

MOTOR TERMIC ROTATIV DE MICĂ PUTERE

Nicolae BĂRAN¹, Alin Ovidiu MOTORGĂ¹

¹UNIVERSITATEA POLITEHNICA, Bucureşti, România.

Rezumat: În lucrare se prezintă soluția constructivă și principiul de funcționare a unui motor termic rotativ care funcționează cu abur; se stabilește o relație originală pentru calculul puterii motorului.

În funcție de cerințele contractului de cercetare se determină principalele dimensiuni ale motorului rotativ și se precizează parametrii de lucru ai agentului termic.

Se precizează condițiile de funcționare astfel încât motorul să furnizeze la arbore o putere de 10 kW.

Cuvinte cheie: rotor profilat, motor rotativ cu abur.

Abstract: The paper presents the constructive solution and the functioning principle of a steam rotating thermic motor; an original relation for the computation of the motor power is established.

According to the requirements of the research contract, the main dimensions of the rotating motor are established and the working parameters of the thermic agent are specified.

The functioning conditions are determined in such a way that the motor can deliver to the shaft a power of 10 kW.

Keywords: profiled rotor, steam rotating motor.

1. INTRODUCERE

Pentru cei care construiesc motoare termice, scopul final este ca randamentul efectiv al motorului să fie cât mai mare.

Cercetări intense se efectuează în vederea construirii unor motoare cu piston rotativ, care prin lipsa forțelor neechilibrate și a momentelor forțelor de inertie, au o perspectivă mai largă de dezvoltare, în comparație cu motoarele cu piston în mișcare rectilinie alternativă.

Atenția cercetătorilor se îndreaptă spre eliminarea sistemului bielă-manivelă; apariția unor noi tipuri de motoare termice ca cele cu pistoane rotative este evident necesară și în scurt timp ele vor fi în curs de experimentare. Ele pot funcționa cu abur livrat de un cazan sau cu gaze de ardere provenite dintr-o cameră de ardere.

Motoarele termice cu piston rotativ, sunt acelea la care organele active reprezentate prin pistoane, efectuează o mișcare de rotație uniformă; această mișcare nu este limitată pe poziții de oprire sau de schimbare de sens de mișcare.

În funcție de soluția constructivă motoarele termice rotative se pot clasifica astfel:

I-Motoare cu piston rotativ propriu-zis;
II-Motoare cu piston giratoriu.

După modul de destindere a agentului termic motoarele cu pistoane rotative pot fi cu un singur corp sau cu mai multe corpuși; agentul termic după

ce s-a destins în primul corp (presiunea scade de la p_1 la p_x), pătrunde în al doilea corp unde se destinde în continuare (presiunea scade de la p_x la p_2).

Valoarea lui p_2 se alege în funcție de încadrarea motorului în schema instalației de forță cu abur:

- motor termic cu contrapresiune;
- motor termic cu condensare.

În prezența lucrare se prezintă soluția constructivă a unui motor termic rotativ care constituie obiectul unui contract de cercetare științifică.

Centru Național de Management Programe (C.N.M.P.) prin programul 4-Parteneriate în domeniile prioritare a încheiat un accord ferm de colaborare cu "C.O. Oskar von Miller" –Institut de Concepție Cercetare și Proiectare Echipamente Termoenergetice (I.C.C.P.E.T) pentru realizarea proiectului nr.22-093/2008 cu titlul:"Instalație de cogenerare de mică putere compusă din cazan de abur pe biomasă - mașină termică cu abur-generator electric".

În cadrul acestui proiect sunt cuprinse următoarele instituții:

Coordonator:I.C.P.E.T. cu sediul în București, Calea Rahovei, nr.266-268 sector 5;

Partener 1:Institutul de Cercetări Electrotehnice (I.C.P.E) cu sediul în București, Splaiul Unirii, nr.313, sector 3;

Partener 2:Siemens Program and System – Engineering, cu sediul în Brașov, str.Colina Universității;

Partener 3:Universitatea Politehnica din București (U.P.B) cu sediul în Splaiul Independenței, nr.313, sector 6 București;

Partener 4:S.R.L.Aristocrat cu sediul în Râmnicul Vâlcea, str. General Magheru, nr.25, Județul Vâlcea.

Obiectivul general al proiectului constă în realizarea unei instalații de cogenerare compusă dintr-un cazan care arde biomasa și produce abur; aburul acționează o mașină termică care antrenează un generator electric de putere mică (sub 10 kW); la ieșirea din mașina termică aburul cedează căldura unor consumatori industriali.

Deci instalația de cogenerare produce:

- energie electrică;
- energie termică (căldură livrată sub formă de abur).

În cadrul acestui proiect U.P.B. prin Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică s-a angajat în rezolvarea următoarelor probleme:

Etapa I:Studiu privind soluțiile tehnice de mașini termice cu abur de putere mică (etapă predată în anul 2009);

Etapa II:Proiect tehnic model experimental mașină cu abur (etapă care va fi predată în anul 2010).

Mașina termică acționată de abur este de fapt un motor rotativ care are la bază un brevet de invenție [1]; în lucrare se va evidenția influența parametrilor constructivi și funcționali asupra puterii teoretice a mașinii și a debitului de agent termic care acționează mașina.

2. SOLUȚIA CONSTRCITIVĂ ȘI PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

În această variantă ambele rotoare sunt acționate de către agentul termic, ele produc energie mecanică. Cuplul motor $M = F \cdot braț$ este maxim pe parcursul a 360° . Raportul între înălțimea pistonului și raza rotorului cât și alte dimensiuni și detalii constructive se stabilesc în funcție de parametrii agentului de lucru și puterea solicitată.

În figura 1 se prezintă principiul de funcționare; astfel agentul termic (abur sau gaze de ardere) pătrunde în motor cu presiune și temperatură mare și apasă pistoanele rotative 1 și 3' care se rotesc în două camere cilindrice (A și B); cei doi rotori (C, D) sunt tangenți și rotirea lor sincronă este asigurată

prin două roți dințate cu același diametru și același număr de dinți amplasate în exteriorul motorului pe cei doi arbore (E, F).

Sub acțiunea agentului termic cele două rotoare se rotesc în sens invers (unul singur poate transmite puterea în exteriorul motorului) pistoanele urmărite fiind 1 și 3'; ele se rotesc cu 180° (fig.1.b, c); în fig.1.c pistonul 1 deschide canalul de evacuare și presiunea aburului scade brusc. În continuare pistonul 1 ajunge în poziție inițială și ciclul se repetă (fig.1).

Pistoanele de pe rotorul inferior (1, 2) se angrenează cu gurile 1' și 2' de pe rotorul superior; simultan pistoanele 3' și 4' de pe rotorul superior se angrenează cu gurile 3 și 4 de pe rotorul inferior.

Din figura 1 se observă că spre deosebire de mașinile cu abur cu piston aici momentul motor transmis la arbore este maxim: $M = F \cdot braț$, în care tot timpul brațul este chiar raza de la centrul arborelui la centrul pistonului.

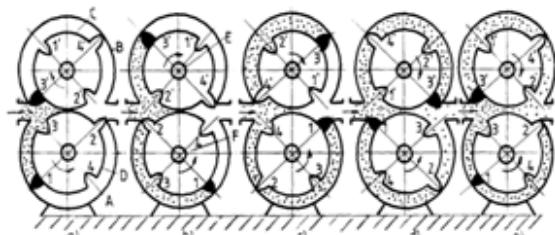


Fig.1. Principiul de funcționare al motorului rotativ cu două rotoare principale A –cilindru inferior;B- cilindru superior; C-rotor superior; D-rotor inferior, 1, 2, 3', 4'- pistoane rotative;
1', 2', 3,4-gurile în care intră pistoane

Dacă se urmărește procesul de funcționare se observă următorul avantaj:

-cuplul obținut la arbore este maxim.

3. CALCULUL PUTERII TEORETICE PRODUSĂ DE MOTORUL TERMIC ROTATIV

Lucrul mecanic de dislocare în unitatea de timp efectuat de agentul termic este dat de relația [2] [3] [4] :

$$L_d = \dot{m}_d [W] \quad (1)$$

în care : \dot{m} – debitul de agent termic care intră în motor [kg/s]

l_d – lucrul mecanic specific de dislocare aferent ambelor rotoare [J/kg]

Pentru rotor, puterea dezvoltată este dată de relația:

$$P_{lr} = \frac{\dot{m}}{2} l_{d1r} \quad [W] \quad (2)$$

Dar

$$\frac{\dot{m}}{2} = \rho A w = \rho \dot{V}_{lr} \quad [W] \quad (3)$$

în care: ρ - densitatea agentului termic [kg/m^3]

A - aria secțiunii de curgere [m^2]

w - viteza de curgere [m/s]

\dot{V}_{lr} - debitul volumic aferent unui rotor [m^3/s]

$$\dot{V}_{lr} = V_{rc} v \quad [W] \quad (4)$$

în care: V_{rc} - volumul de agent termic care curge între suprafața rotorului și suprafața interioară a carcasei [m^3/rot .]

v - frecvența de rotație [rot/s]

Din figura 1 se observă că:

$$V_{rc} \approx (\pi R_c^2 - \pi R_r^2)l \quad [\text{m}^3] \quad (5)$$

în care: R - raza carcasei [m]

R_r - raza rotorului [m]

l - lungimea pistonului [m]

Evident: $R_c = R_r + z$ [m], în care z este înălțimea pistonului.

Introducând relația (5) în relația (4) și ulterior în relația (2) se obține:

$$\frac{\dot{m}}{2} = \rho (\pi R_c^2 - \pi R_r^2) l v \quad (6)$$

Mărimea:

$$(\pi R_c^2 - \pi R_r^2) l \quad (7)$$

este chiar volumul (V_{gp}) generat de piston în mișcarea sa; mărime care poate fi exprimată și în alt mod:

$$V_{gp} = 2\pi \left(R_r + \frac{z}{2} \right) z l \quad (8)$$

Din (6) și (8) obținem:

$$\frac{\dot{m}}{2} = 2\pi \rho v \left(R_r + \frac{z}{2} \right) z l \quad (9)$$

Introducând relația (9) în relația (2) obținem

$$P_{lr} = 2\pi \rho v \left(R_r + \frac{z}{2} \right) z l_{d1r} \cdot l \quad (10)$$

Lucrul mecanic specific de dislocare este dat de relația:

$$l_{d1r} = - \int_{p_1}^{p_x} v dp \quad (11)$$

în care: v – volumul specific al agentului termic la p_1, t_1

$$l_{d1r} = (p_1 - p_x) \cdot v = (p_1 - p_x) \cdot \frac{l}{\rho} \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad (12)$$

Introducând relația (12) în relația (10) se obține:

$$P_{lr} = 2\pi \rho v \left(R_r + \frac{z}{2} \right) z l (p_1 - p_x) \frac{l}{\rho} \quad (13)$$

$$P_{lr} = 2\pi \left(R_r + \frac{z}{2} \right) z l (p_1 - p_x) v \quad [W]$$

Puterea obținută la fiecare rotor este aceeași deci motorul furnizează o putere:

$$P = 2P_{lr} = 2 \left[2\pi \rho v \left(\frac{2R_r + z}{2} \right) z l (p_1 - p_x) v \right] \quad (14)$$

$$P = 2\pi [z l (2R_r + z)] [(p_1 - p_x) v]$$

$$P = \pi d z (2R_r + z) (p_1 - p_2) \frac{n}{30} \quad [W] \quad (15)$$

în care n este turația motorului [rot/min]

Din relația 15 se observă că puterea este influențată de două categorii de parametri:

I) Parametrii funcționali:

- Cu cât diferența de presiune $(p_1 - p_2)$ va fi mai mare cu atât puterea va crește;
- Puterea crește odată cu sporirea turației motorului.

II) Parametrii geometrici:

- Puterea crește liniar cu lungimea rotorului (l);
- Puterea crește cu pătratul înălțimii pistonului (z).

3. DIMENSIONAREA MOTORULUI TERMIC

La dimensionare se va ține cont de condiția restrictivă [5] $\frac{z}{R_c} < 0,423$ cât și de posibilitățile de realizare a rotoarelor pe un centru de prelucrare cu comandă numerică (C.N.C.).

Profilul rotorului are o formă specială prezentată în lucrările [6] [7], iar tehnologia de execuție este precizată în lucrările [8] [9].

Prin contractul de cercetare precizat anterior se cere ca la cupla motorului să dispunem de o

putere efectivă de 10 kW necesară pentru antrenarea unui generator electric.

După numeroase cercetări și încercări s-au ales dimensiunile principale ale motorului termic rotativ:

- a) Înălțime piston rotativ : $z=0,04\text{m}$;
- b) Lungime rotor : $l=0,04\text{m}$;
- c) Raza rotorului: $R_r=0,08\text{m}$.

Parametrii funcționali:

-Parametrii aburului la intrarea în motor:

$$p_1=15 \text{ bar}; t_1=250^\circ\text{C}$$

-Parametrii aburului la ieșirea din motor:

$$p_2=2 \text{ bar}; t_2=120^\circ\text{C}$$

-Turația motorului 750 rot/min.

Din lucrarea [10] pentru $p=15\text{ bar}$ corespunde o temperatură de saturatie $t_s=198,28 \approx 200^\circ\text{C}$ și o entalpie a aburului $h''=2792 \text{ kJ/kg}$ (fig.2).

Se observă că dispunem de un interval de supraîncălzire al aburului de la $t_s=200^\circ\text{C}$ la $t_1=250^\circ\text{C}$, iar entalpia aburului va crește de la $h''=2792 \text{ kJ/kg}$ la $h_1=2921 \text{ kJ/kg}$.

Aburul produs de cazan va aciona un motor cu abur rotativ care va antrena un generator electric de putere $P=10 \text{ kW}$.

La ieșire din motor aburul va fi utilizat de către un consumator industrial de căldură, care va returna condensul înapoi către cazan. Pentru a ajunge la acest consumator se apreciază că pierderile de presiune pe traseu și în schimbătorul de căldură sunt de circa 1 bar, deci la ieșire din motor aburul va avea parametrii: $p_2=2 \text{ bar}$ și $t_2=120^\circ\text{C}$ (fig. 2).

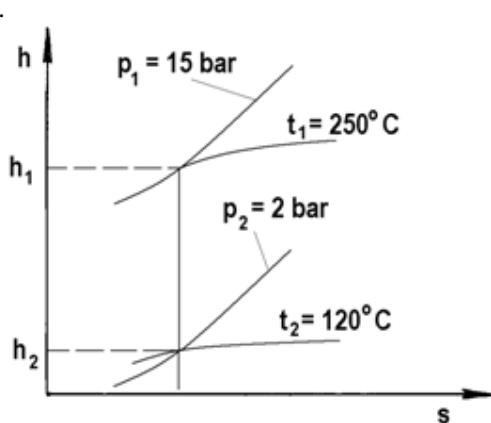


Fig. 2. Procesul de destindere al aburului în diagrama $h-s$:

$$h_1 = 2921 \text{ kJ/kg}; h_2 = 2525 \text{ kJ/kg}.$$

Înlocuind în formula de calcul a puterii:

$$\begin{aligned} P_t &= \pi \cdot 0,04 \cdot 0,04 (2 \cdot 0,08 + 0,04) (15 - 2) 10^5 \cdot \frac{750}{30} \quad (16) \\ &= 32656,0 \text{ W} \end{aligned}$$

rezultă o putere teoretică de 32,6 kW.

Tinând cont că randamentul efectiv al mașinilor termice este de 30 ÷ 40 % rezultă pentru $\eta_{ef}=0,326$ o putere efectivă :

$$P_{ef} = P_t \cdot \eta_{ef} = 32,6 \cdot 0,326 = 10,6 \text{ kW}.$$

4. STABILIREA CONSUMULUI DE AGENT TERMIC

Debitul volumic de abur care trece prin mașină este dat de relația:

$$\dot{V} = \pi z l \cdot (2R_r + z) \cdot \frac{n}{30} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \pi \cdot 0,04 \cdot 0,04 (2 \cdot 0,08 + 0,04) \cdot \frac{750}{30} \quad (18) \\ &= 0,025112 \frac{m^3}{s} = 90,432 m^3/h \end{aligned}$$

Debitul masic:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} [\text{kg/s}]. \quad (19)$$

$\rho = \frac{1}{v}$; din [10] pentru $p=15 \text{ bar}$ și $t=250^\circ\text{C}$ rezultă:

$$v = 0,1518 \text{ m}^3/\text{kg}. \quad (20)$$

$$\rho = \frac{1}{0,1518} = 6,587 \text{ kg/m}^3 \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 6,587 \cdot 0,025112 = 0,16541 \text{ kg/s} = \\ &= 595,47 \text{ kg/h} \approx 600 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Această valoare poate fi stabilită și în alt mod, astfel:

Aburul circulă în mașină cu viteza tangențială:

$$\begin{aligned} w &= \omega \cdot R = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \left(R_r + \frac{z}{2} \right) = \\ &= \frac{2\pi \cdot 750}{60} \cdot (0,08 + 0,02) = 7,85 \text{ m/s} \quad (22) \end{aligned}$$

Secțiunea de curgere a aburului:

$$2(0,04 \times 0,04) = 0,0032 \text{ m}^2 \quad (23)$$

Debitul de abur:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \rho \cdot A \cdot w = 6,587 \cdot 0,0032 \cdot 7,85 = 0,1654 \text{ kg/h} \\ &= 595,6 \text{ kg/h} \approx 600 \text{ kg/h}\end{aligned}\quad (24)$$

5. CONCLUZII

1. Cuplu motor $M = F \cdot b \cdot \sin \alpha$ unde α este unghiul dintre forță și brațul forței ($R + \frac{z}{2}$) este maxim ($\alpha = 90^\circ$) pe parcursul unei rotații.
2. Dimensiunile de gabarit ale motorului rotativ sunt mult mai reduse decât la alte mașini termice.
3. Motorul termic rotativ asigură cogenerarea energiei, adică producerea concomitentă de energie electrică și energie termică.
4. Cercetările vor continua în sensul stabilirii fracționării destinderii aburului de la p_1 la p_2 în mai multe corpuri legate succesiv.

REFERINȚE

- [1] N.Băran , Gh. Băran "Motor rotativ cu abur", Brevet de invenție nr.111296/1997 eliberat de O.S.I.M., București .
- [2] N.Băran, P.Răducanu ș.a., "Termodinamică tehnică", Editura POLITEHNICA PRESS, București 2010.
- [3] N. Băran, "Mașini termice rotative, mașini de lucru, mașini de forță", Editura MATRIX ROM, București, 2001.
- [4] N. Băran, M. Marinescu, V. Radcenco, "Termodinamică tehnică", vol. I, II, III, Editura MATRIX ROM,
- București, 1998.
- [5] Băran N., Băran Gh., Donțu O., "Corelația dintre puterea de antrenare și înălțimea pistonului rotativ la un nou tip de compressor" Revista de Chimie, vol.55, nr.1/2004, pag.51-53.
- [6] A. Costache N. Baran "Computation method for establishing the contour of a new type of profiled rotor", University Politehnica of Bucharest , Scientific Bulletin Series D : Mechanical Engineering vol. 70 nr.3 / 2008 pag. 93 – 102 .
- [7] N.Baran , D. Besnea , A Motorga , "Elements of computing the architecture and manufacturing technology for a new type of profiled rotor" , PROCEEDINGS , International Conference , 6th Workshop on European Scientific and Industrial Collaboration on promoting Advanced Technologies in Manufacturing , WESIC'08, Bucharest 25 – 26 September 2008 p.233-241 .
- [8] Marinescu A. , Baran N. , "Stabilirea arhitecturii geometrice și a tehnologiei de fabricație pentru unele elemente constructive ale unei mașini de lucru rotativa" , Lucrările Conferinței Internaționale NAV- MAR- EDU 2007 »135 de ani de învățământ de marină « Constanța 15-17 noiembrie 2007
- [9] D.Besnea,N. Baran, A.Costache ,,"Manufacturing Technology for a New Type of Profiled Rotor Used in the Construction of Rotating Machines "Proceedings of the 2nd International Conference on Innovations, Recent Trends and Challenges in Mechatronics , Mechanical Engineering and New High-Tech Products Development MECAHITECH 10 Bucharest, 23-24 September 2010 pag.18-27.
- [10] M.P. Vukalovici, "Proprietățile termodinamice ale apei și ale aburului, tabele și diagrame", Editura Tehnică, București, 1967

ANALIZA COMPARATIVA A PROPRIETATILOR BIOCOMBUSTIBILILOR DIN ULEI DE PALMIER RESPECTIV ULEI OBTINUT DIN PESTE

*Mihaela BUCULEI¹, Daniel PICIOREAU², Mihai NAGIU²
Danilă IORGA²*

¹UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania.
²UNIVERSITY POLITEHNICA TIMISOARA, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezinta analiza comparativa a proprietatilor chimice a biocombustibilului obtinut din ulei de palmier si a biocombustibilului din ulei de peste, proprietati care influenteaza arderea biocombustibilului
Cuvinte cheie: biocombustibil, densitate, viscozitate.

Abstract. The paper presents the comparative analysis of the chemical properties of palm tree oil biofuel and fish oil biofuel, properties that influence biofuel burning.

Keywords: biofuel, density, viscosity.

1. DETERMINAREA PRINCIPALILOR INDICI AI BIOCOMBUSTIBILILOR

În determinarea indicilor calitativi ai biodieselului s-au studiat principalele proprietăți ale combustibilului care au legătură directă cu necesitățile motorului.

În acest scop, proprietățile combustibilului au fost grupate în trei clase mari:

- după influențele pe care le exercită asupra formării amestecului, asupra autoaprinderii și arderii combustibilului;
- asupra uzurii motorului;
- asupra transportului și depozitării, manipulării combustibilului.

Se vor lua în considerare numai proprietățile care prezintă interes în determinarea capacității uleiurilor (biocombustibilului) de a constitui un înlocuitor pentru combustibili diesel clasici.

Determinările indicilor calitativi ai biocombustibilului s-au făcut conform standardelor în vigoare specifice acestuia

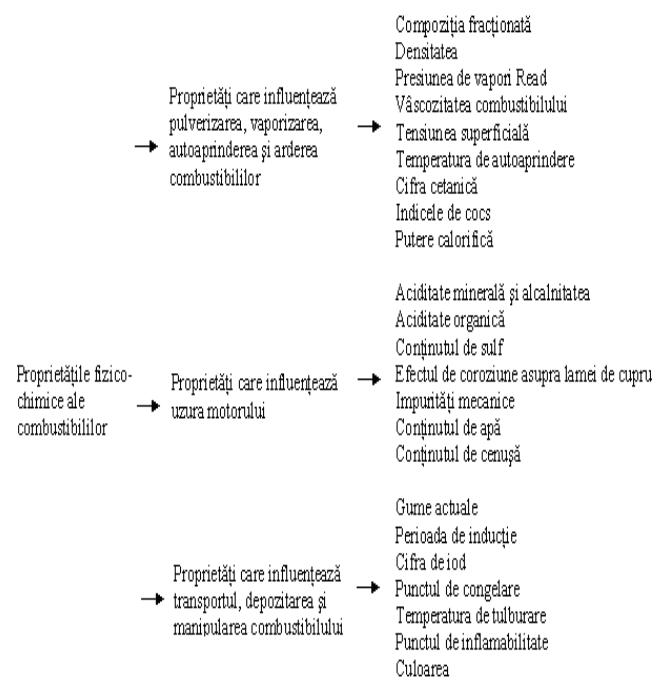


Fig. 1. Proprietăți fizico-chimice ale combustibililor

Tabelul 1
Standardul European pentru Biodiesel (EN 14214)

Proprietăți	Unitate de măsură	Limite Min. Max.	Metode de testare
Conținut de esteri	%(m m ⁻¹)	96,5	- pr EN 14103
Densitatea la 15 ⁰ C	kg m ⁻³	860	900 EN ISO 3675
Vîscozitate la 40 ⁰ C	mm ² s ⁻¹	3,5	5 EN ISO 3104
Punctul de inflamabilitate	°C	120	- ISO/CD 3679
Reziduu Carbon	%(m m ⁻¹)	-	0,3 EN ISO 10370
Valoarea acid	mg NaOH g ⁻¹	-	- pr EN 14104
Indice cetan	-	51	- EN ISO 5165
Conținut de sulfuri	mg kg ⁻¹	-	10 -
Conținut de cenușă sulfurată	%(m m ⁻¹)	-	0,02 ISO 3987
Conținut apă	mg kg ⁻¹	-	500 EN ISO 12937
Contaminare totală	mg kg ⁻¹	-	24 EN 12662
Stabilitate oxidare 110 ⁰ C	hr	6	- pr EN 14112
Valoarea de iod	-	-	120 pr EN 14111
Acid linoleic de metil ester	%(m m ⁻¹)	-	12 pr EN 14103
Polineaturate (≥ 4 duble legături) metil esteri	%(m m ⁻¹)	-	1 -
Conținut metanol	%(m m ⁻¹)	-	0,2 pr EN 14110
Conținut mogliceride	%(m m ⁻¹)	-	0,8 pr EN 14105
Conținut digliceride	%(m m ⁻¹)	-	0,2 pr EN 14105
Conținut trigliceride	%(m m ⁻¹)	-	0,2 pr EN 14105
Glicerol liber	%(m m ⁻¹)	-	0,2 pr EN 14105
Glicerol total	%(m m ⁻¹)	-	0,25 pr EN 14105
Conținut alcalin	mg kg ⁻¹	-	5 pr EN 14108
Conținut de fosfor	mg kg ⁻¹	-	10 pr EN 14107

2. DETERMINAREA INDICELUI DE REFRACTIE CU REFRACTOMETRUL ABBE

Principiul metodei. Modificarea direcției de propagare a unei raze de lumină care trece dintr-un mediu în altul, la suprafața de separație dintre ele, se numește refracție. Schimbarea direcției are loc conform legii refracției:

$$\frac{\sin i}{\sin r} = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

în care:

i - este unghiul de incidență format de raza incidentă cu normala la suprafața de separație;

r - este unghiul de refracție format de raza refractată cu normala la suprafața de separație;

n₁ - este indicele de refracție al mediului 1 din care vine raza;

n₂ - este indicele de refracție al mediului al doilea în care trece raza.

Rezultatele determinărilor sunt trecute în tabelul 2.

Tabelul 2
Valorile Indicelui de refracție pentru probele de biodiesel

Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
1,4520	1,4500

3. DETERMINAREA INDICELUI DE ACIDITATE

Indicele de aciditate este determinat cu expresia :

$$\text{Indicele de aciditate} = \frac{K \cdot V}{M}$$

unde: K- titrul soluției de KOH 0,1N

V - volumul de hidroxid folosit la titrare, ml.

M - masa de biocombustibilul folosită la titrare, g

Rezultatele obținute sunt trecute în Tabelul 3.

Tabelul 3
Aciditatea probelor de biocombustibil

Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
1,07	0,45

4. DETERMINAREA CURBEI DE DISTILARE LA PROBELE DE BIOCOMBUSTIBIL

Curba de distilare se determină pe un volum de 100 ml de biocombustibil, măsurând temperatura pentru fiecare volum de 10 ml de biocombustibil adus în stare de vaporii ulterior condensat; cu datele obținute se trasează o curbă care reprezintă variația temperaturii funcție de cantitatea de biocombustibil distilat, exprimată în procente de volum, Fig.2. De pe curba de distilare se citesc temperaturile la care a distilat 10%, 50% respectiv 90% din volumul total de biocombustibil temperaturi notate cu T_{10} , T_{50} și T_{90} .

Cu cât aceste temperaturi sunt mai mici cu atât biodieselul este mai volatil. Temperatura punctului de 10% reprezintă aptitudinea biocombustibilui de pornire a motorului. Perioada de încălzire a motorului este reflectată de valoarea T_{50} iar vaporizarea și arderea integrală precum și consumul de carburant pot fi corelate cu T_{90} ca și cu temperatura finală de fierbere. Biodieselul cu volatilitate ridicată prezintă și o serie de dezavantaje printre care pericolul de a forma dopuri de vaporii și tendința de înghețare a combustibilului, împiedicând alimentarea și provocând astfel oprirea motorului.

Dacă biocombustibilul nu este suficient de volatil, nu se evaporă integral, nu arde integral și părțile nearse diluează uleiul provocând o serie de efecte negative și o uzură accentuată a motorului. Se recomandă utilizarea biodieselului biocombustibilului cu volatilitate mare în timpul iernii și a celor mai puțin volatile pe timp de vară.

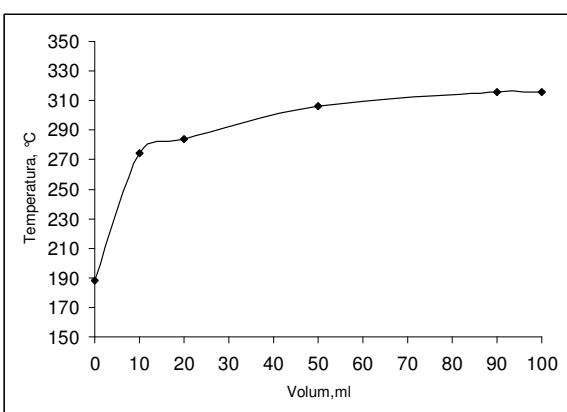


Fig. 2. Curba de distilare a biocombustibilului obținut din ulei de pește

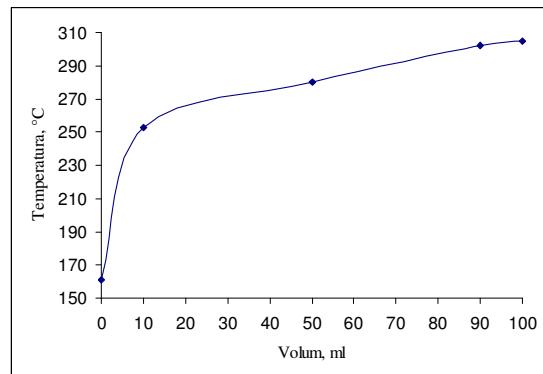


Fig. 3. Curba de distilare a biocombustibilului obținut din ulei de palmier

5. DETERMINAREA PUNCTULUI DE INFLAMABILITATE

Prin punct de inflamabilitate al unui combustibil se înțelege temperatura cea mai joasă la presiunea atmosferică normală la care vaporii degajați din produsul analizat în amestec cu aerul de deasupra produsului se aprind în contact cu o flacără, fără a continua să ardă.

Punctul de inflamabilitate este o caracteristică a lubrifiantelor, respectiv a combustibililor, dându-ne indicații asupra pericolului de aprindere, asupra degradării. Practic, se determină punctul de inflamabilitate al unor combustibili, cu aparatul Pensky-Martens.

Tabelul 4

Punctul de inflamabilitate, °C	
Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
106	166

Parametrul indică, la biocombustibilul rezidual (metanolul) rămas în compusul final. Reziduul de metanol poate determina degradarea elastomerilor și a etanșeităților de la motoare, precum și coroziunea aluminiului și a zincului prezente la injectoare.

6. DETERMINAREA PUNCTULUI DE CONGELARE

Punctul de congelare este temperatura cea mai înaltă la care un produs petrolier, lichid, supus răciri, în condiții definite, practic încetează să mai curgă.

Punctul de congelare permite să se aprecieze mobilitatea combustibililor lichizi la transvazare și întrebunțare la temperaturi relativ joase.

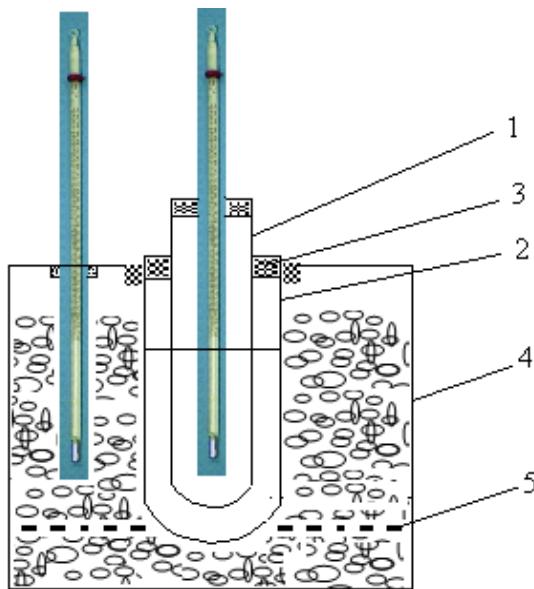


Fig. 4. Dispozitiv pentru determinarea punctului de congelare

- dispozitiv compus dintr-o eprubetă de sticlă cu fund rotund (1) fixată în interiorul manșonului de sticlă (2) printr-o placă de plută perforată (3) și prevăzută cu dop perforat pentru trecerea unui termometru. Eprubeta are un reper indicator al nivelului de umplere cu lichid;
- baie de răcire (4) izolată termic, prevăzută cu un suport de suștinere (5) a manșonului (2);
- termometre.

Tabelul 5

Punctul de congelare, °C	
Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
1	-8

7. DETERMINAREA PUNCTULUI DE TULBURARE

Comportarea uleiurilor la temperaturi scăzute depinde în special de prezența componenților care se separă (parafine, cerezine).

Separarea are loc înainte de pierderea mobilității și este însoțită de tulburarea uleiului.

Temperatura de tulburare a unui combustibil pentru motoare este temperatura la care combustibilul începe să se tulbere prin răcire în anumite condiții.

Temperatura la care are loc acest fenomen este, de obicei, cu 3-5°C mai ridicată decât punctul de curgere (congelare).

Efectuarea determinării:

În timpul răciri, combustibilul din eprubetă se amestecă cu un agitator cu o viteză de 60-200 curse/minut (prin cursă se înțelege coborârea agitatorului până la fundul eprubetei și ridicarea lui până la nivelul combustibilului).

Amestecarea manuală se face în perioade de câte 20 secunde cu o oprire de 15 secunde după fiecare perioadă.

Cu 5°C înainte de atingerea presupusului punct de tulburare se verifică transparența combustibilului cu o probă etalon, la lumina unui bec.

Durata operației de observare a tulburelui amestecului de cercetat, de la scoaterea eprubetei din mediul de răcire până la introducerea ei înapoi, trebuie să fie de maxim 15 secunde.

Dacă nu s-a schimbat combustibilul în comparație cu etalonul, se introduce din nou eprubeta în vasul de răcire și se fac observații după fiecare coborâre a temperaturii cu 1°C până când apare tulbureala.

Temperatura la care, în combustibilul de cercetat se observă cu ochiul liber, apariția tulburelui sau a unui nouăș, se consideră temperatura de tulbureală a combustibilului.

Datele obținute sunt trecute în tabelul 6.

Tabelul 6
Valoarea punctului de tulburare

Punctul de tulburare, °C	
Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
4	-2

8. DETERMINAREA VÂSCOZITĂȚII CINEMATICE

Vâscozitatea cinematică γ reprezintă expresia forței de legătura a moleculelor unui fluid între ele sau rezistența pe care o oferă fluidul la curgere.

Vâscozitatea cinematică este calculată pornind de la timpii de curgere a unui volum bine determinat de ulei printr-un capilar calibrat, în condiții de temperatură și presiune foarte bine controlate.

Determinarea vâscozității poate fi determinată direct cu ajutorul vâscozimetrelor capiale tip Oswald sau Ubbelohde, prezentat în figura.5.



Fig. 5. Aparat Ubbelohde pentru determinarea vâscozității

In principiu aceste aparate sunt formate din două rezervoare din sticlă cu volum calibrat, legate între ele prin tuburi de legătură din sticlă și o capilară calibrată prin care se scurge un volum constant de produs.

Produsul de cercetat se introduce în rezervorul aparatului până la nivelul indicat pe acesta. Când temperatura s-a uniformizat și a ajuns la valoarea dorita determinării se aspiră lichidul până la umplerea celor două bule ale aparatului și se pornește cronometrul măsurându-se timpul necesar surgeriei lichidului între cele două repere

Vâscozitatea cinematică se calculează cu formula:

$$\gamma = K \cdot \tau$$

unde :

γ – vâscozitatea cinematică, mm^2/s ;

K – constanta capilarei, mm^2/s^2 ;

τ – timpul măsurat, s.

Tabelul 7

Vâscozitatea probelor de biodiesel

Biocombustibil obținut din ulei de pește	Biocombustibil obținut din palmier
7,2	5,02

9. CONCLUZII

Se observă că vascozitatea biocombustibilui din ulei de peste este mai mare decât cea a celui de palmier, lucru ceea ce influențează procesul de alimentare și pe cel de ardere la temperatură ambiante scăzute, ceea ce duce la necesitatea preincalzirii biocombustibilului din ulei de palmier

Biocombustibilul obținut din ulei de palmier se poate folosi doar vara deoarece în anotimpurile racoroase are tendința de solidificare în timp ce biocombustibilul din ulei de peste poate fi folosit în orice anotimp.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Pulkrabek, W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall, New Jersey, 2002;
- [2] Heywood, J., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Series in mechanical engineering, McGraw Hill, MIT, New York, 1998;
- [3] Negrea, v., d., *Procese în motoare cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării*. vol. I., editura Politehnica, Timișoara, 2001
- [4] Dumitru Mihaela Gabriela (Bîță), Grecu Ramona, Tutunea Dragoș, Popescu Alexandru, Bică Marin, „Modificări fizico-chimice la biodiesel pe perioada depozitării”, Rev. Chim. (București), 61 (9), p. 882-885, 2010].
- [5] D.R. Grecu , M.G. Bîță, D. Tutunea, A. Popescu, M. Bică, *The effect of medicago sativa extract on the oxidative stability of biodiesel*, International U.A.B. - B.En.A Conference, “Management and sustainable protection of environment”, Alba Iulia, 6-7 Mai, 2009;
- [6] Dumitru Mihaela Gabriela (Bîță), Grecu Ramona, Tutunea Dragoș, Popescu Alexandru, Bică Marin, „Modificări fizico-chimice la biodiesel pe perioada depozitării”, Rev. Chim. (București), 61 (9), p. 882-885, 2010;
- [7] prEN14104; EN14112; ASTM D664,
- [8] Determinarea Indicelui de aciditate; Mahajan S., Konar S.K. and Boocock D.G.B., Biodiesel, 83, p. 567-570, 2006;
- [9] S K0070-1992 Test method for Acid value, Saponification number, Ester number, Iodine number, Hydroxyl value of Chemical products and Unsaponifiable matter.

EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE INFLUENCE OF AMBIENT TEMPERATURE ON EMISSIONS LEVELS FOR SPARK IGNITION ENGINES POWERED VEHICLES

Ioan-Daniel CĂRĂBAŞ¹, Claudiu ANDER², Narcis URICANU³, Mihai NAGI¹, Ion HITICĂŞ¹

¹ POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMISOARA, FACULTY OF MECHANICS, Romania.

² REGISTRUL AUTO ROMAN, ARAD, Romania.

³ S.C. AUTOROMA SRL, TIMISOAR, Romania.

Abstract: In lucrarea de fata, a fost realizat experimental si este prezentat modul de variatie a nivelului noxelor, emise de catre autoturismele echipate cu motoare cu aprindere prin scanteie, in functie de temperatura ambianta, intre inspectile tehnice periodice. Pentru determinarea valorilor masurate experimental, la autoturismele echipate cu motor cu aprindere prin scanteie, s-a utilizat analizorul de gaze MAHA MGT5-Eurosystem.

Cuvinte cheie: nivelul noxelor, temperatura, motor cu aprindere prin scanteie.

Abstract: An experimental study was undertaken to evaluate the influence of ambient temperature on the emissions of spark ignition engines fitted to passenger cars. Measurements were performed at fixed intervals to evaluate emissions variations between periodical technical inspections. A MAHA MGT5-Eurosystem was used for the experimental trials.

Keywords: emissions levels, ambient temperature, spark ignition engine.

1. INTRODUCTION

Experimental research was developed in order to evaluate the way emissions coming from spark ignition (SI) engines, within the timeframe between two technical inspections [1,2].

A MAHA MGT5–Eurosystem gas analyzer was used to measure emitted carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbons (HC) and carbon dioxide (CO₂) values. This equipment is based on the SMD technology, a modular construction available in any MAHA apparatus that allows this type of equipment to be connected in a network.

The experimental research was undertaken on a Porsche type 928 GTS passenger car powered by a high performance Otto engine [3, 4]. The vehicle featured an average mileage of 2583 km between two technical inspections, mostly driven in highway regime [5].

2. THEORETICAL CONSIDERATIONS

Technical specifications for the Porsche 928 GTS passenger car Otto engine [6]

- engine code = M 28.50
- engine type = Otto, 4 stroke
- configuration = 8 V cylinders, twin camshaft, 32 valves
- power = 257/350 [kW/CP]
- max engine speed = 5700 [1/min]
- displacement = 5397 [cm³]
- transmission = automatic (CVA 4+1)
- gear ratios = 5
- emissions rating = Euro II

3. EXPERIMENTAL RESULTS

Tables I, II and III shown below contain measurements of HC, CO and CO₂ emissions for different ambient temperatures, with the engine running at idle or at maximum engine speed.

Table 1
Values for HC emissions

Time frame [month]	HC emissions during at idle operation [ppm]	HC at rated engine speed [ppm]	Mileage between two technical inspections [km]	Ambient temperature t_{ext} [°C]
January	35	10	10000	-8
February	47	24	11500	-2
March	120	78	14000	12
April	170	120	16800	20
May	225	142	20000	26
June	242	165	22000	34
July	267	183	25000	38
August	240	175	29000	36
September	187	136	34000	20
October	148	95	36500	14
November	85	65	38700	6
December	20	0	41000	-6

Table 2
Values for CO emissions

Time frame [month]	CO emissions during at idle operation [ppm]	CO at rated engine speed [ppm]	Mileage between two technical inspections [km]	Ambient temperature t_{ext} [°C]
January	0.01	0.02	10000	-8
February	0.07	0.05	11500	-2
March	0.24	0.13	14000	12
April	0.33	0.18	16800	20
May	0.34	0.22	20000	26
June	0.28	0.26	22000	34
July	0.17	0.24	25000	38
August	0.28	0.22	29000	36
September	0.34	0.17	34000	20
October	0.25	0.14	36500	14
November	0.15	0.1	38700	6
December	0	0	41000	-6

Table 3
Values for CO₂ emissions

Time frame [month]	CO ₂ emissions during at idle operation [ppm]	CO ₂ at rated engine speed [ppm]	Mileage between two technical inspections [km]	Ambient temperature t_{ext} [°C]
January	12.7	13.8	10000	-8
February	13.1	14.1	11500	-2
March	14.2	15	14000	12
April	15	15.7	16800	20
May	15.3	15.8	20000	26
June	15.4	15.8	22000	34
July	15.6	15.9	25000	38
August	15.2	15.8	29000	36
September	15	15.7	34000	20
October	14.2	15.2	36500	14
November	13.5	14.8	38700	6
December	12.7	13.8	41000	-6

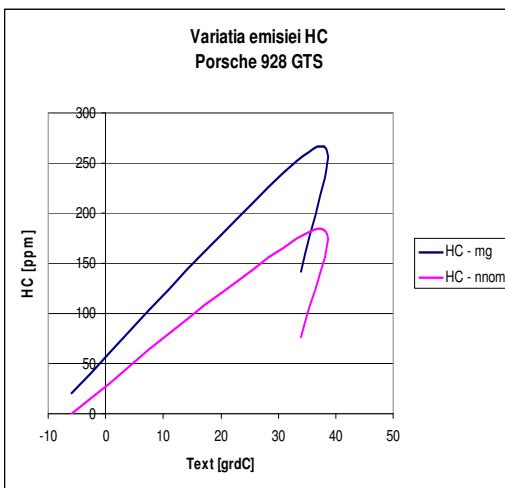


Fig. 1. HC emissions variation for different ambient temperatures

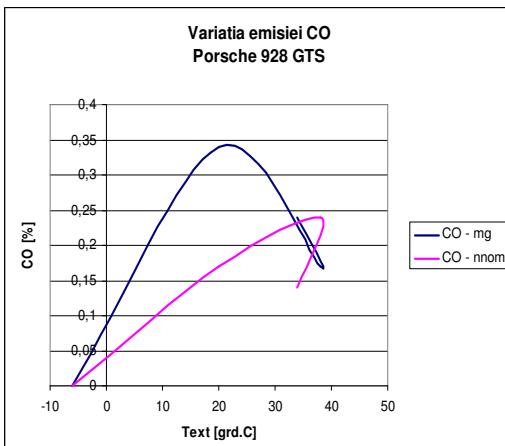


Fig. 2. CO emissions variation for different ambient temperatures

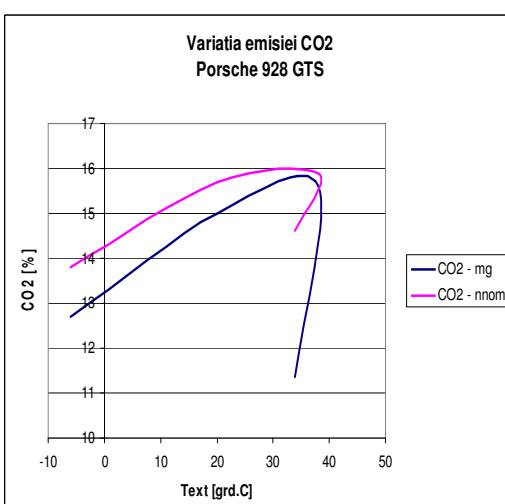


Fig. 3. CO₂ emissions variation for different ambient temperatures

4. CONCLUSIONS

An increase of HC emissions was observed as the ambient temperature increased [7, 8], and idle operation featured higher unburned hydrocarbons emissions compared to rated engine speed (figure 1).

Concerning CO emissions, higher values for idle can be noticed as compared to top engine speed (figure 2).

Given that the CO₂ emissions are dependent on the fuel consumption value, idle carbon dioxide emissions are lower for idle operation than those at rated engine speed (figure 3).

Within the entire internal combustion engines population, the SI engine is considered the greatest contributor to pollutant emissions, not so much because of the working principle, but rather because of a higher percentage compared to compression ignition aggregates used in the automotive transport sector.

Regulations for technical inspections stipulate that the exhaust gas is to be analyzed for two working regimes (idle and rated engine sped), that can result in significant differences compared to the case of drive cycle trial. Therefore, there is always the possibility that a vehicle no longer fulfills the emissions limits that it was designed to. This situation can be caused by normal engine wear, as well as improper operating conditions such as late engine oil change, delayed filter change, low fuel quality and so on.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/88/1.5/S/50783, Project ID 50783 (2009), co-financed by the European Social Fund – Investing in People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1] Metz, N., *Contribution of Passenger Cars and Trucks to CO₂, CH₄, N₂O, CFC and HFC Emissions*, Proceedings of the 2002 Environmental Sustainability Conference and Exhibition, Published by SAE, USA 2001.
- [2] Uricanu N.- Studii și cercetări privind nivelul noxelor masurate la inspecțiile tehnice pentru autoturisme în raport cu tipul, durata și condițiile de exploatare a acestora, teza de doctorat, Timisoara 2010.
- [3] Gruden, D., *Auto und Umwelt*, Porsche A.G. Stand 1, Stuttgart 1998

- [4] Gruden, D., *Umweltschutz in der Automobilindustrie: Motor, Kraftstoffe, Recycling*, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008
- [5] Negrea, V.D., *Procese în motoare cu ardere internă - vol.II*, Editura Politehnica, Timișoara 2003.
- [6] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, *Type. Maße. Toleranzen*, WKD 423910 2M Stand 8, Stuttgart 1993.
- [7] Nagi, M., Laza, I., Mihon, L. – Heat changers, Vol II, Mirton, Timisoara 2007, pag. 290.
- [8] Bică, M., Nagi, M. - *Transfer de masa și căldură*, ISBN 973-9271-52-9, Universitară, Craiova, 1999.

RESEARCH REGARDING EMISSIONS LEVELS VARIATION BETWEEN PERIODICAL TECHNICAL INSPECTIONS OF PASSENGER CARS POWERED BY COMPRESSION IGNITION ENGINES

Ioan-Daniel CĂRĂBAŞ¹, Narcis URICANU², Claudiu ANDER³, Mihai NAGI¹, Laurențiu HENTIU¹

¹POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMISOARA, FACULTY OF MECHANICS, Romania.

²S.C. AUTOROMA SRL, Timisoara, Romania.

³REGISTRUL AUTO ROMAN, Arad, Romania.

Abstract: In lucrarea de fata, a fost realizat experimental si este prezentat modul de variație a nivelului noxelor, emise de catre autoturismele echipate cu motoare cu aprindere prin comprimare, intre inspectile tehnice periodice. Cercetările facute prin masurători au fost efectuate utilizand un analizor de gaze de tip VLT 4590.

Cuvinte cheie: nivelul noxelor, inspectii tehnice periodice, motor cu aprindere prin comprimare.

Abstract: Measurements of emissions during the timeframe between periodical technical inspections are presented, for vehicles powered by compression ignition engines. A VLT 4590 type gas analyzer was used for the experimental trials.

Keywords: emissions levels, periodical technical inspections, compression ignition engine.

1. INTRODUCTION

Experimental research were performed to study the variation of emissions levels in the time interval between two periodical technical inspections [1, 2], for passenger cars equipped with compression ignition (CI) engines.

Measurements were done at the local Registrul Auto Român – Timiș facility (Romanian Department of Motor Vehicles) on a Vito type, Mercedes Benz 115 CDI vehicle, using a Hartridge type, VLT 4590 smokemeter. The measuring VLT device is controlled by a microprocessor that allows rapid and precise analysis. The equipment is user friendly and consists of two main components: smoke chamber (that can reach up to 100 °C) and display module. In addition to smoke opacity, oil temperature, engine speed, smoke chamber temperature and pressure drop are also displayed, thus enabling the user to quickly access all this information. A small size printer allows the parameters to be printed.

It should be noted that the Hartridge measurement method is recognized by European regulations (CEE – ONU no 24.03 regulation).

2. THEORETICAL CONSIDERATIONS

Exhaust gases from CI engines contain the following species [3, 4]: carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO₂), unburned hydrocarbons (HC), oxygen (O₂), water (H₂O), sulfur oxides (SO_x), nitrogen oxides (NO_x), soot particles (PM). The gaseous components can be measured using a gas analyzer [5, 6], while soot particles can be measured using the gravimetric method. An alternative is to measure the smoke opacity. The more opaque the smoke is the more there is soot present in the exhaust gases.

There are three types of smokemeters: total (complete) flux aggregates, partial flux and measurement units featuring a filter. The principle of both total and partial flux smokemeters is the same, as the exhaust gases enter the measurement chamber for analysis. Total flux measurement units have the disadvantage of a larger gas flow and therefore they require a large smoke chamber. The filtering method can not be used in dynamic engine operation. Only the overall quantity of soot emitted over a certain time period can be measured and not the real time value. The VLT 4590 smokemeter is

a partial flow measurement type unit. Its probe has a length of 1 m and ensures a homogenous

exhaust gas mixture in the smoke chamber.

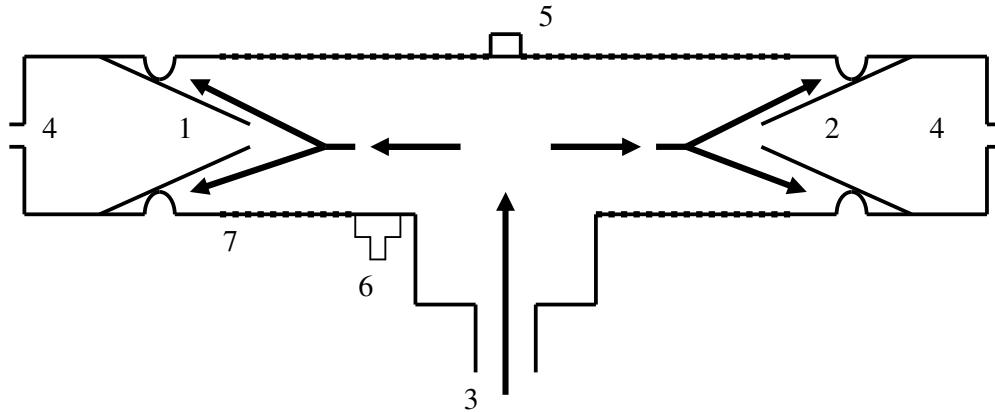


Fig. 1. Schematic presentation of the smoke chamber

1 – light source; 2 – receiver; 3 – gas inlet; 4 – air inlet; 5 – temperature sensor; 6 – pressure transducer; 7 – heating element.

Good availability is ensured by separating the smoke chamber from the display unit. The “T” shaped smoke chamber [7,8,9] is built from aluminum. To prevent large errors during measurements, it has a heating element controlled by a microprocessor. The system continuously monitors and adjusts the temperature so that a constant value of 100 °C is maintained. As a result, any water present in the exhaust gas stream is vaporized and thus only soot particles are recorded by the apparatus. The smoke chamber is designed to feature a very low pressure drop, and any pressure difference between the inside chamber and surrounding environment is monitored with an electronic pressure transducer. Gas flow is not forced in any way so as not to introduce additional errors by the air flow.

3. EXPERIMENTAL DATA ANALYSIS

Table 1 shows the values for the Hartridge index K_M , measured once every month for the Mercedes Benz Vito passenger car, at different mileage and ambient temperature values. A 5000 km between two measurements is evident.

Figure 2 shows the variation of the Hartridge smoke index (K) for the ambient temperature range. An increase was observed as the ambient temperature increased, and then a drop at high external temperature (t_{ext}). The increase in smoke opacity can be explained by a decrease in air density, thus lowering the air quantity for combustion available. At high ambient temperature the combustion process is improved by good spray evaporation and air-fuel mixing.

Table 1
Smoke index for a one year timeframe

Time period [month]	Coefficientul Hartridge $K_M [m^{-1}]$	Distanța parcursă D [km]	Temperatura mediului ambiant $t_{ext} [^{\circ}C]$
January	1	65 000	-8
February	1,24	70 000	-2
March	1,65	75 000	12
April	1,85	80 000	20
May	1,1	85 000	26
June	0,61	90 000	34
July	0,31	95 000	38
August	0,32	100 000	36
September	1,85	105 000	20
October	1,7	110 000	14
November	1,35	115 000	6
December	1,21	120 000	-6

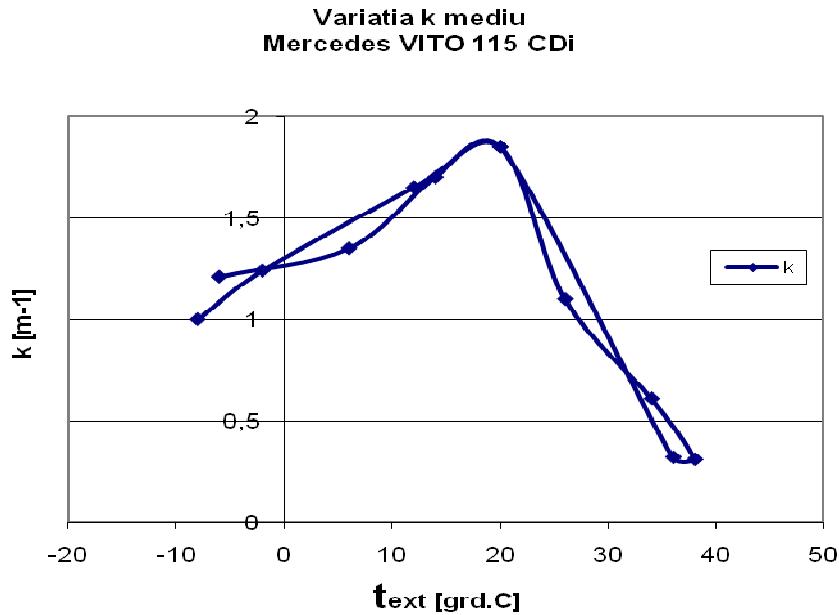


Fig. 2. Smoke index variation for different ambient temperature values

4. CONCLUSIONS

A certain influence of the ambient temperature on the levels of soot emissions was observed. For high ambient temperature values, the smoke opacity was within the limit imposed by regulations, while at low temperature, engine operation was affected and higher soot emissions resulted. Periodical inspections testing regulations specify two operating conditions for smoke opacity measurement (idle and maximum engine speed with no load), very different from emissions measurement during a real operating cycle. As a result, a vehicle can very well operate with emissions that exceed imposed limits at its homologation. This situation can be the result of normal engine wear or improper operating parameters (such as oil change after the specified mileage, delayed filters replacement, poor fuel quality and so on). A higher smoke opacity was also observed as the vehicle's mileage increased.

ACKNOWLEDGMENT This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania,

co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Metz, N., *Contribution of Passenger Cars and Trucks to CO₂, CH₄, N₂O, CFC and HFC Emissions*, Proceedings of the 2002 Environmental Sustainability Conference and Exhibition, Published by SAE, USA 2001.
- [2] Uricanu N., *Studies and research regarding the emissions levels measured during periodical inspections for passenger cars in different operational conditions (original title in Romanian)*, PhD thesis, Timisoara 2010.
- [3] Kamimoto, T., Bae, M., *High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines*, SAE Technical Paper Series 880423.
- [4] Hiroyasu, H., *Measurements of Spray Characteristics and Fuel Vapor Concentration in a Diesel Spray*, Univ. of Hiroshima, Japan 1994
- [5] Apostolescu, N., Chiriac, R., *Procesul arderii în motorul cu ardere internă*, Editura Tehnică, Bucureşti 1998 .
- [6] Alkidas, A.C., *Relationships between Smoke Measurements and Particulate Measurement*, SAE Paper 840412.
- [7] Neacsu, E., Nagy, M., *Tabele, diagrame si formule termotehnice*, Timisoara 1997.
- [8] Raica, T., *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă - vol.I-V*, Timișoara 1978.
- [9] Negrea, V.D., *Procese în motoare cu ardere internă - vol.II*, Editura Politehnica, Timișoara 2003.

RECUPERAREA FUXURILOR ENERGETICE ÎN AGREGATELE DE SUPRAALIMENTARE ALE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Dumitru CATANĂ¹, Ion SERBĂNESCU¹, Daniel MĂRĂŞESCU²

¹ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ, România.

²ACADEMIA NAVALĂ MIRCEA CEL BÂTRÂN, România.

Rezumat: În prezența lucrare sunt prezentate relațiile dintre parametrii geometrici și funcționali ai motoarelor cu ardere internă punând în evidență puterea motoarelor supraalimentate. Totodată mai este prezentată propunerea de obținere a apei tehnice la bordul navelor prin purjarea răcitorului de aer de supraalimentare.

Cuvinte cheie: motor supraalimentat, bilanț energetic.

Abstract. In the present paper are presented the relation between the geometrical and functional parameters of internal combustion engine highlighting the power of supercharged engines. Also is presented the proposal of obtaining of technical water at the board of the sheep through the purge of supercharged air cooling.

Keywords: supercharged engine, energetic balance.

1. RELAȚII ÎNTRE PARAMETRII GEOMETRICI ȘI FUNCȚIONALI AI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Puterea efectivă a motorului

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

unde:

$$\eta_m \quad \text{- randamentul mecanic al motorului}$$

$$p_{mi} \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right] \quad \text{- presiunea medie indicată;}$$

D [m] - diametrul (alezajul) cilindrului;

S [m] - cursa pistonului;

n [rot/min] - turăția motorului;

τ - nr. de timpi sau de curse ale pistonului în care se realizează ciclul motor :

$\tau = 2$ pentru motoare în 2 timpi;

$\tau = 4$ pentru motoare în 4 timpi;

$$\frac{2n}{\tau} \quad \text{- numărul de cicluri pe minut;}$$

$$\frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \quad \text{- numărul de cicluri pe secundă;}$$

$$\frac{2n}{\tau} \cdot 60 \quad \text{- numărul de cicluri pe oră;}$$

Puterea efectivă a motorului poate fi determinată cu relația:

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{C_h \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

unde:

$$\eta_e \quad \text{- randamentul efectiv;}$$

$$C_h \left[\frac{\text{kg cb}}{\text{h}} \right] \quad \text{- consumul orar de combustibil;}$$

$$Q_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg cb}} \right] \quad \text{- puterea calorifică inferioară a combustibilului;}$$

Consumul orar de aer :

$$C_a = C_h \cdot \alpha \cdot m_{aer_{min}} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (3)$$

unde:

α - coeficientul de exces de aer pentru schimbul de gaze;

$$m_{aer_{min}} \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{kg cb}} \right] \quad \text{- masa teoretică de aer necesară arderei complete a 1 kg combustibil;}$$

Rezultă:

$$C_h = \frac{C_a}{\alpha \cdot m_{aer_{min}}} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (4)$$

Relația (2) devine:

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{C_a}{\alpha \cdot m_{aer_{min}}} \cdot \frac{Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

sau:

$$C_a = P_e \cdot \frac{\alpha \cdot m_{aer\min}}{Q_i} \cdot \frac{3600}{\eta_e} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (6)$$

Presiunea medie indicată:

$$p_{mi} = \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_s \quad (7)$$

unde:

η_V - coeficientul de umplere al cilindrului cu încărcătură proaspătă (aer);

η_i - randamentul indicat;

$\rho_s \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right]$ - densitatea aerului de supraalimentare;

Comprimarea aerului de supraalimentare se face după un proces politropic de exponent politic n_c .

Fie $(p_o ; T_o)$ parametrii mediului ambiant pentru care se determină densitatea aerului.

$$\rho_o = \frac{p_o}{R \cdot T_o} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right] \quad (8)$$

unde:

$p_o \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]$ - presiunea aerului mediului ambiant;

$R \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$ - constanta aerului;

$T_o [\text{K}]$ - temperatura aerului mediului ambiant.

Fie $(p_s ; T_s)$ parametrii aerului pe refularea compresorului. Se determină densitatea:

$$\rho_s = \frac{p_s}{R \cdot T_s} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right] \quad (9)$$

Deoarece:

$$v_o = \frac{1}{\rho_o} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg aer}} \right]$$

$$v_s = \frac{1}{\rho_s} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg aer}} \right]$$

Rezultă:

$$p_o \cdot v_o^{n_c} = p_s \cdot v_s^{n_c} \quad (10)$$

sau

$$\frac{p_o}{\rho_o^{n_c}} = \frac{p_s}{\rho_s^{n_c}} \quad (11)$$

Din relația (10) se obține:

Înănd cont de relația (11), relația (6) devine:

$$p_{mi} = \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \quad (12)$$

Introducând relația (12) în relația (1) se obține:

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i [\text{kW}] \quad (13)$$

Fie constanta cilindrului:

$$K_{cil} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \quad (14)$$

și constanta motorului:

$$K_{mot} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad (15)$$

Puterea motorului poate fi scrisă sub forma:

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot K_{cil} \cdot i \cdot n [\text{kW}] \quad (16)$$

sau

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot K_{mot} \cdot n [\text{kW}] \quad (17)$$

2. DETERMINAREA FLUXURIILOR ENERGETICE

Determinarea analitică a fluxurilor energetice recuperate de la motoarele navale se realizează în condiții standard de mediu, care precizează valorile presiunii, temperaturii și umidității aerului atmosferic.

În tabelul 1 sunt prezentate valorile considerate pentru acești parametri în trei situații distințe, precizate de diversele standarde utilizate în domeniul naval.

Tabel 1
 Parametrii de referință ai mediului ambiant

Parametrul	Standardul		
	ISO 86	IACS	IS0 92
p ₀	1bar	100 $\frac{KN}{m^2}$	1bar
T ₀	300 K	318 K	298 K
φ ₀	50%	60%	60%
t _{am}	27°C	32°C	25°C

Pentru determinarea fluxurilor energetic recuperate, am considerat cazul unui motor supraalimentat, parametrii funcționali ai agregatului de supraalimentare fiind prezenți în figura 1.

La motoarele supraalimentate, presiunea aerului la ieșirea din suflantă se determină cu ajutorul relației

$$T_s = T_0 \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}}, \quad (18)$$

în care p_s este presiunea asigurată de agregat, iar n_s reprezintă exponentul politicropic al comprimării în suflantă. Au fost astfel obținute valorile din tabelul 2.

 Tabel 2
 Valorile presiunii de supraalimentare

Parametrul	Standardul		
	ISO 86	IACS	IS0 92
p _s / bar	2,6	2,7	3
n _s	1,35	1,35	1,35
T _s	384	411	396

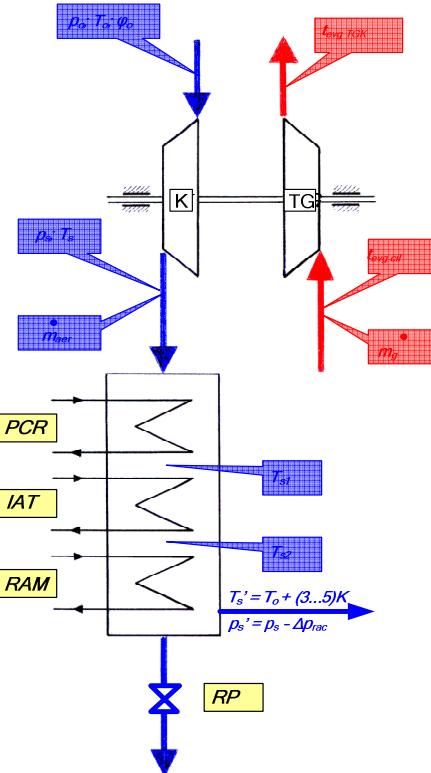


Fig. 1. Parametrii funcționali ai agregatului de supraalimentare a motorului

K – compresor de aer, TG – turbina cu gaze, PCR – preîncălzitor de apă pentru caldarina recuperatoare, IAT – preîncălzitor de apă tehnică, RAM – răcitor cu apă de mare, RP – robinet de purjare. [4]

La rândul său, debitul aerului de supraalimentare poate fi determinat cu ajutorul expresiilor

$$\dot{m}_{aer} = \frac{Ca}{3600} \left[\frac{kgaer}{s} \right] \quad (19)$$

$$\dot{m} = \frac{Ch}{3600} \cdot m_{aer \min} \cdot \alpha_{sg} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (19)$$

în care consumul orar de combustibil și, respectiv, consumul specific de aer sunt:

$$Ch = c_e \cdot P_e \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (20)$$

$$d_a = \frac{Ca}{P_e} \left[\frac{kgaer}{kWh} \right] \quad (21)$$

Valorile astfel obținute sunt prezentate centralizat în următorul tabel:

 Tabel 3
 Determinarea debitelor de aer de admisie [3]

Parametrul	Standardul		
	ISO 86	IACS	IS0 92
c _e $\left[\frac{kg}{kWh} \right]$	0,171	0,173	0,178

$P_e [kW]$	23170	21680	9810
$m_{aer \min} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right]$	13,8	13,3	13,5
α_{sg}	3,4	3,1	3,4
$Ch \left[\frac{\text{kgcb}}{\text{h}} \right]$	3962	3750	1746
$Ca \left[\frac{\text{kg}_{\text{aer}}}{\text{h}} \right]$	185900	154638	80149
$da \left[\frac{\text{kg}_{\text{aer}}}{\text{kWh}} \right]$	8,02	7,132	8,17
$\dot{m}_{aer} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	51,6	42,95	22,26

Cantitățile de energie din diversele elemente ale sistemelor de recuperare energetică pot fi determinate în funcție de fluxul energetic al aerului de supraalimentare:

$$\dot{Q}_{aR\bar{AC}} = \dot{m}_{aer} \cdot c_{aetr} \cdot (T_s - T_s^1) \quad (22)$$

Rezultă astfel fluxurile energetice în:

- preîncălzitorul de apă pentru caldarina recuperatoare:

$$\dot{Q}_{PCR} = 0,1 \dot{Q}_{aR\bar{AC}} \quad (23)$$

- instalația de apă tehnică:

$$\dot{Q}_{IAT} = 0,3 \dot{Q}_{aR\bar{AC}} \quad (24)$$

- răcitorul de aer cu apă de mare:

$$\dot{Q}_{AM} = 0,6 \dot{Q}_{aR\bar{AC}} \quad (25)$$

Tabelul IV conține valorile astfel calculate.

Tabel 4
Valorile fluxurilor energetice

Parametrul	Standardul		
	ISO 86	IACS	IS0 92
$\dot{Q}_{aR\bar{AC}}$	4076	3779,6	2070
T_s^1	305	323	303
$\dot{Q}_{PCR} [kW]$	407,6	377,96	207
$\dot{Q}_{IAT} [kW]$	1222,9	1133,9	621
$\dot{Q}_{RAM} [kW]$	2446	2267,76	1242

În funcție de valorile astfel calculate, pot fi determinate și temperaturile corespunzătoare (tab.V):

$$T_{S1} = T_s - \frac{\dot{Q}_{PCR}}{\dot{m}_{aer} \cdot c_{aer}} \quad (26)$$

$$T_{S2} = T_{S1} - \frac{\dot{Q}_{IAT}}{\dot{m}_{aer} \cdot c_{aer}} \quad (27)$$

$$T_{S^*}^1 = T_{S2} - \frac{\dot{Q}_{RAM}}{\dot{m}_{aer} \cdot c_{aer}} \quad (\text{pentru verificare}) \quad (28)$$

Tabel 5
Valorile temperaturilor în instalatie

Parametru	Standardul		
	ISO 86	IACS	IS0 92
T_{S1}	376,1	402,2	386,7
T_{S2}	352,4	375,79	358,80
$T_{S^*}^1$	304,99	322,99	303,00
$\frac{T_{S^*}^1}{T_s} \cdot 100 [\%]$	99,99	99,99%	100%

3. OBȚINEREA APEI TEHNICE PRIN CONDENSAREA APEI ÎN RĂCITORUL DE AER

Conținutul de apă în aer:

$$d_{apa} = 3 \div 10\%$$

sau $d_{apa} = 30 \div 100 \left[\frac{g_{apa}}{Kg_{aer}} \right]$

Masa teoretică de aer necesară arderei combustibilului

$$m_{aer_{min}} = 13 \div 14 \left[\frac{Kg_{aer}}{Kgcb} \right]$$

Masa reală de aer pentru schimbul de gaze

$$m_{aer} = \alpha_{sg} \cdot m_c \cdot m_{aer_{min}} \left[\frac{Kg_{aer}}{Kgcb} \right]$$

Debitul specific de aer

$$d_{aer} = \alpha_{sg} \cdot c_e \cdot m_{aer_{min}} \left[\frac{Kg_{aer}}{kWh} \right]$$

Condensul de apă

$$d_{apa} = (0,03 \div 0,1) \cdot d_{aer} = (0,03 \div 0,1) \cdot (5 \div 8) =$$

$$= (0,15 \div 0,8) \left[\frac{Kg_{apa}}{kWh} \right]$$

Exemplu: Pentru motoare navale de puteri

$$P_e = 5000 \div 70000 \quad [kW]$$

Producția de apă tehnică

RECUPERAREA FUXURILOR ENERGETICE ÎN AGREGATELE DE SUPRALIMENTARE

$$C_{apa} = 750 \div 5600 \quad \left[\frac{Kgapa}{h} \right]$$
$$C_{apa} = 0,75 \div 5,6 \quad \left[\frac{tapa}{h} \right]$$
$$C_{apa} = (0,75 \div 5,6) \cdot 24 \quad \left[\frac{tapa}{24h} \right]$$

4. Obținerea apei tehnice din apa conținută în aer în cantități suficiente pentru consumatorii de la bordul navei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] - Anastase PRUIU - Instalații energetice navale, Editura Muntenia, Constanța, 2000
- [2] - Alexandru DRAGALINA - Motoare cu ardere internă. Vol I și II, Ed. Academia Navală, 2003
- [3] - Ion ȘERBĂNESCU – Referat de doctorat, Academia Tehnică Militară
- [4] - Dumitru CATANĂ – Referat de doctorat, Academia Tehnică Militară
- [5] - Daniel MĂRĂȘESCU – Raport de cercetare științifică, Academia Tehnică Militară
- [6] - www.sulzer.com - Documentația motoare Sulzer
- [7] - www.mandieselturbo.com - Documentația motoare MAN B&W

4. CONCLUZII

1. Recuperarea fluxului energetic din gazele de evacuare în turbina cu gaze care antrenează compresorul de supraalimentare.
2. Recuperarea din fluxul energetic de răcire în preîncălzitorul de apă pentru caldarina recuperatoare.
3. Recuperarea din fluxul energetic de răcire în preîncălzitorul de apă tehnică.

A CONTROL STRATEGY OF THE HYDROGEN ENGINE FUELED LOAD

Constantin PANA, Niculae NEGURESCU, Marcel Ginu POPA, Alexandru CERNAT

University Politehnica Bucharest, Romania.

Rezumat. Hidrogenul are un potential important pentru imbunatatirea performantelor energetice si de poluare ale motorului cu aprindere prin scanteie datorita bunelor sale proprietati de ardere. Cercetarile pentru utilizarea hidrogenului drept combustibil pentru motorul cu aprindere prin scanteie sunt dezvoltate pe doua directii: combustibil unic si combustibil de adaos. Lucrarea prezinta rezultate ale investigatiilor experimentale efectuate pe un monocilindru experimental alimentat numai cu hydrogen prin metoda injectiei directe dupa inchiderea supapei de admisie. Prin utilizarea acestei metode de alimentare cu hydrogen sunt evitate atat fenomenele de ardere necontrolata cat si scaderea puterii litrice a motorului la dozaj stoichiometric. Sistemul de alimentare cu hydrogen este original si ofera o mare flexibilitate in functionare la stabilirea reglajelor. Sunt prezentate influente ale calitatii amestecului asupra procesului de ardere si asupra performantelor energetice si de emisii ale motorului alimentat numai cu hydrogen. Este utilizata o strategie pentru controlul sarcinii motorului prin combinarea reglajului cantitativ cu cel calitativ pentru optimizarea performantelor sale la toate regimurile de functionare.

Cuvinte cheie: hidrogen, emisii, ardere, randament.

Abstract. The hydrogen has an important potential for the energetically and emissions performance improving of the SI engine due to its good combustion properties. The researches for using hydrogen as a fuel for spark ignition engines are developed in two ways: a full substitution of gasoline with hydrogen and the partial substitution. The paper presents results of the experimental researches carried on SI single cylinder engine fuelled with only hydrogen by direct injection method after the intake valve closed. Using this fuelling method are avoided so the abnormally hydrogen combustion phenomena's as decrease of the engine power output per liter for stoichiometric dosage operating conditions. Hydrogen fuelling system used is original and offers a great flexibility in operation to establish the adjustments. The influences of the mixture quality on burning process, on emissions and energetically engine performance at the fuelling with hydrogen are presented. Is used a strategy thru combining qualitative and quantitative adjustment in order to optimize engine operation at all regimens.

Keywords: hydrogen, emissions, combustion, efficiency.

1. INTRODUCTION

Hydrogen is identified as an clean alternative fuel for SI engines. Hydrogen can provide very low emissions levels at the engine operation [1, 2]. Hydrogen energetically cycle is much shorter comparative to fossil fuels energetically cycles. Hydrogen can be obtained from water, is no toxic and theoretically the water is obtained when is burn it. A development of hydrogen technology into the transportation domain is a high cost process and requires solutions for many issues, like:

- a low cost of hydrogen production process;
- hydrogen safety storage conditions on the vehicle and in sufficient quantities in order to maintain the automotive autonomy;
- hydrogen infrastructure implementation and the effects on the environment;
- the use with high efficiency for the replacement of the hydrocarbons into the combustion processes;

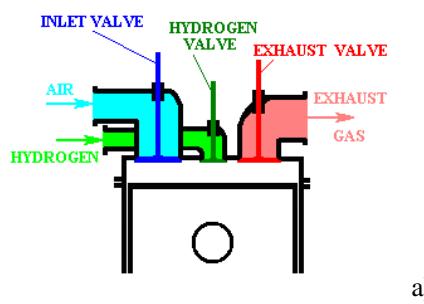
Due to its physical and chemical properties the use of the hydrogen in SI engines has been developed on two directions:

- The use of hydrogen with gasoline as an addition fuel. Having very wide flammability limits and a high combustion speed, small quantities of hydrogen allow the stability of engine operation at very lean air-fuel mixtures;
- The use of hydrogen as a single fuel. This method will be analyzed in this paper.

The power output of the hydrogen-fuelled internal combustion engines, depending on fuelling method, can be with until 20% greater than gasoline engines [3, 4]. The experimental researches carried out on spark ignition engines fuelled with hydrogen have highlighted certain specific aspects of the combustion comparative to gasoline: higher maximum pressure of gas inside engine cylinder; higher pressure increasing rate

due to the higher combustion rate of hydrogen compared to other fuels [5, 6, 7, 8]; spontaneous ignition followed by backfire (the uncontrolled ignition occurring at hydrogen fuelled engines can be caused by the hot elements existing in the inlet system or even in the cylinder); in-cylinder pre-ignition followed by rapid pressure increase during the compression stroke that leads to a loss of the engine efficiency; at air to fuel ratio $\lambda=1$, the mixture air-hydrogen requires an ignition energy 10 to 30 times less than the majority of air-hydrocarbons mixtures; [5, 6, 7]. The aspects of abnormal combustion are frequently present at the stoichiometric air-fuel ratio when the ignition delay is reduced and the combustion rate is high. At lean mixtures ($\lambda = 1.5...2.0$) these aspects disappear, but in this case the engine power per litter significantly decreases considering also the fact that hydrogen participation at stoichiometric dosage is ~30 % vol. (versus only 1.8 % for gasoline), [6, 7, 8]. To avoid the engine power per litter decrease due to the fact that hydrogen displaces about 30% from the cylinder volume, the authors used the in-cylinder mixing formation method, the hydrogen being admitted after the intake valve is closed, figure 1. With this fuelling method was possible to avoid the uncontrolled burning process for all engines operating regimes and the decrease of the admitted air quantity. The moment of hydrogen admission inside the cylinder influences the combustion development affecting the mixture homogeneity degree.

The combustion heat release is about 24% greater than in the case of gasoline fueled engine and by about 43% greater than in the case of hydrogen-air mixture outside cylinder formation [9, 10]. The hydrogen admission after the intake valve closing allows also the cooling of the cylinder by air; the air is subsequently used for the combustion, preventing the uncontrolled ignition and the return of the flame in the intake system [9, 10].



a)

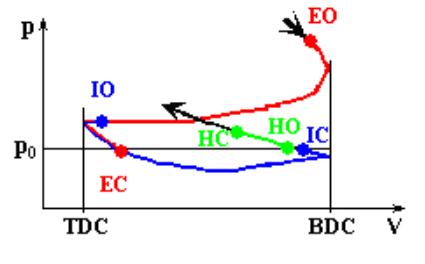


Fig. 1. a)-Direct injection of hydrogen inside the cylinder thru a valve in the combustion chamber
b)- Valve timing and duration of the hydrogen valve opening

Because the laminar burning velocity of the hydrogen is about twenty times greater than one of the gasoline [11], the combustion time duration of the hydrogen engine is shorter than gasoline, the constant volume combustion share increases and engine thermal efficiency also increases [12]. The wide flammability of hydrogen also permits hydrogen engine fueled to operate at lean and very lean mixtures and to obtain an improvement in engine thermal efficiency [13, 14], without an important cyclic variation.

The NO_x concentration is much higher comparative to the gasoline engine operation with stoichiometric dosage, when the burning temperature increases. At $\lambda=1...2$ different methods can be applied in order to reduce the exhaust NO_x emission concentration: catalytic converters use, ignition timing tuning, cooled exhaust gas recirculation. The NO_x emissions level pronounces decreases at leaner mixtures, $\lambda > 2$ engine operation being possible due to hydrogen large flammability limit ($\lambda = 0.14...10.12$) [8, 15, 16].

This property allows the use of the qualitative load adjustment for spark ignition engine, leading to a better engine indicate efficiency at engine partial loads comparative to the load quantitative adjustment.

2. EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS

Some experimental researches were carried out on an experimental single cylinder engine derived from a serial automotive engine with four cylinders, with the compression ratio of 8.5:1, cylinder bore of 73 mm, cylinder stroke of 77 mm.

The hydrogen fueling of the engine is achieved through a valve at the beginning of the compression stroke after the intake valve close when a cooling effect for the engine cylinder's hot parts was made by previously aspirated air and to avoid the power per litter decrease, spontaneous

ignition and the back fire. The pressure in the hydrogen fuelling system is relative low (~ 0.15...0.6 MPa). A special design hydrogen valve is placed in the engine cylinder head between the intake and exhaust valves.

Hydrogen intake valve, separately actuated from the standard engine's valve system, allows the in-cylinder hydrogen admission at the optimum moments and in different quantities.

Hydrogen flow can be adjusted by changing the valve opening time duration or by changing the fueling pressure [13, 17]. The hydrogen fuelling valve is actuated by a high flexibility hydraulic system which provides the possibility of adjusting of the valve opening duration and the valve opening timing.

The hydrogen valve is actuated by a hydraulic system, having a higher working flexibility. With this fuelling method it was possible to avoid the uncontrolled burning process for all operating regimes, even for stoichiometric dosage mixtures. In this aspect the temperature regulation of oil and cooling liquid at 80 -90°C was also important.

The engine is loaded by a Schoenebeck B4 hydraulically dynamometer. Gasoline flow rate is measured by an OPTIMAS fuel mass flowmeter. The air and hydrogen quantities flow rates are measured by two KROHNE flowmeters.

The engine was equipped with a quartz piezoelectric pressure transducer Kistler 601 A mounted in the cylinder head for in-cylinder pressure measurement.

The crankshaft angle was measured with an incremental transducer Kubler. For each operating condition, 100 consecutive cycles of cylinder pressure data were acquired and averaged by on a PC equipped with AVL acquisition board. The exhaust emissions are measured by an AVL DiCom 4000 gas analyzer. All instrumentation was prior calibrated to the engine testing.

During the experimental investigations, the coolant water and lubricant oil temperatures were strictly kept between 80 and 90 °C.

Hydrogen supply is provided by a bottle at 15 MPa pressure, using two step pressure reductor's in order to achieve the fuelling pressure: on the first step (for high pressure circuit), the hydrogen pressure from the bottle is reduced at 1 MPa and on the second step (for low pressure circuit) the pressure decreases till the fuelling pressure value, adjusted in the area of 0.1...1 MPa.

For each operating regime the spark ignition timing was set at the optimal value.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

In figure 2 are shown the in-cylinder pressure diagrams for gasoline and hydrogen at different dosages. The operating regimes were carried on wide open throttle, at 3000 rpm.

Spark ignition timing was adjusted for each operating regime for maximum power. In case of hydrogen fuelling the optimum spark ignition timing is smaller comparative to classic solution due to a much higher burning rate of the hydrogen. Note that if supply hydrogen is at dosages of $\lambda = 1\dots 1,5$ the curves of pressure variation in the cylinder have a steeper increase than for gasoline operation. At low dosages, $\lambda > 1,5$ the curves of pressure variation in the cylinder have a smoother variation.

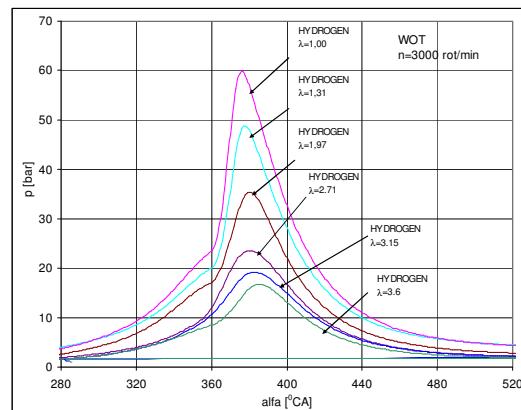


Fig. 2. Pressure diagrams at full load and 3000 rpm

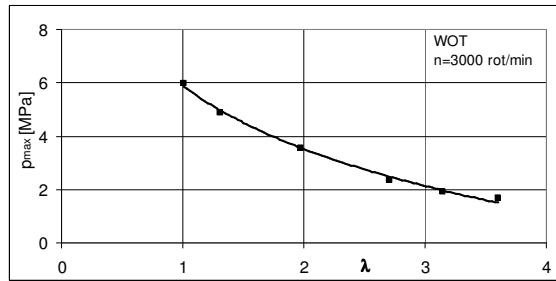


Fig. 3. Maximum pressure versus to air fuel ratio at full load and 3000 rpm

In figures 3...9 are presented the dosage influence on some cycle characteristics parameters. The maximum pressure, p_{\max} , takes higher values at the same dosage, $\lambda=1$, for hydrogen fuelling comparative to petrol engine, figure 3.

This fact confirms the result of thermodynamic calculus, because hydrogen burning rate is greater to gasoline and for hydrogen directs injection method the cycle heat release increase with almost 24%.

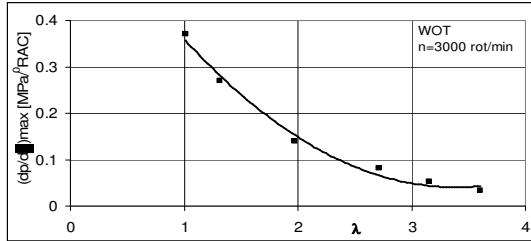


Fig. 4. Maximum pressure rate versus to air fuel ratio at full load and 3000 rpm

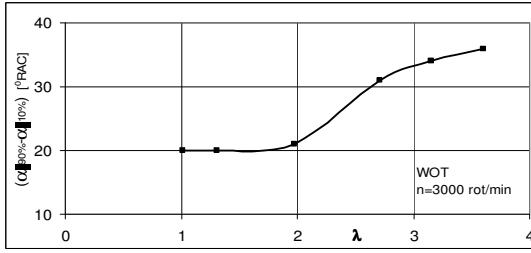


Fig. 5. Combustion time period versus to air fuel ratio at full load and 3000 rpm

The maximum pressure rate, $(dp/dt)_{\max}$, for stoichiometric dosage, is higher comparative to gasoline engine, figure 4, due to a greater burning rate and shorter combustion duration for hydrogen, figure 5. For hydrogen fuelling the maximum pressure rate values don't exceed significantly the classic values, but the increasing process can be controlled by spark ignition timing adjustment. The maximum pressure rate takes lower values for lean dosages $\lambda > 2$, with a lower pressure rate during combustion.

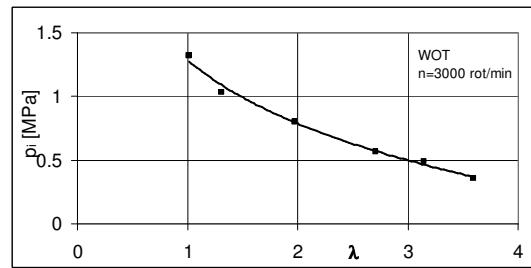


Fig. 6. Indicate mean effective pressure, IMEP, versus air to fuel ratio at full load and 3000 rpm

The increase of maximum pressure value doesn't affect the engine reliability. One reduction factor for maximum pressure rate increase is represented by molar chemical shrinking at hydrogen combustion. For stoichiometric dosage the molar chemical shrinking coefficient at hydrogen combustion is 0.85, and at gasoline burning a molar expansion process takes place, the molar coefficient being 1.05.

For hydrogen operating engine the qualitative load adjustment was applied. At stoichiometric

dosage the indicate mean effective pressure increases with ~25%, due to combustion improvement and cycle burning release heat and heat release increasing, figure 7

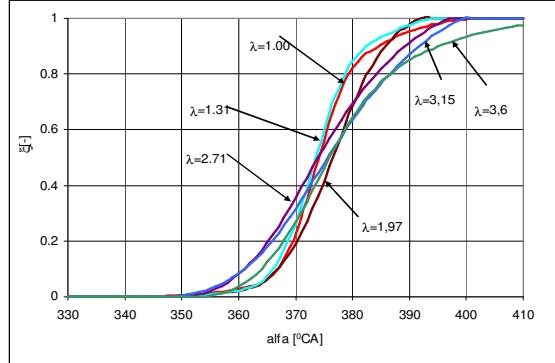


Fig. 7. Heat release versus crankshaft angle at full load and 3000 rpm

For hydrogen operating engine the qualitative load adjustment was applied. At stoichiometric dosage the indicate mean effective pressure increases with ~25%, due to combustion improvement and cycle burning release heat rate and heat release increasing, figure 7. For leader mixtures $\lambda = 1\dots 3.6$, the in mean effective pressure, IMEP, decreases from 1.42 MPa to 0.4 MPa, figure 6, fact which is directly related with load variation between the range $\chi=100\% \dots 30\%$. At very lean mixtures use ($\lambda > 3$), the combustion duration increases, figure 5, engine ISFC increases, figure 8, appears the combustion instability and unburned hydrogen in exhausts gases. To avoid these combustion aspects the applying of the quantity load adjustment of engine at small loads ($\chi < 30\%$) is recommended, the air to fuel ratio being maintain in the area of 2.5....3. Thus, the hydrogen engine fuelling has a great advantage to offer the possibility of a supple load control strategy, [18, and 19].

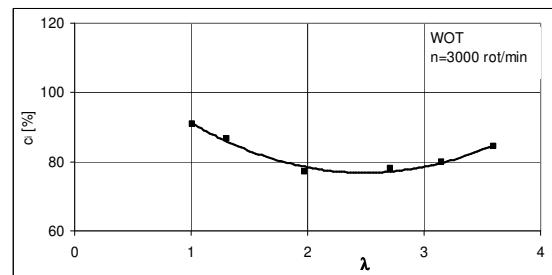


Fig. 8. Indicated specific fuel consumption versus air to fuel ratio at full load and 3000 rpm

The much higher burning rate, flammability lower limit and lower ignition energy are hydrogen qualities which provide a high efficiency engine running at partial loads when the qualitative load adjustment can be used. At stoichiometric dosage the ISFC decreases with ~10% for hydrogen comparative to gasoline because of its higher burning velocity and near constant volume combustion. Engine efficiency increases when the mixture becomes leaner till $\lambda \sim 2.7$ due to hydrogen suitable burning properties and due to the reduction of heat losses. For much leaner mixtures the ISFC increases because the burning duration also increases.

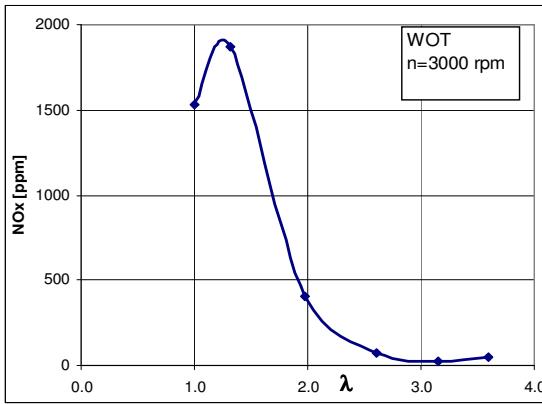


Fig. 9. Relative NO_x emissions versus air to fuel ratio at full load and 3000 rpm

Figure 9 shows the NO_x emission level as a function of air to fuel ratio, at full engine load. The NO_x emission level is much higher comparative to the gasoline engine for $\lambda=1-1.5$, because the burning temperature increases. At much leaner dosages, $\lambda>1.5$, nitrogen oxides emission level decreases very much. In order to reduce NO_x concentration from exhaust gases at hydrogen fuelling for $\lambda=1-1.5$, different NO_x neutralisation methods can be applied by gas passive treatment (e.g. the use of a conventional three way catalyst -TWC) [12]. The stoichiometric dosage engine operation is necessary in order to achieve high power and torque output, the throttle remaining wide open. The mixtures dosages area with $\lambda < 1.5$ must be avoided in order to limit the NO_x emissions level. The engine power decreases is achieved by a throttle easy close and by the hydrogen consumption reduces for to maintain the stoichiometric dosage. In this area the quantitative adjustment is applied until is obtained the corresponding engine power on gasoline engine at the full load. At the engine hydrogen fueling, in the mixtures dosages area $\lambda > 1.5$, the throttle is wide

open and by the mixtures leaning is obtained corresponding engine power partial loads. Such, engine efficiency is higher than for gasoline (the pump losses are small), but with very low NO_x emissions level. The engine load control strategy is easily applied through the proposed fueling method.

In order to have a general view on hydrogen engine energetic performances, figure 11 presents the variation of brake effective pressure versus engine speed for wide open throttle. The maximum brake effective pressure increases with ~30% due to the fuelling method used: hydrogen direct injection at the beginning of compression stroke. Comparative to gasoline classic engine BSFC is smaller for hydrogen fuelling at stoichiometric dosage, figure 12. This advantage appears due to better hydrogen burning properties, but as a disadvantage also appears the increase of heat losses caused by a much higher burning temperature. But for leaner mixtures the hydrogen engine efficiency is clearly superior to gasoline engine. For gasoline fuelling the short flammability limits of gasoline can't provide engine running for dosage values over $\lambda=1.3$. For hydrogen fuelling and at the load qualitative adjustment use for dosage values till $\lambda \sim 5.5$ engine efficiency decreases insignificantly, the best results were obtained for $\lambda=2\ldots 3$. For this dosages area, $\lambda=2\ldots 4$, efficiency improvement is explained by shorter burning duration and heat losses decrease due to a lower combustion temperature. For mixtures leaner to excess, $\lambda>3$, the increasing of combustion duration, explains brake specific fuel consumption BSFC increase.

4. CONCLUSIONS

The used fueling engine method consisting in the admission of hydrogen inside the cylinder at the beginning of the compression stroke does not decrease the air cycle quantity, fact which could lead to an increase of the per liter output with ~20%. The solution has benefits especially for the engines with small and medium displacement to which the power decrease is too significant to be accepted. Hydrogen fuelled engine efficiency is better to gasoline engine, especially at partial loads operating conditions, due to a better combustion process. The mixtures dosages area with $\lambda < 1.5$ must be avoided for to limit the NO_x emissions level. The engine power decreases is achieved by the throttle easy close and by the hydrogen consumption reduces for to maintain

stoichiometric dosage. In this area the quantitative adjustment is applied until is obtained the corresponding engine power on gasoline engine at the full load. At the engine hydrogen fueling, in the mixtures dosages area $\lambda > 1.5$, the throttle is wide open and by the mixtures leaning is obtained the corresponding engine power at partial loads and the engine efficiency is higher than for gasoline (the pump losses are small), but with very low NO_x emissions level. Hydrogen supply system used is original and offers great flexibility in operation to establish the engine adjustments. The hydrogen fueling method at low pressures – 0,2...0,3 MPa that allows hydrogen admittance inside the cylinder after the end of the admission process avoids the uncontrolled ignition tendencies when the SI engine uses hydrogen-air mixtures at stoichiometric global air fuel ratio. The uncontrolled ignition is avoided by cooling the hot elements existing inside the cylinder before hydrogen admission; the cooling effect is assured by the fresh air which subsequently is used in combustion.

REFERENCES

- [1] Rottengruber H, Berckmüller M, Elsässer S, Brehm N, Schwarz C., *A High-efficient Combustion Concept for Direct Injection Hydrogen Internal Combustion Engine*, 15th World Hydrogen Energy Conference, Paper nr. 28j-01, Yokohama, 2004
- [2] Subramanian V., Mallikarjuna J., M., Ramesh A., *Improvement of Combustion Stability and Thermal Efficiency of a Hydrogen Fuelled SI Engine at Low Loads by Throttling*, Advances in Energy Research, 2006, www.ese.iitb.ac.in/~aer2006/papers/AR_168.doc
- [3] Verhelst S., Sierens R., *A Quasi-dimensional Model for the Power Cycle of a Hydrogen-Fuelled ICE*, International Journal of Hydrogen Energy 32 (2007), 3545 – 3554
- [4] Bayer, G., *Hydrogen Storage for Passenger Cars*, 5th International Colloquium Fuels, Esslingen, 2005, pp.407-412
- [5] Furuhama S., Yamane K., *Combustion Characteristics of Hydrogen Fueled Spark Ignition Engine*, Bul. of JSAE, nr.6, 1-10, 1974
- [6] Grabner P., Wimmer A., Gerbig F., Krohmer A., *Hydrogen as a Fuel for Internal Combustion Engines*, 5th International Colloquium Fuels, Esslingen, 2005, pp. 3-13
- [7] Edmondson H., Heap M., P., *The Burning Velocity of Hydrogen-Air Flames*, Combustion and Flame, 16, pp.161-165, 1971
- [8] Pischinger P., *Internal Combustion Engines Hydrogen Fuelling*, MTZ, 37, 3, 71-72, 1976
- [9] Negurescu N., *Researches related to the SI hydrogen fuelled engines*, PhD Thesis U.P.B., 1980
- [10] Negurescu N., Pana C., Popa M. G., *Aspects Regarding the Combustion of Hydrogen in Spark Ignition Engine*, SAE 2006-01-0651, in Hydrogen IC Engines SP-2009, pp.51-64
- [11] Heywood B., J., Vilchis F., R., *Comparison of Flame Development in a Spark Ignition Engine Fueled with Propane and hydrogen*, Comb. Sci. and Techn., vol. 38, 1984
- [12] Shudo T, Nabetani S, Nakajima Y. *Analysis of the degree of constant volume and cooling loss in a spark ignition engine fuel led with hydrogen*. International Journal of Engine, Res 2001; 2:81e92.
- [13] Rankin D. D. *Lean combustion technology and control*. 1st ed. London: Elsevier; 2008.
- [14] Shudo T, Omori K, Hiyama O. *NO_x reduction and NO₂ emission characteristics in rich-lean combustion of hydrogen*, International Journal Hydrogen Energy 2008; 33:4689e93
- [15] Berger,E., Bock, C.,Fisher, M., Gruber, M., Kiesgen,G., Rottengruber, H., *The New BMW12-cylinder Hydrogen Engine Clean Efficient and Powerful Vehicle Powertrain*, FISITA World Automotive Congress, 2006, YOKOHAMA, paper F2006P114
- [16] Verhelst, S., Verstraeten, ST., Sierens, R., *Combustion Strategies and NO_x Emissions for Hydrogen Fueled IC Engines*, FISITA World Automotive Congress, 2006, YOKOHAMA, paper F2006092
- [17] Pana C., Negurescu N., Popa M. G., Boboc G., Cernat AL., Soare D, *An Investigation of the Hydrogen Addition Effects to Gasoline Fueled Spark Ignition Engine*, Paper No. 2007-01-1468, SAE World Congress 2007, Detroit, Apr. 16-19, ISSN 0148-7191
- [18] Verhelst, S., Maesschalck, P., Rombaut, N., Sierens, R., *Efficiency Comparison Between Hydrogen and Gasoline, on a bi-Fuel Hydrogen/Gasoline Engine*, International Journal of Hydrogen Energy 34 (2009) 2504 – 2510, pp. 2504-2510
- [19] Sinclair L., A., Wallace J., S., *Lean Limit Emissions of Hydrogen-fuelled Engines*, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 9, Issues 1-2, 1984, pp.123-128

A STUDY OF A DIESEL ENGINE FUELED BY CLASSIC AND ALTERNATIVE FUELS

Alexandru Mihai DIMA, Marin BICA

UNIVERSITY OF CRAIOVA, ROMANIA.

Rezumat. Lucrarea prezintă un studiu pe un motor mono cilindric cu aprindere prin comprimare care este montat la un generator de curent electric pentru determinarea caracteristicilor sale funcționale. Motorul folosește ca sursă de alimentare combustibil alternativ și clasic iar performanțele sunt analizate pentru îmbunătățirea lor în ceea ce privește reducerea de emisii poluanțe și a creșterii puterii..

Cuvinte cheie: poluare, combustibil alternativ, motor .

Abstract. The paper presents a study on a mono cylindrical engine with compression ignition which is mounted to an electric generator for the determination of its functional characteristics. The engine uses like power source the alternative and classic fuel and the performances are analized for their improvement, regarding the decreasing of pollutant emissions and power increase.

Keywords: pollution, alternativ fuel, engine.

1. INTRODUCTION

Having as a priority the reducing of pollution as much as possible, every car manufacturer and researcher is in a continue development of solutions for improvement of their engines and products. One of the closest and simplest option was the replacement of the classic fuel for cars with other products like liquefied petroleum gas, LPG, (1980 in Romania) for gasoline and biodiesel for diesel (beginning of 2000).

The solution was accepted although in each case existed debates about the replacement or its parallel use. The experimental research in this domain had confirmed that the life cycle of engines become shorter with these alternatives but the economy fuel is equalizes the final results.

Another idea was to combine the classic engines with an electric motor bringing a new term, hybrid car having an internal combustion engine and an electric motor which is driven with the help of a the diesel or gasoline engine.

2. METHODOLOGY

The present paper presents a way of determining the performances of a diesel engine by forming a system with an electric generator which produces electrical current to be consume on a heater resistance. The power of generator is controlled

with a device which offers the possibility to vary the voltage and the intensity of electric current.

The engine used is fueled by classic diesel fuel and togheter with the generator forms a system, Generator Kipor KDE 6500 E.

This procedure consists in the loading of the internal combustion engine by the generator from which the electrical current is consumed on some heaters.

The loading of the engine is made for examining the exact power that can be offered in certain conditions and as a reference for the next projects which consists in modifications that have to be made on the engine with the purpose of improving its performances.

From another point of view which regards the pollution, the engine is tested with an analyzer for the inspection of exhaust gases and for observation of its variations depending on the power consumed by the heaters.

The “level of pollution” is analyzed with a Stargas 898 device which also diagnostics engine which and has a compatibility with other devices for this purpose or a PC offering real time information, like R.P.M., temperature of oil engine and analysis of opacity for diesel engines.

Stargas 898 measures and indicates in the same time 5 components of the exhaust gases that are important to analyze the engine:

CO – carbon monoxide; 0÷15,00% vol
 CO₂ – carbon dioxide; 0÷20,00% vol
 HC – unburned hydrocarbons; 0÷30000ppm vol;
 O₂ – oxygen; 0÷25,00%vol;
 NO_x – nitrogen oxides;

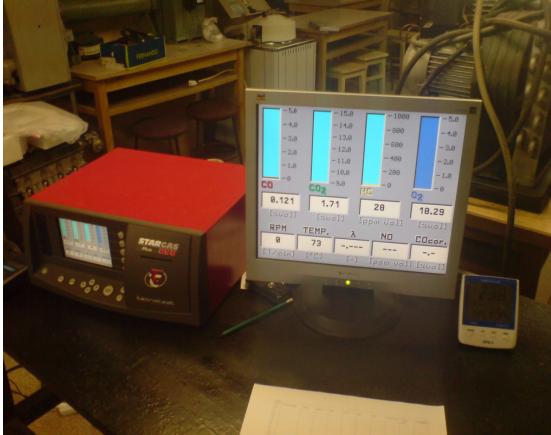


Fig. 1. Stargas 898

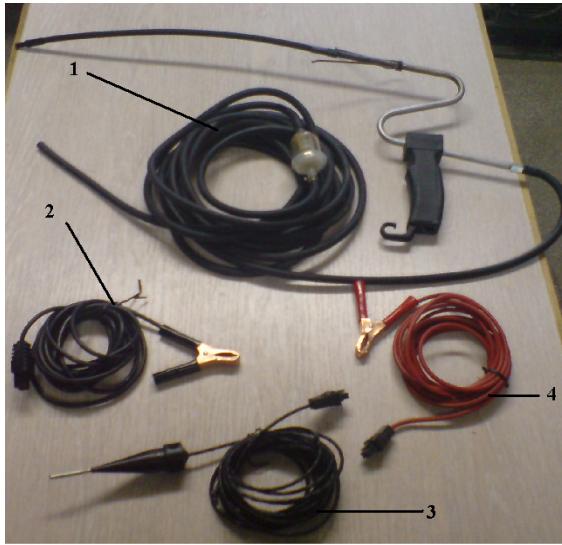


Fig. 2. Measuring equipments of Stargas 898: 1- exhaust gases probe; 2-ground cable; 3-oil temperature sensor; 4- r.p.m cable.

The consumer of the system consists in two heaters with a nominal power of 2000W and another one with a nominal power of 1500W which are mounted in parallel.

3. Data collection

The engine is started and is working unloaded until it reaches the optimal temperature; afterwards are connected the sensors of the analyzer. After the oil temperature becomes 70 °C (the temperature is measured by the Stargas 898 analyzer) the experiments can be started.

At the generator is coupled the device which varies the voltage and offers the power in the necessary conditions for the consumers.

The first experiment shows the experimental data for the generator fueled with diesel and there are presented in the next tables.



Fig. 3. The equipment of the experiment

The experiment is afterwards repeated with the difference that the engine will be then fueled with alternative fuel, bio diesel. The goal is to observe the comportment of the engine when the fuel is substituted and the changes that can appear from a point of view which takes in consideration the power and afterwards the exhaust gases especially when the consumers are connected and turned on.

First set of information refers to the test done with diesel and which will be then used like references for the following results due to the fact that that the common generators are often fueled with the cheapest fuel that can be procured from a market.

The most important data that is always taken in consideration when tests are done on diesel engines is the level of HC, representing the unburned hydrocarbons which position the diesel engines ahead the gasoline engines on the scale of pollution.

Can be observed that the highest level of HC is seen at the beginning of the test when the load on engine is lower decreasing after to a constant minimum value of 15 parts per million (ppm) and then when the power absorbed by the heaters reaches the maximum the value “explodes” to a value of 20,15 ppm.

Another aspect followed is the value CO₂ which according to the graphs is increasing if the load of the engine is rising.

After the diesel test, the tank of the engine is emptied by the fuel remained and is fueled with a

mixture of bio diesel from palm oil and diesel in a percentage of 10% bio diesel with 90% diesel called B10.

The diesel used in the test was bought from gas station "Petrom" and has a content of maximum 5% of bio diesel obtained from vegetable oil.

Table 1
Experimental data for diesel

Voltage [V]	Intensity [A]	Power [W]	CO %	CO ₂ %	HC ppm	O ₂ %
50	5	250	0,085	2,64	17	16,54
50	6	300	0,082	2,66	17	16,1
60	7	420	0,078	2,77	16	16,64
60	8	480	0,076	2,86	15	16,86
70	9	630	0,067	3,02	15	16,94
90	10	900	0,062	3,15	15	16,41
90	11	990	0,051	3,26	15	16
100	12	1200	0,049	3,3	15	15,65
100	13	1300	0,041	3,3	15	15,95
118	14	1652	0,036	3,33	15	15,84
120	15	1800	0,03	3,31	15	15,72
130	16	2080	0,021	3,2	15	15,64
138	17	2346	0,017	3,16	16	15,98
195	18	3510	0,06	3	20,15	85

Table 2
Experimental data for B10

Voltage [V]	Intensity [A]	Power [W]	CO	CO ₂	HC	O ₂
50	5	250	0,093	2,50	18	17,04
50	6	300	0,091	2,59	18	16,85
60	7	420	0,084	2,65	17	16,53
60	8	480	0,08	2,79	17	16,48
70	9	630	0,071	2,94	17	16,09
90	10	900	0,067	3,06	16	16,08
90	11	990	0,064	3,22	16	15,87
100	12	1200	0,058	3,41	15	15,52
100	13	1300	0,05	3,59	14	15,11
118	14	1652	0,042	3,52	14	15,11
120	15	1800	0,03	3,42	14	14,69
130	16	2080	0,027	3,53	14	15,11

Table 3
Experimental data for B50

Voltage [V]	Intensity [A]	Power [W]	CO	CO ₂	HC	O ₂
50	5	250	0,085	2,56	18	15,85
50	6	300	0,081	2,62	19	15,88
60	7	420	0,081	2,73	19	15,87
60	8	480	0,077	2,85	20	15,61
70	9	630	0,071	2,99	20	14,95
90	10	900	0,066	3,12	20	15,22
90	11	990	0,054	3,26	17	16,58
100	12	1200	0,052	3,38	16	16,35
100	13	1300	0,044	3,48	17	15,97
118	14	1652	0,038	3,57	16	15,91

With the increasing of bio-diesel quantity can be observed that the level of HC is growing and that is not a desired phenomenon because the number of particles that remain unburned is bigger and also a increasing of the CO₂ level is registered.

Test where done also with fuel that consists 100 % from bio-diesel and the result was that engine starts but after a few seconds of function without even connecting the consumers at the generator suddenly stops.

4. CONCLUSIONS

The use of bio-diesel can be an alternative for diesel but the risk that implies its use cumulated with the damages over the mechanical parts of the engine do not indicate it like desired possibility due to their consequences.

The method used for determination indicates that is suited for laboratory experiments creating new opportunities for the study on small internal combustion engines with the mention that the equipments to have a larger scale. When the engine was fueled with pure bio-diesel it couldn't be turned off which leads to the conclusion that bio-diesel cannot substitute the diesel and the mixture must contain small percentages of it.

Acknowledgment

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/88/1.5/S/50783, Project ID50783 (2009), co-financed by the European Social Fund – Investing in

People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1] Abaităncei D., Hațegan C.: *Motoare pentru automobile și tractoare*, Editura Tehnică, București, 1980.
- [2]. Abaităncei D., Bobescu Gh.: *Motoare pentru automobile*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
- [3]. Apostolescu N., Sfințeanu R.: *Automobilul cu combustibili neconvenționali*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [4]. Burnete N., Naghiu A., Rus I., Chintoanu M., Mariașiu F., Varga B., Ivan I., Roman V., Abraham B.,: *Motoare Diesel și Combustibili pentru Transportul Urban* Editura Mediamira Cluj-Napoca 2008.
- [5]. Ciubotaru T., Grigore L., Vînturiș V.: *Efectuarea de măsurători, verificări și determinări conform planului de testare-evaluare a produsului MIS Petrom, Uzina Mecanică* București, 1998.
- [6]. Dragotă D., Moisescu V.,: *Biocarburanții în România* Monography de S.C. CHIMINFORM DATA S.A. București 2004.
- [7]. Matsui Y., Kamimoto T., Matsuoka S.: *Formation and Oxidation process of soot particulates in a DI Diesel engine - an experimental study via the two-color method*, SAE Paper 820464, 1982.

COMPARATIVE ANALYSIS OF DIFFERENT ALTERNATIVE FUELS ON SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

Alexandru Mihai DIMA, Marin BICĂ

UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania

Rezumat. Emisiile produse de trafic constituie din niveluri ridicate de oxizi de azot, oxizi de sulf si pulberi în suspensie determină poluarea gravă în aglomerările urbane mari. O solutie în vederea reducerii poluării atmosferice este reprezentată de găsirea de alternative nepoluante la combustibilii clasici utilizati. In aceasta lucrare se prezinta o analiza a emisiilor poluante pentru doi combustibili alternativi in comparatie cu petrodiesel-ul clasic. Cercetarile experimentale arata un nivel scazut de emisii poluante la combustibilii pe baza de uleiuri vegetale/grasimi animale prin reducerea monoxidului de carbon si a hidrocarburilor. Testele s-au realizat pe un motor diesel mono cilindric RY 50 in regimul de mers in gol fortat.

Cuvinte cheie: emisii, biodiesel, RY50, motorina.

Abstract. The traffic exhaust emissions formed from high levels of nitrogen oxides, sulfur oxides and particulate matter cause serious pollution in large urban agglomerations. One solution for reducing the air pollution is represented by the choose of clean alternative fuels for the replacement of the petrodiesel. This paper presents an analysis of emissions for the two alternative fuels in comparison with the diesel. The experimental studies show a low emission level for the fuels based on vegetable oils/animal fats through the reduction of carbon monoxide and hydrocarbons. Tests were performed on a single cylinder diesel engine, RY 50 in forced regime without load.

Keywords: emissions, biodiesel, RY 50, petrodiesel.

1. INTRODUCTION

The major problem of the world in these moments regards the increasing number of cars and possibilities of fulfilling the laws regarding the limitation of pollution degree. At this problem another issue is taken in consideration, related to the price of fuel that also registered a growth in the last years and has a continuous tendency.

Many ideas concerned on the replacement of the classics fuels, petrodiesel and gasoline with others similar products that can offer a lower price with almost the same output regarding the performances that can be achieved from the vehicle in cause.

The gasoline was replaced by the liquefied petroleum gas – LPG, a solution that turned to be acceptable regarding the goals proposed.

The same alternative was also tried on diesel engines and the first tests showed the fact that the engine it runs with LPG having an increase of power for approximately 25% and the consumed fuel quantity drops with 30% but it has an

undesired effect, the forces that act over the gearbox are very high and also the engine wear has a value that convinced researchers to spend more time on tests and to develop solutions to eliminate the actual issues.

Another possibility for diesel engines is the use of biodiesel, which is a renewable fuel with great potential for reducing the environmental pollution obtaining performances with almost the same values as in case of diesel use.

The biodiesel can be obtained from used cooking oils having a good emission value compared to the classic diesel and also it can be obtained 100% from animal fats.

The paper presents an analysis done on a monocylindrical engine developed to function with petrodiesel, fuel that will be experimental replaced with biodiesel obtaind from palm oil and animal fats (fish oil) combined with diesel fuel in several different percentages and the engine will be then tested.

2. EXPERIMENTAL DATA

The engine will function unloaded in a forced regime, measuring the RPM and the exhaust emissions corresponding for every case. The engine that will be used for tests is an RY 50 with manual start and has the following characteristics.

Table 1
RY 50 characteristics

Cylinder number	N	1
Cylinder volume	cm ³	224
Compresion ratio		21:1
Kw/HP	N(80/1269/CEE) ISO 1585 NB ISO 3046 IFN NA ISO 3046 ICXN	3.5/4.8 3.3/4.5 3.1/4.2
Torque	Nm	10.4@2400



Fig. 1. RY 50 engine

Tests of the engine were done in the Laboratory of Thermal Engineering and Thermal Machines from the Faculty of Mechanics, University of Craiova.

For the experiment where also used several other devices; a gas analyzer, STARGAS 898 that records the level of CO, CO₂, HC, O₂ oil temperature, a digital tachometer and a thermometer for temperature and humidity from the laboratory during the experiment.

The experiment is started with petrodiesel and the engine runs unloaded for a certain period of time until the oil it reaches the temperature of

approximately 70° C and afterwards the experimental data are carried out.



Fig. 2. Digital tachometer



Fig. 3. Stargas 898

After recording of the results regarding the exhaust emissions with diesel fuel, the tank is empty by the remaining petrodiesel and it is used a mixture of 50 % diesel fuel and 50 % of biodiesel obtained from palm oil called B50; the engine is started and it runs at low RPM value (1200-1400) for 5-10 minutes.

As for the petrodiesel, the emission level is measured with the Stargas analyzer and carried out. The same operation, as for diesel and B50 from palm oil, is repeated for a value 100% biodiesel from palm oil and B50 mixture from animal fats and also 100% biodiesel from fish oil.

The results are presented in the next tables and the purpose is to find the most convenient solution for the substitution of petrodiesel with an alternative fuel or a renewable one that can offer the same performances of the engine regarding the value of the torque and power and not the last with a decreased value of the exhaust emissions as the classic fuel with the lowest price possible.

Table 2
Experimental data for B50 palm oil

RPM	CO %	CO ₂ %	HC ppm	O ₂ %	Oil temperature	Room temperature	Humidity %
1200	0,06	2,17	23	17,73	74	21	20
1400	0,06	1,92	23	18,09	73	21	20
1600	0,064	1,9	23	18,15	73	21	20
1800	0,065	1,86	23	18,21	74	21	20
2000	0,064	1,89	23	18,17	73	21	20
2200	0,058	1,85	21	18,14	75	21	20
2400	0,059	1,86	23	18,14	77	21	20
2600	0,056	1,87	23	18,08	77	21	20
2800	0,052	1,92	23	18,01	77	21	20
3000	0,054	1,98	24	17,87	78	21,1	20
3200	0,056	2,04	24	17,79	79	21,1	20
3400	0,058	2,1	27	17,72	79	21,1	20
3600	0,062	2,13	27	17,64	81	21,1	20

Table 3
Experimental data for B 100 palm oil

RPM	CO %	CO ₂ %	HC ppm	O ₂ %	Oil temperature	Room temperature	Humidity %
1200	0,071	2,14	26	17,58	76	21	20
1400	0,07	1,99	27	18	76	22	20
1600	0,068	1,9	26	18,08	76	22	20
1800	0,07	1,91	26	18,05	76	22	20
2000	0,071	1,93	26	18,02	77	22,5	20
2200	0,063	1,92	26	18,02	77	22,5	20
2400	0,063	1,93	25	18	77	22,5	20
2600	0,061	1,95	25	17,99	77	22,5	20
2800	0,059	1,97	24	17,92	77	23	20
3000	0,06	2,02	25	17,88	78	23	20
3200	0,057	2,08	24	17,72	80	23	20
3400	0,061	2,09	25	17,72	81	24	20
3600	0,064	2,18	25	17,55	81	24	20

Table 4
Experimental data for B50 fish oil

RPM	CO %	CO ₂ %	HC ppm	O ₂ %	Oil temperature	Room temperature	Humidity %
1200	0,067	2,39	38	17,37	76	24,5	20
1400	0,069	2,17	39	17,61	75	24,7	20
1600	0,073	2,07	39	17,78	76	24,7	20
1800	0,08	2,01	39	17,8	75	24,8	20
2000	0,081	1,98	38	17,86	76	24,8	20
2200	0,078	1,93	36	17,91	76	24,9	20
2400	0,082	1,98	39	17,83	77	24,9	20
2600	0,079	2,01	39	17,77	77	24,9	20
2800	0,078	2,06	40	17,68	78	25	20
3000	0,077	2,11	40	17,62	78	25	20
3200	0,085	2,15	42	17,65	79	25,1	20
3400	0,081	2,17	42	17,53	80	25,1	20
3600	0,087	2,55	44	17,37	81	25,5	20

Table 5
Experimental data for B100 fish oil

RPM	CO %	CO ₂ %	HC ppm	O ₂ %	Oil temperature	Room temperature	Humidity %
1200	0,083	2,36	51	17,21	79	25,7	20
1400	0,087	2,17	54	17,53	79	25,7	20
1600	0,087	2,14	55	17,85	80	25,7	20
1800	0,092	2,03	54	17,85	80	25,7	20
2000	0,097	1,93	53	17,97	80	25,7	20
2200	0,096	1,94	52	17,98	80	25,7	20

2400	0,09	1,96	51	17,95	80	25,7	20
2600	0,089	1,97	51	17,93	81	25,7	20
2800	0,088	2,05	51	17,84	81	25,7	20
3000	0,085	2,1	49	17,71	83	25,7	20
3200	0,088	2,15	51	17,71	84	25,7	20
3400	0,089	2,15	55	17,63	84	25,7	20
3600	0,098	2,27	58	17,42	85	25,7	20

3. CONCLUSIONS

Analysing the results of the test can be seen that at low and high RPM the engine has for both fuels high values for the exhaust components that are in everybody's attention when there are discussion about the pollution.

Regarding the CO₂ level which is one of the most important pollutant from exhaust gases of a car can be seen that at the probe obtained from the palm oil mixture the values are lower comparative with the ones from fish oil mixture.

The mixtures with 100 % biodiesel have bigger values for the CO₂ levels than the ones concerning just from 50% biodiesel and that made them not desired for direct use in the internal combustion engines.

Another component of big importance is the HC level from exhaust gases that can be considererd the most dangerous for environment and for the human body.

Acknowledgment

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/88/1.5/S/50783, Project ID50783 (2009), co-financed by the European Social Fund – Investing in

People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

The values offered by the test done highlight the fact that the only desired solution is the one with palm oil mixture because of the decreased level of the HC comparative with the biodiesel produced from fish oil.

The results point the biodiesel obtained from palm as the only option preffered as a substitute of petrodiesel becuse the exhaust emissions have the lowest value

REFERENCES

- [1] Apostolescu N., Chiriac R. – *Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluanți*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1998.
- [2] Burnete N., Naghiu A., Rus I., Chintoanu M., Mariaşiu F., Varga B., Ivan I., Roman V., Abraham B.: *Motoare Diesel și Combustibili pentru Transportul Urban* Editura Mediamaira Cluj-Napoca 2008.
- [3] Ciubotaru T., Grigore L., Vînturiş V.: *Efectuarea de măsurători, verificări și determinări conform planului de testare-evaluare a produsului/ MIS Petrom, Uzina Mecanică Bucureşti*, 1998.
- [4] Dragotă D., Moisescu V.: *Biocarburanții în România* Monography de S.C. CHIMINFORM DATA S.A. Bucureşti 2004.

DETERMINAREA PRIN CALCUL A DEBITULUI DE CENUŞĂ EMIS ÎN MEDIUL AMBIANT (EVACUAT LA COS)

Marian ENACHE

COMPLEXUL ENERGETIC TURCENI, Romania.

Abstract. După cum se știe prevenirea și combaterea poluării mediului înconjurător sunt considerate printre cele mai importante probleme cu care se confruntă societatea românească șiumanitatea, în general. În prezent se pare că poluarea mediului înconjurător, prin activitatea necontrolată a omului, se apropiie de „pragul critic” depășind limitele de apărare ale naturii, punându-se în pericol existența vieții pe Terra. După cum se știe cea mai mare parte din emisiile poluante evacuate anual în atmosferă, se datorizează combustibililor fosili utilizati ca formă primară de energie. Din acest motiv, consumul de energie trebuie monitorizat în corelație cu emisiile poluante înregistrate anual la nivel mondial, cu efecte dezastroase asupra mediului înconjurător: poluarea aerului, apei și solului, încălzirea globală prin efectul de seră, ploile acide, deteriorarea stratului de ozon, schimbările climaterice (inundații în unele zone, topirea unor ghețari, uragane, secată, incendii naturale, etc.). În domeniul producării energiei electrice și termice, prin utilizarea drept combustibil a cărbunilor, obiectivul general al politiciei de mediu, în prezent și în viitorul apropiat, este reducerea impactului asupra mediului prin micșorarea cantităților de praf emise în atmosferă până la nivelul permisiv al standardelor internaționale și naționale de mediu. România urmărește îndeaproape politica Uniunii Europene în domeniul energiei, cu scopul de a dezvolta o piață națională energetică competitivă, integrată în piața internă europeană. În acest context retehnologizarea instalațiilor de desprăuire electrică din centralele termoelectrice românești pentru a satisface cerințele din Directiva EC/80/Ec și Hotărârea Guvernului nr.322/2005, este un obiectiv principal și care nu poate fi amânat.

Cuvinte cheie: poluare, mediu înconjurător, emisii poluante, energie, încălzire globală.

Abstract. As is known to prevent and combat environmental pollution are among the most important problems facing the Romanian society and humanity in general. Currently it seems that environmental pollution by uncontrolled human activities, approaches, "critical threshold" beyond the limits of nature protection, placing in jeopardy the existence of life on Earth. As we know most of the emissions discharged into the atmosphere annually, is due to fossil fuel use as the primary form of energy. For this reason, energy consumption should be monitored in conjunction with emissions registered annually worldwide, with disastrous effects on the environment: air pollution, water and soil, global warming via the greenhouse effect, acid rain, damage the ozone layer, climate change weather (floods in some areas, melting of glaciers, hurricanes, drought, natural fires, etc.). In the field of electricity and heat using coal as fuel, the overall objective of environmental policy, now and in the near future is to reduce environmental impact by reducing the amount of dust emitted by the permissive standards of international national average. Romania is closely following the European Union energy policy, in order to develop a national energy market competitive and integrated European internal market. In this context, upgrading electrical installations dusting Romanian power plants to meet the requirements of Directive nr.322/2005 EC/80/Ec and Government, is a primary objective and that can not be postponed.

Keywords: pollution, environment, emissions, energy, global warming.

1. INTRODUCERE

Gazele rezultate în urma arderii lignitului în cazanele energetice de abur conțin o cantitate importantă de cenușă, care depinde în principal de conținutul de cenușă al combustibilului și de tehnologia de ardere.

Cantitatea de particule emise de instalațiile de ardere poate fi evaluată aproximativ, în calculele de proiectare, cu relația următoare [1], [2]:

$$m_{ps} = 10 \cdot (1 - \mu_D) \cdot \left(A^i + q_4 \frac{H_i}{32700} \right) \cdot a_{antr} \cdot B \quad \left[\frac{g}{s} \right] \quad (1)$$

Tabel 1

Tipul instalației	η_D
Cicloane inerțiale (tip NIIOGAZ)	0,60-0,70

Baterii de cicloane	0,70-0,80	Electrofiltre	0,98-0,997
Scubere umede (tip MP- VTI)	0,90-0,95		

Tabel 2

Tipul instalației de ardere		a_{antr}
Grătar fix	cu alimentare manuală	0,12-0,20
	cu alimentare mecanică sau pneumatică	0,05-0,15
Grătar rulant cu alimentare mecanică sau pneumatică		0,07-0,15
Arderea cărbunelui în focar	cu evacuarea cenușii în stare solidă	0,85-0,95
	cu evacuarea cenușii în focar bicameral	0,50-0,70
		0,20-0,40
	cu ciclon vertical	0,10-0,15

în care:

η_D - gradul de reținere al instalației de desprăfuire, din tabelul 1;

A_i - conținutul de cenușă raportat la probă inițială, în [%];

q_4 - pierderile relative de căldură datorate arderii incomplete, în [%];

H_i^1 - puterea calorifică inferioară, raportată la probă inițială, în [kJ/kg];

a_{antr} - fracția de cenușă antrenată, conform tabelului 2;

B - consumul de combustibil solid, în [kg/s].

Tabel 3

Tipul instalației	x	Tipul instalației	y
Focare cu grătar și cărbune bulgări	0,7	Filtre mecanice uscate	0,7-0,8
Focare cu cărbune pulverizat	0,3	Filtre mecanice umede	0,9
Focare ciclon cu evacuarea topită a zgurei	0,5	Filtre electrostatice	0,96-0,99

Factorul de emisie specific poluantului cenușă se determină din relația [1], [3]:

$$e_{cenusa} = \frac{A(1-x)(1-y)}{H_i^1} \quad [kg/kJ] \quad (2)$$

în care:

e_{cenusa} - factorul de emisie pentru cenușă, în [kg/kJ];

A - conținutul de cenușă în cărbune, în [%];

x - gradul de reținere a cenușii în focar, în [%] de masă;

y - randamentul instalației de reținere a prafului, în [%];

H_i^1 - puterea calorifică inferioară a combustibilului, în [kJ/kg].

Pentru postcalcul se vor folosi valori medii rezultate din exploatare. La prognoză, se recomandă folosirea următoarelor valori:

-pentru conținutul de cenușă la cărbuni:

- 40 % pentru lignit;

- 30 % pentru huila din țară;

- 20 % pentru huilă din import;

-pentru gradul de reținere în focar: $x = 15 \%$;

- pentru randamentul electrofiltrului y :

- 97 % pentru electrofiltre, în situația în care reabilitarea nu a depășit 50 %. din situația programată;

-99 % pentru situația de după finalizarea reabilitării.

Pentru calcule mai riguroase, emisia de particule în cazul arderii păcurii nu se neglijază, considerându-se un conținut de cenușă în combustibil de $A = 0,1\%$ masice.

Pentru determinarea prin calcul a debitului de cenușă emis în mediul ambiant este necesar să se facă bilanțul material al cenușii.

În cazul unui grup energetic, bilanțul de cenușă este prezentat în figura 2.1. [4]:

$$\begin{aligned} A_i &= \alpha \cdot B_h \left[\frac{t}{h} \right] & A_{zg} &= x \cdot \alpha \cdot B_h \left[\frac{t}{h} \right] \\ A_f &= y \cdot (1-x) \cdot \alpha \cdot B_h \left[\frac{t}{h} \right] & \\ A_f &= y \cdot (1-x) \cdot (1-y) \cdot \alpha \cdot B_h \left[\frac{t}{h} \right] & (3) \end{aligned}$$

În care:

A_i - cantitatea de cenușă intrată în focar cu combustibilul, în [t/h]

A_{zg} - cantitatea depusă sub formă de zgură la baza focarului, în [t/h];

A_f - cantitatea reținută prin instalațiile de filtrare a gazelor, în [t/h];

x, y - coeficienți care depind de tipul instalațiilor, conform tabelului 3.

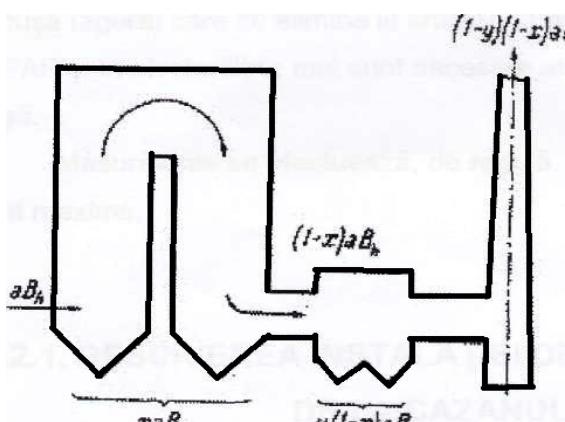


Fig. 1.

2. BILANȚUL MATERIAL AL CENUȘII

Pentru a putea face bilanțul material al cenușii trebuie să cunoaștem cantitățile de cenușă (zgură) care se elimină la Kratzer, la pâlniile de la capul de întoarcere gaze arse, în PAR și în electrofiltru; mai sunt necesare analize chimice pentru cărbune, zgură și cenușă. Măsurările se efectuează, de regulă, la sarcina maxim posibilă, la care emisiile sunt maxime.

3. DESCRIEREA INSTALAȚIEI DE EVACUARE ZGURĂ ȘI CENUȘĂ DE LA CAZANUL DE 1035 t/h [5]

Din cantitatea totală de cenușă introdusă cu combustibilul în cazan, aproximativ 5 % se separă în focarul cazanului sub formă de zgură și cenușă

care cade în pâlnia focarului, de unde este evacuată sub formă solidă cu ajutorul transportorului cu racleți (kratzer) (1).

Kratzerul evacuează cenușa și zgura în concasorul (2) și apoi în pâlniile (3) ale ejectorilor cu apă (4) care refulează spre stația de pompe Bagger.

Apa de impuls necesară ejectorilor este furnizată de 5 pompe centrifuge orizontale multietajate (5).

Instalația răcește și evacuează zgura și cenușa rezultată din arderea lignitului în focarul cazanului și pe grătarul de postardere și în același timp asigură închiderea etanșă a focarului împotriva pătrunderilor de aer fals din atmosfera exterioară. Evacuatorul este de tipul cu racleți cu cuvă dublă. Cuva superioară este plină cu apă și are rolul de a răci zgura și cenușa care cade fierbinte din pâlnia focarului și de pe grătarele de postardere; în această cuvă nivelul apei se menține constant cu ajutorul unui preaplin.

Căzând în cuva cu apă, zgura se răcește, căldura fiind absorbită de apa de răcire. Procesul de răcire se desfășoară, de regulă, atât de rapid încât bulgării mai mici de zgură se transformă în particule mici friabile. Particulele de zgură sunt transportate din cuva superioară spre partea superioară a părții inclinate cu ajutorul racleșilor fixați pe 2 lanțuri de antrenare.

Acționarea celor 2 lanțuri este realizată cu ajutorul a 2 roți dințate montate pe axul de antrenare, care la rândul său e acționat de unul din cele 2 grupuri de antrenare (unul este în rezervă).

Cenușa zburătoare, care pleacă din focar odată cu gazele de ardere, este reținută parțial în 2 pâlnii (6) la ieșirea gazelor de ardere din cazan, în pâlniile (14) de sub PAR 1 și PAR 2, în câte 2 pâlnii (9) la intrarea în fiecare electrofiltru și în câte 9 pâlnii (11) de sub fiecare electrofiltru.

Evacuarea cenușii din aceste pâlnii se face în stare uscată, prin intermediul unor conducte de legătură până la zăvoarele hidraulice - ceainice (7, 12 și 15) și apoi în canalele de legătură (13 și 15) cu stația de pompe Bagger.

Pentru a evita lipirea cenușii ca urmare a umezirii de pâlniile electrofiltrelor, aceste pâlnii sunt încălzite cu abur ce trece prin panourile de ţevi ancorate de peretii pâlniilor.

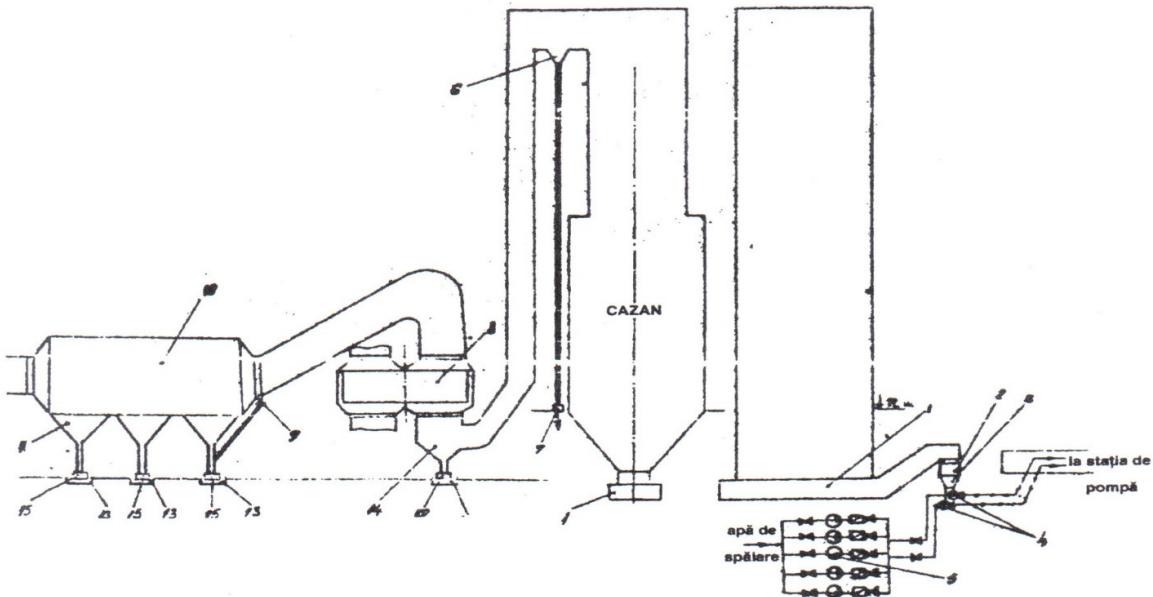


Fig. 2. Schema instalației de evacuare a zgurii și cenușii

4. MĂSURĂTORI ȘI CALCULE

În tabelul 4 sunt prezentate date obținute pe parcursul mai multor măsurători, care vor fi analizate pentru a putea face o estimare a debitului de cenușă emis în mediul înconjurător.

Selectând doar datele care de care avem nevoie rezultă tabelul 5, în care apar: debitul de cenușă la intrare în electrofiltru, debitul de cenușă căzută în PAR, debitul de cenușă la intrare în PAR, debitul

de zgură uscată (inclusiv nearse), debitul total de cenușă, gradul de reținere în focar, procentele de reținere la capul de întoarcere al gazelor de ardere, la kratzer și capul de întoarcere, la PAR și cel total (kratzer, cap întoarcere gaze arse, PAR).

Din aceste date se calculează procentele de reținere la fiecare zonă, dar cei mai important este gradul de reținere și cantitatea de cenușă reținută la PAR.

Tabel 4 [6]

Sarcină cazan	t/h	967,60	926,80	855,00	901,78	1.007,6	871,24	771,00
Debit combustibil	t/h	431,10	393,60	341,20	405,32	358,47	420,11	329,99
	kg/s	119,75	109,33	94,78	112,59	99,57	116,70	91,66
Putere calorifică inf combustibil	kJ/kg	7.314	7.641	8.143	6.615	7.678	6.548	7.494
	Kcal/k	1.747	1.825	1.945	1.580	1.834	1.564	1.790
Cenușă la inițial	%	20,95	20,77	17,37	24,4	20,9	22,5	21,1
Debit zgură uscată (inel. nearse)	kg/h	6.286	5.898	5.038	7.000	5.400	6.540	4.600
	kg/s	1,75	1,64	1,40	1,94	1,50	1,82	1,28
Debit cenușă (inel. nearse) intrare PAR	kg/h	87.424	78.895	56.994	-	72.278	91.457	-
	kg/s	24,28	21,92	15,83	-	20,08	25,40	-
	%	5,533	5,549	5,534	4,884	6,22	5,028	4,803
Debit cenușă (inel.	kg/h	78.682	71.005	51.294	85.764	65.050	82.312	63.372

DETERMINAREA PRIN CALCUL A DEBITULUI DE CENUŞĂ EMIS ÎN MEDIUL AMBIANT

nearse) intrare ELF	kg/s	21,86	19,72	14,25	23,82	18,07	22,86	17,60
Pierdere căldura prin nearse mecanic	%	3,34	3,1	2,91	-	-	-	-
Randament termic cazan	%	83,6	84,26	82,89	88,3	-	83,9	82,85
Debit cenușă căzută la PAR	kg/h	-	-	-	9530	-	9145	7041
	kg/s	-	-	-	2,65	-	2,54	1,96
Debit g.a. intr. ELF	Nm ³ /h	1.700. 808	1.604. 817	1.675. 983	1.338. 710	1.355.1 67	1.825.555	1.465.4 14
	Nm ³ /s	472,45	445,78	465,55	371,86	376,44	507,10	407,06
Conc. cenușă intr. ELF	g/Nm ³	46,26	-	-	-	48	45	43,245

Tabel 5

Debit intra ELF re		Debit căzută în PAR		Debit intrare PAR		Debit zgură inclusiv nearse		Debit zgură cenușă (total)		gr. focar	Reținere			Rețin total
kg/h	kg/s	kg/h	kg/s	kg/h	kg/s	kg/h	kg/s	%	%		cap.in	focar+C	PAR	
78,68	21,85	8,742	2,428	87,42	24,28	6,286	1,746	93,71	26,03	5,533	1,175	6,708	9,32	16,0
71,00	19,72	7,890	2,192	78,89	21,91	5,898	1,638	84,79	23,55	5,549	1,407	6,956	9,30	16,2
51,29	14,24	5,700	1,583	56,99	15,83	5,038	1,399	62,03	17,23	5,534	2,588	8,122	9,18	17,3
85,76	23,82	9,530	2,647	95,29	26,47	7,000	1,944	102,2	28,41	4,884	1,959	6,843	9,31	16,1
65,05	18,06	7,228	2,008	72,27	20,07	5,400	1,500	77,67	21,57	6,220	0,732	6,952	9,30	16,2
82,31	22,86	9,145	2,540	91,45	25,40	6,540	1,817	97,99	27,22	5,028	1,646	6,674	9,33	16,0
63,37	17,60	7,041	1,956	70,41	19,55	4,600	1,278	75,01	20,83	4,803	1,329	6,132	9,38	15,5

Debitul total de zgură și cenușă se determină din debitul de cenușă la intrarea în PAR și debitul de zgură uscată, inclusiv nearsele.

$$\dot{m}_{focar} = \dot{m}_{intr\ PAR} + \dot{m}_{zg\ usc} \quad (4)$$

unde:

\dot{m}_{focar} - debitul de zgură și cenușă total, în [kg/s];

$\dot{m}_{intr\ PAR}$ - debitul de cenușă la intrarea în PAR, în [kg/s];

$\dot{m}_{zg\ usc}$ - debitul de zgură uscată, inclusiv nearsele, în [kg/s].

Debitul de cenușă căzută în PAR este diferența între debitul de cenușă la intrarea în electrofiltru și debitul de cenușă la intrarea în PAR:

$$\dot{m}_{PAR} = \dot{m}_{intr\ PAR} + \dot{m}_{intr\ ELF} \quad (5)$$

unde:

\dot{m}_{PAR} - debitul de cenușă căzută în PAR, în [kg/s];

$\dot{m}_{intr\ PAR}$ - debitul de cenușă la intrarea în electrofiltre, în [kg/s].

Gradul de reținere în pâlniile capului de întoarcere a gazelor arse se determină cu următoarea relație:

$$x_{ciga} = 100 \cdot \left(1 - \frac{\dot{m}_{intr\ PAR}}{\dot{m}_{focar}} \right) - x_{focar} \quad (6)$$

x_{ciga} - grad de reținere în pâlniile capului de întoarcere a gazelor arse, în [%];

x_{focar} - grad de reținere focal, în [%].

Gradul de reținere al cazașului:

$$x_{cazan} = x_{focar} + x_{ciga} \quad [\%] \quad (7)$$

Gradul de reținere în PAR se determină astfel:

$$x_{PAR} = \frac{\dot{m}_{PAR}}{\dot{m}_{focar}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (8)$$

Gradul de reținere total, până în electrofiltru:

$$x_{tot} = x_{PAR} + x_{foca} + x_{ciga} = x_{PAR} + x_{cazan} \quad [\%] \quad (9)$$

Pentru a putea face o estimare a gradelor de reținere se calculează media lor:

pentru focar:

$$x_{focarmed} = \frac{\sum_{i=1}^7 x_{focar}}{7} \quad (10)$$

pentru capul de întoarcere gaze arse:

$$x_{ciga\ med} = \frac{\sum_{i=1}^7 x_{ciga}}{7} \quad (11)$$

pentru cazaș:

$$x_{cazan\ med} = \frac{\sum_{i=1}^7 x_{cazan}}{7} \quad (12)$$

pentru PAR:

$$x_{PAR\ med} = \frac{\sum_{i=1}^7 x_{PAR}}{7} \quad (13)$$

până la intrarea în electrofiltre :

$$x_{tot\ med} = \frac{\sum_{i=1}^7 x_{tot}}{7} \quad (14)$$

unde:

$x_{focarmed}$ - grad de reținere mediu în focar, în [%];

x_{ifocar} - grad de reținere în focar, pentru măsurătoarea numărul i, în [%];

$x_{ciga\ med}$ - grad de reținere mediu în pâlniile capului de întoarcere gaze arse, în [%];

x_{icaza} - grad de reținere în pâlniile capului de întoarcere gaze arse, pentru măsurătoarea numărul i, în [%];

$x_{icazan\ med}$ - grad de reținere mediu în focar și pâlniile capului de întoarcere, în [%];

x_{icazan} - grad de reținere în focar și pâlniile capului de întoarcere, pentru măsurătoarea numărul i, în [%];

$x_{IPAR\ med}$ - grad de reținere mediu în PAR, în [%];

x_{iIPAR} - grad de reținere în PAR, pentru măsurătoarea numărul i, în [%];

$x_{tot\ med}$ - grad de reținere mediu până în electrofiltru, în [%];

x_{itot} - grad de reținere până în electrofiltru, pentru măsurătoarea numărul i, în [%].

5. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Din datele rezultate în tabelul 5 va rezulta tabelul 6 în care se introduc datele necesar pentru a putea trage anumite concluzii, și anume: debitele de cenușă căzută la PAR, coeficienții de reținere la PAR reale și cel estimat, debitele de cenușă la intrare în electrofiltru reale și estimate, debitele de gaze arse la intrare în electrofiltre și randamentele impuse la proiectare la electrofiltre. Din acestea, vor rezulta: eroarea de estimare a datelor, concentrația de cenușă la intrare și ieșire în electrofiltre, inclusiv de câte ori depășesc concentrațiile de cenușă la coș normele în vigoare.

Debitul de cenușă estimat la intrarea în electrofiltru se determină cu relația:

$$\dot{m}_{intr\ ELF\ est} = (100 - x_{tot\ med}) \cdot \frac{\dot{m}_{PAR}}{x_{PAR\ med}} \quad [kg/s] \quad (15)$$

Eroarea de estimare:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{intr\ ELF} - \dot{m}_{intr\ ELF\ est}}{\dot{m}_{intr\ ELF}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (16)$$

Folosirea acestor estimări ne arată că rezultă erori foarte mici, între -0,01% și +0,01%, ceea ce este un lucru îmbucurător, reprezentarea lor este prezentată în figura 3.

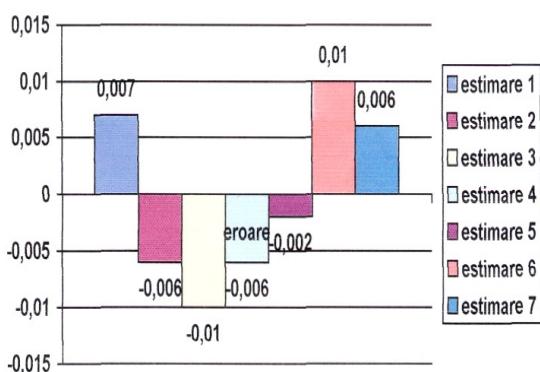


Fig. 3.

Pentru estimarea concentrației cenușii în gazele de ardere se utilizează datele de proiectare a electrofiltrelor și concentrația cenușii la intrare în electrofiltru, rezultând valori foarte mari față de valoarea limită de 150 mg/Nm^3 depășirile fiind de $1,3 \div 3,5$ ori.

Concentrația cenușii în gazele de ardere la intrare în electrofiltru este determinată cu relația:

$$c_{\text{intr_ELF}} = \frac{\dot{m}_{\text{intr_ELF}}}{\dot{m}_{\text{ga}}} \cdot 1000 \quad [\text{g}/\text{m}_N^3] \quad (17)$$

unde:

$\dot{m}_{\text{intr_ELF}}$ - debitul de cenușă la intrare în electrofiltre, în $[\text{kg/h}]$;

\dot{m}_{ga} - debitul gazelor de ardere, în $[\text{Nm}^3/\text{h}]$.
sau

$$c_{\text{intr_ELF}} = \frac{\dot{m}_{\text{intr_ELF}}}{\dot{m}_{\text{ga}}} \cdot 3600000 \quad [\text{g}/\text{m}_N^3] \quad (18)$$

dacă $\dot{m}_{\text{intr_ELF}}$ este în $[\text{kg/s}]$.

Concentrația estimată a cenușii în gazele de ardere după electrofiltre:

$$c_{\text{intr_ELF}} = \frac{1 - \eta_{\text{ELF}}}{100} \cdot c_{\text{intr_ELF}} \cdot 1000 \quad [\text{mg}/\text{m}_N^3] \quad (19)$$

unde:

η_{ELF} - randamentul de proiect al electrofiltrelor.

Coefficientul de depășire al concentrației limită:

$$k = \frac{c_{\text{es_ELF}}}{c_{\text{val_lim}}} \quad (19)$$

unde:

$c_{\text{val_lim}}$ - valoare limită a concentrației cenușii în gazelor de ardere.

$$c_{\text{val_lim}} = 150 \text{ mg/Nm}^3$$

În figura 4 se reprezintă grafic concentrațiile de cenușă, raportat la valoarea limită.

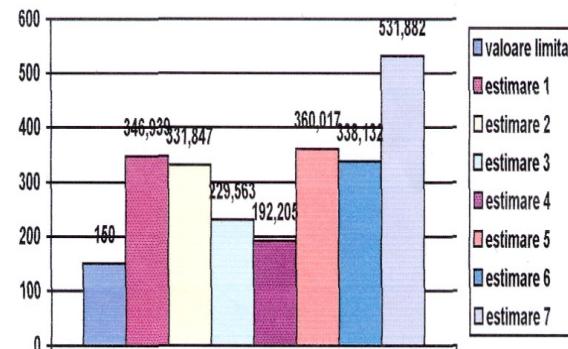


Fig. 4.

6. DETERMINAREA DEBITULUI DE CENUŞĂ EMIS ÎN MEDIUL AMBIANT

Vom folosi datele din tabelul 4 și relațiile de calcul (1), (2), (3), din care vor mai rezulta următoarele relații de determinare a debitului de cenușă în gazele arse la intrarea în electrofiltre:

$$M_{\text{PS}} = 10 \cdot \left(A^t + q_4 \cdot \frac{H_t}{32760} \right) \cdot a_{\text{antr}} \cdot B \quad \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right] \quad (20)$$

$$A_{\text{in_elf}} = (1 - x) \cdot a \cdot B \quad \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right] \quad (21)$$

Din acestea rezultă cele 2 tabele:

- tabelul 7 pentru calculul debitului de cenușă conform relației (1) și (20).
- tabelul 8 pentru calculul debitului de cenușă conform relației (3), (21); respectiv (2) pentru calculul factorului de emisie.

Tabel 7

B kg/s	Hi kJ/kg	Ai %	nD %	q4 %	a_antr %	Dga Nm³/s	mps g/s	Mps kg/s	cm1 mg/Nm³
119,75	7314	20,95	98	1	87	472447	436,5713	21,82856	46,2032
109,33	7641	20,77	98	1	87	445794	395,1609	19,75804	44,32102
94,78	8143	17,37	98	1	87	465553	286,5022	14,32511	30,7701
112,59	6615	24,4	98	1	87	371864	478,0517	23,90259	64,27776
99,57	7678	20,9	99	1	87	374435	181,0685	18,10685	48,35778
116,7	6548	22,5	98	1	87	507099	456,9212	22,84606	45,05246

91,66	7494	21,1	98	1	87	407059	336,5571	16,82785	41,34009
-------	------	------	----	---	----	--------	----------	----------	----------

Tabel 8

Hi kJ/kg	B kg/s	A=a %	y %	X %	Aev g/s	Ain_elf kg/s	e kg/kJ
7314	119,8	20,95	98	13	436,525	21,82623	0,000498
7641	109,3	20,77	98	13	395,116	19,75582	0,000473
8143	94,78	17,37	98	13	286,461	14,32306	0,000371
6615	112,6	24,4	98	13	478,012	23,90061	0,000642
7678	99,57	20,9	99	13	181,048	18,10481	0,000237
6548	116,7	22,5	98	13	456,881	22,84403	0,000598
7494	91,66	21,1	98	13	336,521	16,82603	0,00049

Având ca bază datele din tabelele 4, 6 s-au recalculat valorile din tabelele 7 și 8 rezultând următoarele: $\eta_D = y = 98\%$ pentru electrofiltrele nemodernizate și 99 % pentru cele modernizate;

$$x = 1 - a_{ant} = 13\%, \text{ deci } a_{ant} = 87\%$$

7. CONCLUZII

Metodologia de estimare a concentrației cenușii în gazele de ardere la intrarea în electrofiltre, considerând-o corectă, ne poate ajuta să calculăm foarte rapid și cu o precizie foarte bună (+ 0,01%) datele necesare. Relația (18) ne arată că putem determina concentrația cenușii la intrare în electrofiltre cunoscând doar debitul de cenușă căzut la PAR și coeficientul de reținere estimat al PAR-ului, deci relația se poate generaliza cunoscând debitul de cenușă reținut într-un anumit punct al circuitului și coeficientul de reținere estimat în acel loc, rezultând relația:

$$\dot{m}_{intr_ELF\ est} = (100 - x_{tot\ med}) \cdot \frac{\dot{m}_A}{x_A} [\text{kg/s}] \quad (22)$$

unde:

x_A - grad de reținere mediu în punctul A, în [%];

$x_{tot\ med}$ - grad de reținere mediu până în electrofiltru, în [%];

$\dot{m}_{intr_ELF\ est}$ - debitul de cenușă estimat la intrare în electrofiltre, în [kg/s];

\dot{m}_A - debitul de cenușă reținut în punctul A, în [kg/s].

Valorile obținute pentru randament electrofiltre și gradul de recirculare, respectiv reținere sunt cele optime pentru grupul energetic de 330 MW din cadrul Termocentralei Turceni ce a fost studiat, aceste valori vor fi folosite în calculele ulterioare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] I. Ionel, C. Ungureanu, Termoenergetica și mediul, Editura Tehnică, București, 1996
- [2] C. Neaga, Calculul termic al generatoarelor de abur, Editura Tehnică, București, 1988
- [3] O. Tuțuiuianu, M. Anghel, Metodologie de evaluare operativă a emisiilor de SO₂, NOx, pulberi (cenușă zburătoare) și CO₂ din centralele termice și termoelectrice, PE-1001/1994, ICEMENERG, București, 1988.
- [4] A. Leca, C. Moțoiu, Centrale electrice. Probleme, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [5] *** Instrucțiuni de exploatare pentru cazanul de 1035 t/h CTE Turceni, ICEMENERG.
- [6] *** Măsurători privind performanțele electrofiltrelor de la CTE Turceni, ICEMENERG.

POSSIBILITIES FOR REDUCTION OF NO_x EMISSIONS FROM COAL-FIRED POWER PLANTS IN OLTEНИA BASIN

Adriana FOANENE

UNIVERSITEA CONSTANTIN BRÂNCUȘI, Romania.

Rezumat. În lucrare sunt analizate posibilitățile de reducere a emisiilor de NO_x la lignitul din bazinul Oltenia. Sunt prezentate avantajele și dezavantajele diverselor metode utilizate pe plan mondial.

Cuvinte cheie: emisii de azot, poluare, denoxare, cenușă.

Abstract. The paper analyses the possibilities of reducing NO_x emissions resulting from combustion of lignite from basin Oltenia. The benefits and disadvantages of different methods used worldwide are presented.

Keywords: emissions of nitrogen oxide, pollution, nitrogen oxide emissions reduction, ash.

1. INTRODUCTION

When burning solid fuels in the furnace of the steam boilers, nitrous oxides are being formed, the nitrogen that contributes to the production of the pollutants comes from the nitrogen from the fuel and the nitrogen from air.

Basis pollutants based on nitrogen under the form of NO and NO₂ are generically known as NO_x.

The nitrous oxides contribute at the formation of acid rains which affect the ecosystems, participate at the formation of photochemical pollution and of the troposphere ozone, producing pulmonary diseases and having a lariat effect (monoxide of nitrogen).

From the total quantity of NO_x developed by burning, around 95% is under the form of NO, the rest under the form of NO₂. Released in the atmosphere, NO, in the presence of oxygen from the air and under the influence of ultraviolet rays is transformed in NO₂ that is very toxic. Sometimes NO₂ is combined with water vapors forming nitric acid, H₂NO₃. NO is an colorless, smelling and instable gas while NO₂ is a red- brown colored gas, with a irritant characteristic smell and sweet taste. Nitrous oxides attach the airways, the mucosa, transforming the oxi- hemoglobin in metahemoglobin which can lead to paralysis. The nitric acid determines the apparition of more types of corrosion that attacks the metallic constructions. The oxidant character of nitrous oxides and formed

nitric acid are the main causes of destroying plastic masses, paints, marble, etc, these go in the microfissures of the materials forming nitrates that increase the fissures leading to the destruction of the constructions.

The NO_x content can be expressed in mg/ m³N (in normal conditions of temperature and pressure – that is 0°C and 760 mmcolHg), respectively in p.p.m (parts of a million).

Defining conditions in which burning gases are for which NO_x is being measured is very important. That is why, regulated vales that are not overcame, will be, in case of a burning installation:

Burning installations:

- powered by liquid or gas fuels 3%
- powered by solid fuels in sprayed condition 6%
- gas turbines (for every fuels) 15%
- engines with interne burning (for every fuel) 5%
- ovens from the glass industry 8%
- plants of incineration (burning) of wastes 11%

2. THE MECHANISMS OF NITROUS OXIDES FORMATION

Due to the fact that NO is a dominant product generated when burning sprayed coal, the majority of physic and mathematic models refer to it. NO is formed in three ways:

- N from fuel released at relatively low temperatures forming NO fuel;
- The reaction of the oxide with the oxygen at high temperature form thermal NO, its concentration in burning gases from the flame largely depends on the value of the temperature;
- The radicals derived from fuel react with the oxygen forming prompt NO; this is formed in a narrow area of the initial part of the flame, area in which a big jump of temperature can be observed.

The nitrogen can come from the atmospheric air introduced for burning, generally named molecular oxide that leads to the formation of thermal NO and prompt NO; organic molecules present in solid fuels or heavy liquid, named generically oxide from fuel.

Therefore, in the burning process of the fuel, nitrous oxides appear – that are named NO_x as secondary effect of burning at high temperatures, due to the reaction of O_2 in excess with the nitrogen from the air and the flame temperature. NO from the fuel is formed in two ways: from the nitrogen contained in volatiles and the nitrogen contained in coke. The nitrogen contained in volatile is released in time of the devolatilization of the coal particles and the nitrogen from the coke is residual nitrogen that remains in the matrix of mineral substance – coke that follows the devolatilization process.

In general, NO_x is formed in two ways: transforming HCN in gas phase; heterogenic transformation of nitrogen in coke and soot. It is also taken in consideration the interaction of NO with other products like SO_2 , coke and ash.

The quantity of nitrous oxides generated during burning depends on the type of used fuel and on the conditions in which the burning takes place.

This can be diminished by taking action on the conditions in which burning takes place, respectively, by lowering the maximum temperature of the flame, diminishing the oxygen excess, etc. When these measures named primary are insufficient, we must call to reduction procedure of nitrous oxides from the burning gases, secondary measures.

The main factors that influence the speed and the way of developing formation mechanism of nitrous oxides are:

- burning parameters: temperature , O_2 concentration in the burning area, and stationary time
- the properties of the fuel: calorific power , the content of nitrogen , the content of volatile substances and reactivity.

The emissions of NO_x do not reach significant values until 1500°C. Once this temperature is reached, any further grow leads to a rapid grow of the formation rate of NO_x . NO_x production is maximum for excess of O_2 and 5-7 % (25-45%, air excess). A level of air excess leads to the reduction of the temperature flame therefore slowing the reaction.

The reactions of forming the nitrogen are:

When the air is in excess



When the fuel is in excess:



The reactions are possible when temperatures are bigger than 1300°C.

It is possible that on the way of burning gases even at temperatures lower then 650°C, reactions like the following can appear:



3. REDUCTION METHODS OF NO_x

To reduce the concentration of NO_x there are many primary measures of reduction of the emissions in order to suppress the formation of nitrous oxides in the burning installations. All this methods have as mean the modification of the operation parameters or projecting the burning installations so that the formations of nitrous oxides is reduces or already formed nitrous oxides can be transformed inside the boiler before being released.

Primary measures of emissions reduction are : the excess of reduced air, reducing the temperature of pre-heating the air , introducing gradually air in the furnace, burning with reduced NO_x , recycling the burning gas , in furnace , introducing gradually the fuel: reducing NO_x in the furnace by re-burning; burning with reduced NO_x , burning in fluid layer.

Burning with excess of reduced air is a simple method of reduction of NO_x formation, the burning can be optimized, it is easy to implement, it doesn't need constructive changes, in some cases the efficiency of the furnace can be increase. The reduction of the air excess in the burner minimizes the air debit of the fuel during the initial burning phases, leading to the formation of smaller quantities of NO_x . Due to reduced level of oxygen lead, the burning can become incomplete, the quantity of unburned carbon from the ash increases and the temperature of the steam can decrease. The reduction of O_2 quantity in primary zones at values under 1% can lead to a high level of CO emissions;

when lowering the efficiency of the boiler, corrosion, having a general contra productive impact on the performances of the boiler. Potential problems that can occur when applying this method are: fire in air heaters and the ash bunker as well as the growing of water losses from the tube that shield the furnace.

Reducing the heating temperature of air leads to the limitation of maximum temperature in the primary zone of burning. The process is not applicable to furnaces with liquid evacuation of ash that is to furnaces projected for big heating temperatures and on burning natural gases.

High heating temperature of air is essential for a correct functioning of the burning installation.

Burners without distribution and burners with preferential burning, burning in substoichiometric conditions or burning by air injection is based on the control of introducing oxygen in the furnace. By dividing the necessary total air , for burn in the furnace it is achieve a

burning area and a filling area of burning with oxygen excess called the secondary area.

The conditions from the primary area involve the transformation on N from fuel in NO_x, achieving a maximum of temperature more reduces, conducting to the reduction of thermal NO. The filling of the burn is made with excess air in the secondary area characterized by relatively low temperatures. The main techniques of achieving this method are: burners with preferential burning, burners without distribution of tertiary air.

Natural setting of the fuel consists in delaying the injection of a part from the fuel of the flame so that in the flame there is a poor area in fuel at relatively limited temperature followed by an area with a higher temperature in which it is injected the rest of the fuel, this area has a reduced quantity of oxygen. In figure 1 it is presented a burner with natural setting of burning sprayed coal.

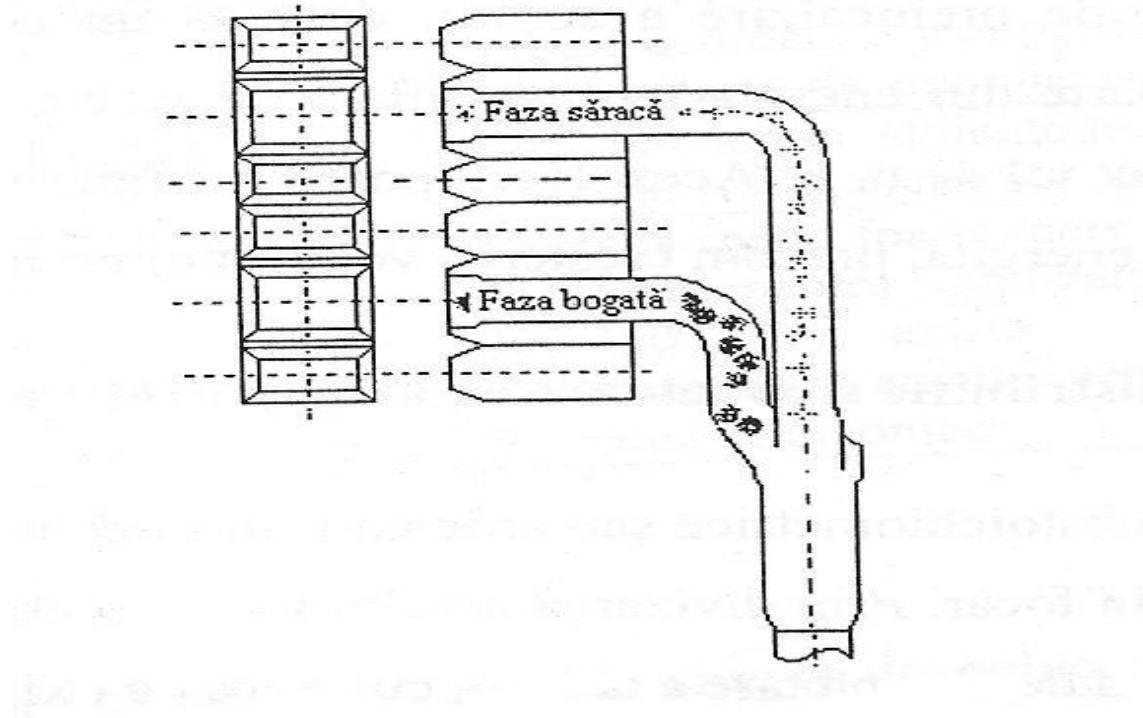


Fig. 1. Burner with natural setting burning

Natural setting of air is used mainly for solid fuels and it is identical to the previous, creating distinct areas of burning that are made by natural setting of injecting the necessary air for burning either in the burner or in the furnace. It is presented the case of sprayed coal burners frontally

placed. In the burning area there is a lack of O₂, the missing area is introduced above the flames.

In practice there are the following options for making a gradual introduction of the air:

- air above flame (over fired air) – the slots for entering air are installed above the superior line of burners, on one side the burning air is injected in

these. The reduction of NO_x is based on the creation of two distinct areas of burning; a primary area characterized by lack of oxygen and a secondary area with oxygen excess to ensure a complete burning.

In the case of sprayed coal, the disposal in corners of the burners and the tangential introduction of secondary air at a certain angle regarding the main direction as it can be observed in figure 2, limits the flame front and it creates a rich area in fuel in the center of the furnace.

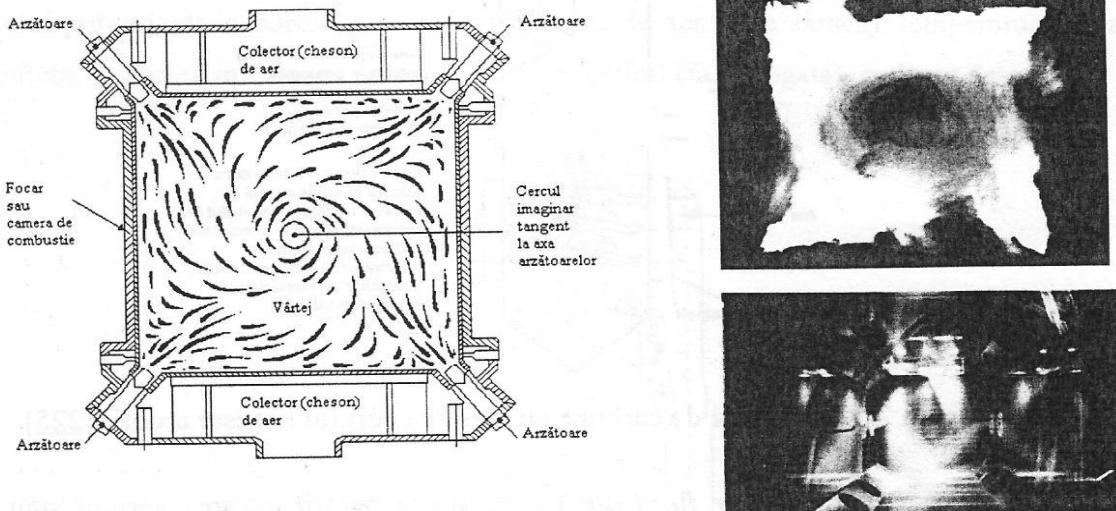


Fig. 2. Arrangement of burners in the corners and tangential introduction of secondary air

This placement leads in inferior NO_x emissions than those obtained at the frontal disposal, the reduction of the flame length, its center reduced heat is ceased by radiation directly to the walls of the equipments leads to the recirculation of the burning gases by the burners realizing an important transfer of heat trough the walls.

NO_x reduction in furnace by re burning it seeks the reduction of the concentration of the oxides that are already formed while burning at molecular nitrogen.

On re burning there are three areas that are formed:

- the primary area of burning: air excess varies between 1,13 – 1,15
- reduction area (re burning) the conditions are substoichiometric
- the definitive area of burning

Burners with reduced NO_x for sprayed coal it supplies a quick mix of the coal with the burning air leading to very high temperatures of the flame with the purpose of reaching a high burning intensity and an increased efficiency , conditions that favor the production of an increased level of NO_x . In burners with reduced content of NO_x the air

is gradually involved. The burners are projected to control the mix and the stoichiometric of the fuel and the air from the area near the burner, to delay the transformation of N form fuel in NO_x and formatting thermal NO , all in the conditions of a great efficiency of burning. This is realized by controlling the moment, the direction and the quantities of fuel and air when exiting the burner while the jets are directed in the furnace.

In case of the burners with reduced NO_x burning , reduction and definitive of burning take place in three distinct areas.

Burners with reduced NO_x based only natural setting of air are capable to reach a reduction of 30-60% at commercial skill depending on the used coal and on the operating conditions.

These burners can be: gradual burners with recycling gases or with air and fuel in steps and turbine burners with reduce NO_x .

Burning in fluidized layer

The fluidized layer is generally composed of inert granulated material that has a desulphurisation action (limestone or dolomite), constituting the environment in which the coefficients of intern and extern heat transfer are

very big, the layer is at a very homogenous temperature.

Injecting fuel directly in the fluidized layer, the fuel burns in an environment of which temperature is well controlled. There are two types of fluidized layers: the fixed fluidized layer or in boiling (bubbling beds); the fluidized circulated layer (PCF).

Burning in fluidized layer is used mainly for solid fuels, the content of nitrous oxides is situated in this case between 200-300mg/cm³N (at 6% O₂), meaning a half or a third of the obtained value for the same burned fuel under sprayed form.

3. CONCLUSIONS

For the existing furnace the implementation decision of one or another method depends essentially on each case. For the new furnaces the decision is influenced by the allowed level of NO_x concentrations and obviously by the implementation costs. Their application can be made individually or in combinations of two or more technologies. Maximum performances obtained with every method are in part as follows:

- Burners with NO_x lower than 40%
- The air above the burning area 30%
- Recycling burning gases 40%
- Reducing NO_x in the furnace 30%.

Applying these primary methods by reducing the NO_x has, still, some secondary effects as: the possibility of appearing unburned mechanic and

chemical (due to the incomplete burning), the higher risk of dirtying surfaces; the increase of the quantity of gas at exhaustive, in the case of recycling burning gases; the risk of appearing sulfuric hydrogen in the furnace, for the fuel with over 1% sulfur, due to poor atmospheres in oxygen; the risk of pipes corrosion in the furnace, modifying the distribution in ceasing heat between the furnace room and the following surface, due to major modifications that appeared in the burning process; modifications and settlements of the automatic system of the burners; the complication of the route of some pipes from the furnace that leads to disorders in the emulsion circulation.

Taking into consideration that some of the denoxation procedures need big investments, until the implementation of the best methods we can go with easier methods even if the efficiency is not very big.

REFERENCES

- [1] I.Pisa Formarea și reducerea NO_x –ului la arderea cărbunelui în cazane, Editura Perfect, București 2003
- [2] Ion V.Ion Protecția mediului în energetică, Editura Arianda, Galați 2000
- [3] N.Antonescu Reducerea emisiilor de NO_x prin controlul temperaturii de ardere, Energetica nr.1/1994
- [4] Prevenirea și controlul integrat al poluării, Agenția Națională de protecție a mediului, București 2005R. Cotta, J. Padet – *Transient fully developed internal mixed convection with Boussinesq approximation*. Congrès ENCIT 2008, Belo Horizonte, Bresil (2008).

UTILIZAREA TEHNOLOGIEI DE DESULFURARE UMEDĂ LA CAZANELE DE 1035 T/H

Adriana FOANENE

UNIVERSITATEA CONSTANTIN BRÂNCUȘI, Tg-Jiu, România.

Rezumat. Lucrarea prezintă caracteristicile metodei de desulfurare a gazelor de ardere utilizând piatra de var. Se prezintă eficiența metodei de desulfurare umedă în comparație cu alte metode.

Cuvinte cheie: poluare, desulfurare, metode, cazan de abur.

Abstract. This paper presents the characteristics of the method of flue gas desulphurization using limestone. The efficiency of wet desulphurisation technology compared with other method is presented.

Keywords: pollution, desulphurisation, methods, coal-fired steam boiler.

1. INTRODUCERE

Oxizii de sulf sunt rezultatul oxidării a ufului în procesul de ardere a sulfului conținut de combustibil. Participarea sulfului în compoziția cărbunilor este cuprinsă în general între 0,1 și 7%. Proveniența sulfului în cărbuni este diversă și poate fi grupată astfel: sulful organic; sulful din sulfuri, (piritic); sulful din sulfati și sulful mineral.

Sulful organic, S_o , este constituit din sulfu existent în cărbuni sub forma diferitelor combinații organice. El reprezintă între 30% și 70% din conținutul total de sulf, fiind cu atât mai ridicat cât conținutul total de sulf al cărbunelui este mai scăzut. Sulful din sulfuri (piritic), S_s , este constituit din sulful aflat în combinații chimice sub formă de monosulfuri sau bisulfuri în masa minerală. Sulful din sulfati, S_{SO_4} , este constituit de sulful aflat în combinații chimice sub formă de sulfati solubili sau insolubili în masa minerală. Sulful din sulfuri și sulful din sulfati constituie sulful mineral.

Din punct de vedere al arderii sulful poate fi combustibil sau necombustibil. Sulful combustibil, S_C , este constituit din sulful organic și sulful din sulfuri, iar sulful necombustibil, S_A , este constituit din sulful din sulfati, acesta din urmă rămânând în cenușă după ardere.

In combustibili lichizi, păcură, sulful se găsește sub formă de sulf organic și sulf din sulfati.

Diluat în apa ploilor acidul sulfuric constituie unul din constituentele majore ai ploilor acide, acidul azotic fiind celălalt constituent major.

2. MĂSURI DE REDUCERE A EMISIILOR OXIZILOR DE SULF

Tehnologiile generale de desulfurare a fluxului de gaze (FGD) utilizând procesele umede sunt:

- spălare cu (piatra de) var
- spălare cu (hidroxid) de sodiu
- spălare cu amoniac
- spălare cu apă oxigenată
- spălare cu apă de mare
- spălare cu alcali
- altele

Desulfurarea umedă se face în echipamentele numite scrubere umede, care sunt tehnologii FGD, aflate în top pe piață fiind utilizate în cazanele mari de abur. Aceasta se datorează gradului mare de reținere a SO_2 și fiabilitatea ridicată. Piatra de var este utilizată în cele mai multe cazuri ca adsorbant, aceasta fiind disponibilă în cantități mari în multe țări, fiind ieftină pentru proces în comparație cu alți adsorbanți. Produsele secundare sunt gipsul sau amestecul de sulfat de calciu/sulfit, depinzând de modul de oxidare. Dacă ghipsul poate fi vândut, atunci costurile totale de operare pot fi reduse.

Spălarea cu sodiu era obișnuită la sfârșitul anilor 1960 în Japonia. Produsul secundar, sulfitul de sodiu, era vândut pe piață industriei de hârtie. Procesul de spălare cu sodiu este simplu și era aplicat unui număr mare de cazane mici alimentate cu păcură. De asemenea se mai utilizează sistemele de spălare cu magneziu, utilizată în cazanele industriale relativ mici, ca urmare a costurilor reduse de capital. Apa uzată ce

conține sulfat de magneziu poate fi devărsată în apă maritimă. Produsul secundar al scubberului umed cu amoniac poate fi utilizat ca fertilizant în agricultură.

Dezvoltările recente din procesele cu alcali, care permit utilizarea pietrei de var în locul sorbentului scump cu var, și producția de gips, pot să reia utilizarea acestui sistem.

Scruberele umede cu var/calcar sunt cele mai utilizate sisteme FGD (desulfurare a fluxului de gaz), având 80% din întreaga capacitate FGD instalată. Figura 1 prezintă schema de principiu a instalației de desulfurare umedă a gazelor de ardere utilizată la CTE Rovinari cu var/piatră de var. Calcarul este utilizat în general ca reactiv deoarece este prezent în cantități mari în multe țări

și în mod normal de trei sau patru ori mai ieftin decât ceilalți reactivi. Varul este utilizat uzual ca reactiv în instalațiile vechi datorită reactivității lui mai bune cu SO_2 . Cu toate acestea varul a fost înlocuit de calcar pentru a reduce riscul calcinării, acesta fiind foarte activ chimic. În unele cazuri, varul se utilizează în locul calcarului datorită cerințelor pentru culoarea albă cerută de utilizatorii gipsului. Procedeul FGD ce utilizează calcarul putea atinge același grad de reținere a SO_2 ca și varul. Reactivitatea calcarului are o influență importantă asupra randamentului sistemului FGD; cu toate acestea, la momentul actual nu există standard sau metodă normată pentru a testa reactivitatea. Se utilizează de asemenea și alți reactivi, precum varul îmbogățit cu magneziu.

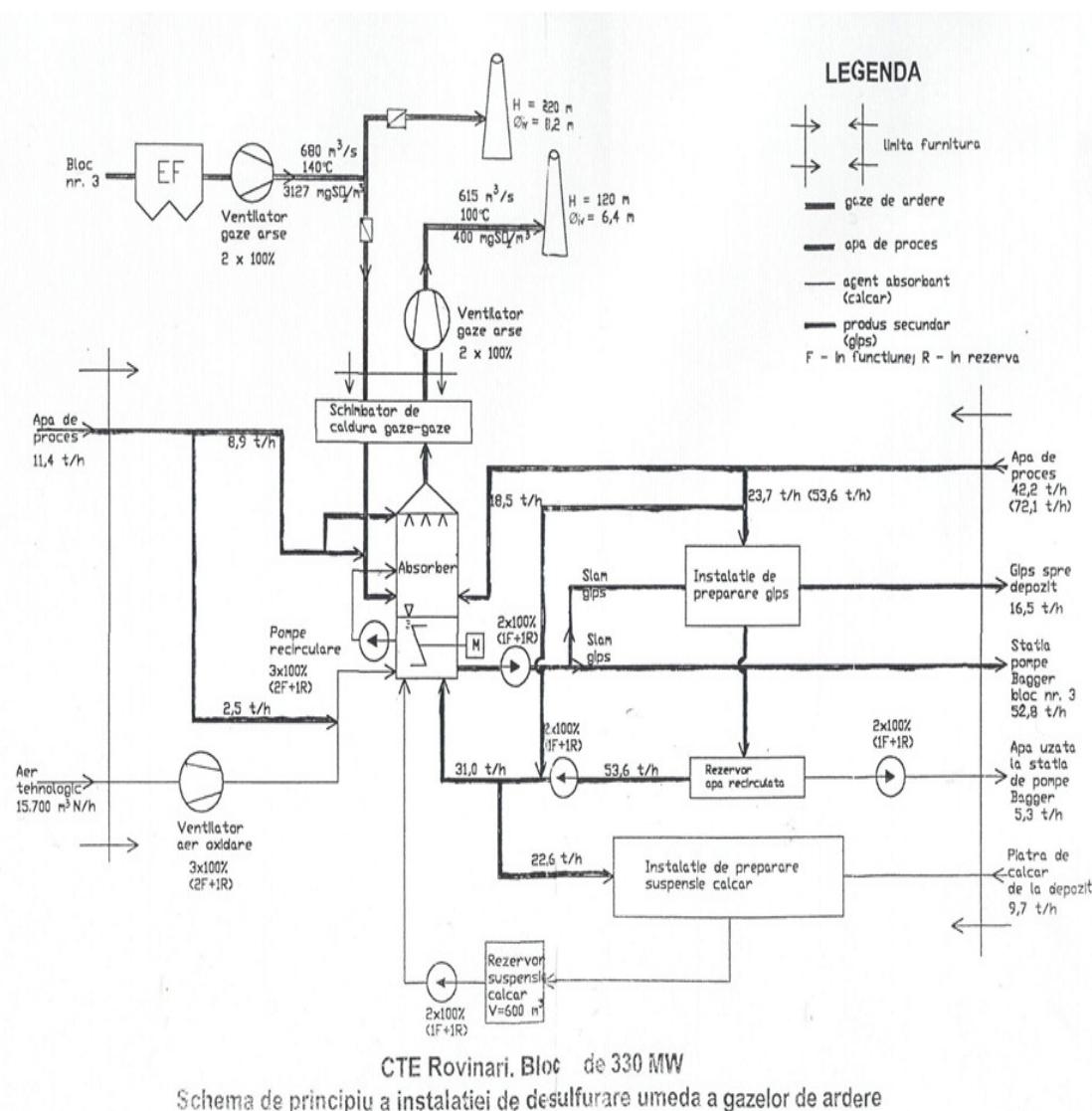


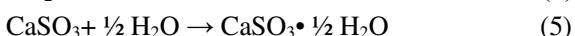
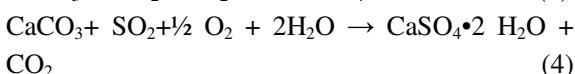
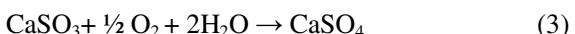
Fig. 1. Schema de principiu a instalației de desulfurare umedă a gazelor de ardere

Fluxul de gaz ce părăsește sistemul de desprăfuire trece prin schimbătorul de căldură și intră în absorber unde este îndepărtat SO_2 prin contact direct cu o suspensie apoasă de calcar, acesta trebuind să conțină mai mult de 95% CaCO_3 .

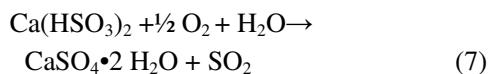
Şlamul proaspăt de calcar este încărcat continuu în absorber. Fluxul de gaz spălat trece către separatorul prin pulverizare și este emis în atmosferă prin coșul de fum. Produsele de reacție sunt extrase din absorber și sunt trimise în procesul de deshidratare și alte procese.

Scruberul umed cu piatră de var este împărțit în două categorii, în funcție de tipul de oxidare:oxidare forțată și oxidare naturală.

La oxidarea forțată cu un pH de 5 la 6, găsit de obicei în scruberele umede cu calcar, reacțiile chimice sunt următoarele:



Reacțiile (1) și (2) sunt obișnuite în toate sistemele umede FGD. Reacția (3) arată oxidarea forțată a sulfitului de calciu cu aerul și formarea sulfatului de calciu deshidratat sau a gipsului în stare de oxidare. La modul de oxidare forțată, aerul este introdus la baza absorberului pentru a oxida sulfitul de calciu în sulfat de calciu, atingând o oxidare de peste 99%. În oxidarea naturală, sulfitul de calciu este oxidat parțial de către oxigenul conținut în fluxul de gaz. Produsul principal este sulfitul de calciu semihidratat (5). Amestecul produs dintre sulfit de calciu semihidratat și gips formează nămolul. La o gamă de pH redus între 4,5-5,5 reacția chimică este diferită. După absorbția SO_2 (1), produsul primar al neutralizării cu calcar nu este sulfit de calciu ci bisulfit de calciu $\text{Ca}(\text{HSO}_3)_2$.



Bisulfitul de calciu este mai solubil decât sulfitul de calciu. Funcționarea într-o gamă de pH redus are un risc redus de depunere și înfundare. Bisulfitul de calciu este oxidat și cristalizat în forma de gips sau sulfat de calciu deshidratat (7).

Deshidratarea primară este de obicei realizată

de hidro-cicloane urmată de deshidratarea secundară, produsul fiind vândut în principal ca ghips pentru ipsos, ciment, plăci, sau utilizat ca înlocuitor al gipsului natural pentru a umple minele și terenurile.

Valorificarea gipsului poate contribui la o reducere per-total a costurilor de exploatare. Gipsul care se poate vinde, necesită o spălare în timpul deshidratării secundare pentru a îndepărta sărurile solubile precum clorurile.

Produsul secundar din oxidarea naturală este un amestec dificil de deshidratat. Amestecul este sulfit de calciu semihidratat și sulfat de calciu deshidratat. De aceea, deshidratarea primară solicită un decantor, iar cea secundară este realizată cu filtre sau centrifugi.

Produsul secundar final conține 40-50% apă. În multe cazuri este depus pe halde sau depozite finale însă necesită amestecarea cu cenușa zburătoare și var pentru a nu fi spălat de ploi. Procesul de oxidare naturală este practicat în principal în SUA având o fiabilitate destul de mare, între 95-99% datorită problemelor de depunere a gipsului. Există o tendință de a trece de la oxidare naturală la oxidare forțată deoarece gipsul este de calitate mai bună decât șlamul, chiar și pentru scopuri de depozitare finală.

3. CONCLUZII

Desulfurarea gazelor de ardere se poate face prin mai multe procedee folosind scrubere umede. Metoda este mai eficientă decât desulfurarea uscată, gradul de reținere a SO_2 este mai mare. Desulfurarea cu piatră de var este cea mai utilizată deoarece piatra de var se găsește în cantități mari și este ieftină.

La CTE Rovinari se află în montaj sistemul de desulfurare umedă cu piatra de var care în momentul de față este utilizat la mai multe centrale termoelectrice.

Produsul final rezultat după desulfurare, gipsul, care poate fi vândut.

Gipsul depus în depozitele de cenușă fixează cenușa și se evită antrenarea ei în aer cum se întâmplă în mod frecvent la Rovinari.

REFERINȚE

- [1] Pănoiu N, Cazacu C., Mihăescu L., Totola Cr., Epure Al., Instalații de ardere a combustibililor solizi Ed. Tehnică, București, 1995.
- [2] Ion V.Ion Protecția mediului în energetică, Editura Arianda, Galați 2000
- [3] Ionel, Ioana, Ungureanu, Cornelius, Termoenergetica și mediul, Editura Tehnică, București, 1996.

EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE EFFECT OF CHANGING THE PERMEABILITY OF THE FILTER ON THE PERFORMANCE OF A FUEL INJECTION ENGINE

Dănilă IORGA¹, R. HENTIU², Liviu MIHON¹, Ioan HITICAS¹, Daniel CARABAS¹, Walter SWOBODA¹

¹UNIVERSITY POLITEHNICA OF TIMISOARA, Romania.

²MAHLE TIMISOARA, Romania.

Rezumat. Această lucrare prezintă teste experimentale asupra permeabilității filtrelor cu diferite grade de porozitate, cinci astfel de elemente, toate având ca referință C20NE, pentru a determina variația puterii și momentului la motoarele cu aprindere prin scânteie. Concluziile la care s-au ajuns relevă faptul că odată cu schimbarea permeabilității filtrelor influența asupra caracteristicilor motorului este minimă.

Cuvinte cheie: permeabilitate, filtru, aprindere prin scânteie, caracteristica de putere și moment.

Abstract. This paper presents the experimental tests on the permeability of filters with different degrees of porosity, five such filter elements, all by referring to one reference, namely the C20NE, to determine the variation of power and moment of an spark-ignition engine. The conclusions were reached are those that along with changing the filter permeability, influences the characteristics of spark ignition engine are minimal.

Keywords: permeability, filter, spark-ignition engine, characteristic of power and moment.

1. INTRODUCTION

Today we can see the approach on the engines domain, on different components elements, from different systems, to improve their performance and reduce pollution levels. Thus, using Fluent program, was managed the air filter housing research, watching the flow velocity at the entrance, exit and inside the filter.

Research conducted and presented in this paper, aiming airflow in the air filter housing of a spark ignition engine with 4 cylinders. Engine performances are increasing and therefore air filtration system becomes increasingly complex, must meet several requirements, including:

- avoid water absorption
- pre-heating intake air
- improving performance through constructive optimal location
- solid particles from the air intake filtration.



Fig. 1. Part of filtration system

2. FILTERS CONSTRUCTION

Experimental part was made on a car Opel Omega - production year 1992, engine capacity 1998 cm³, maximum power 85 kW at 5200 rpm, maximum torque 170 Nm at 2600 rpm – on dynamic bench roller Maha, type LPS3000, and to ensure a working close to the real, all the auxiliary vehicle equipment systems were kept.

Filter elements used in the experiments were

conducted in the plant in Timisoara Mahle Industrial Filters, by adapting the molds of a standard flat filter. The filter characteristics have been changed, for this filter using elements similar to those made from materials Opel, made by different filter materials and different filter surfaces.

The seal profile is similar to the original; it is standard for flat elements. Creases lateral seal was made after the industrial standard method, which is different from the original element, but provides the same function.

Mold the seal is a standard feature, but modified in order to obtain the size of the original Opel. Figure 2 show as the mold set the seal with mounting template folds.



Fig. 2. Mold liners constructed element

3. EXPERIMENTAL ACHIEVEMENTS

To determine the variation of power and torque, measurements were made for each of the five types of filter elements shown in Table 1; this paper presents the only some of the types. Temperature, ambient pressure and relative humidity did not vary significantly during measurements, even if they were made at different times of day.

Filter elements presented in the paper are EF01, EF03 and EF05, presenting in the figures below, characteristic of power and moment with these filters elements.

Element	Filtration medium	Filtering Surface [mp]	Permeability [l/m ² s] la dp=200Pa	Pore size [μm]
C20NE	Cellulose (X13)	0.8	260	21
EF01	Cellulose Epoxid T1	+ 0.6	860	60
EF02	Cellulose Epoxid T1	+ 1.2	860	60
EF03	Cellulose Epoxid T2	+ 0.6	260	35
EF04	Cellulose Epoxid T2	+ 0.8	260	35
EF05	Cellulose Epoxid T2	+ 1.2	260	35

The first feature is made for the original item, which is shown in Figure 3.

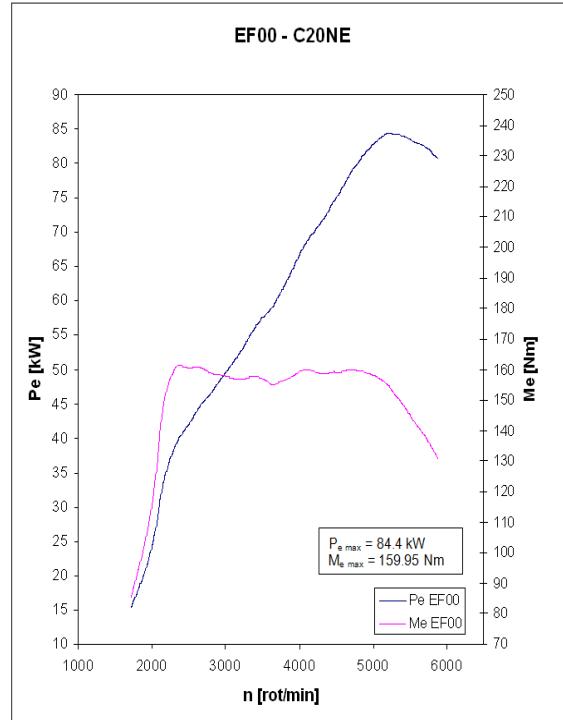


Fig. 3. Characteristic of power and moment for the original filter C20NE $t_{\text{amb}}=24,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=32,6\%$, $p_{\text{amb}}=1023,0 \text{ hPa}$

EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE EFFECT OF CHANGING THE PERMEABILITY

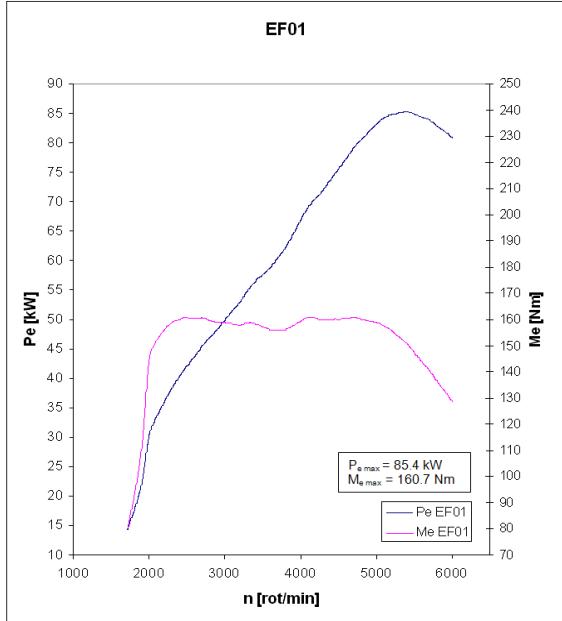


Fig. 4. Characteristic of power and moment for the original filter EF01 – T1 $t_{\text{amb}}=24,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=31,7\%$, $p_{\text{amb}}=1022,9 \text{ hPa}$

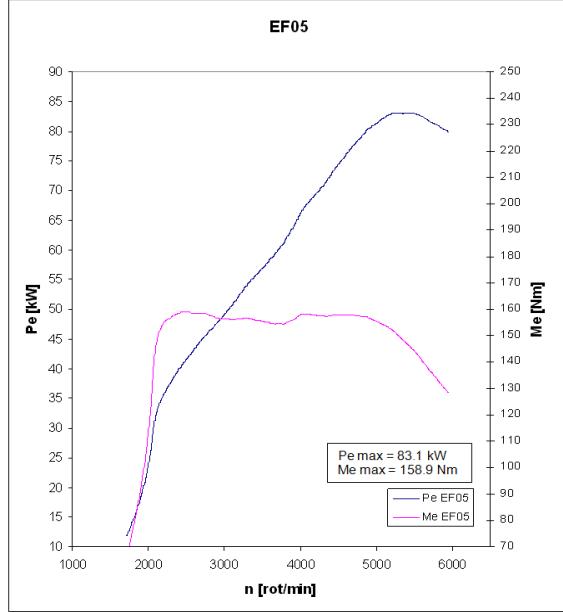


Fig. 6. Characteristic of power and moment for the original filter EF05 – t2 $t_{\text{amb}}=26,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=27,4\%$, $p_{\text{amb}}=1021,8 \text{ hPa}$

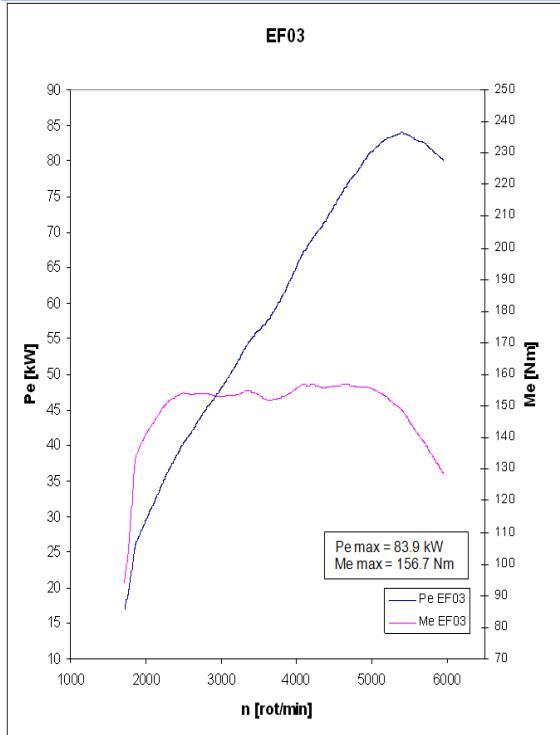


Fig. 5. Characteristic of power and moment for the original filter EF03 – t2 $t_{\text{amb}}=26,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=27,9\%$, $p_{\text{amb}}=1022,2 \text{ hPa}$

In the figure below can follow the above characteristics comparison to more easily assess the changes in parameters after changing filter elements. In Figure 5 are all cases for which experimental research has been made, but the work has been presented only three of these cases.

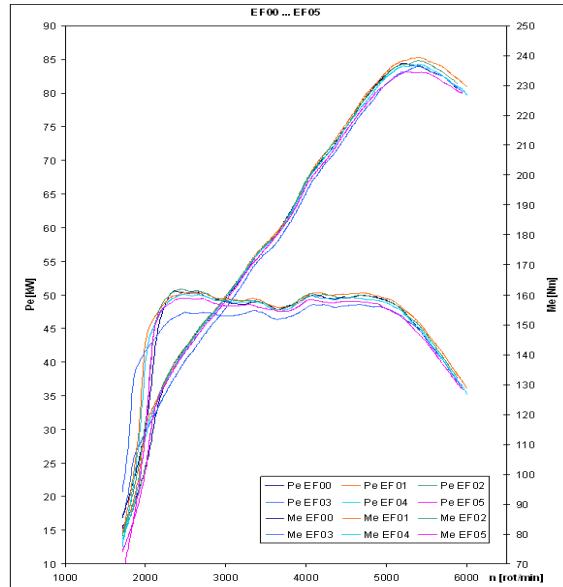


Fig. 7. Characteristics of power and moment for the filters

By changing the filter surface, we tried to simulate restricting, respectively an-restricting, the intake manifold to the filter, in order to observe the effects of the performances of the engine. In terms of efficiency, the deviations do not exceed 2% in cases using various filter elements, which can be seen in the figure below.

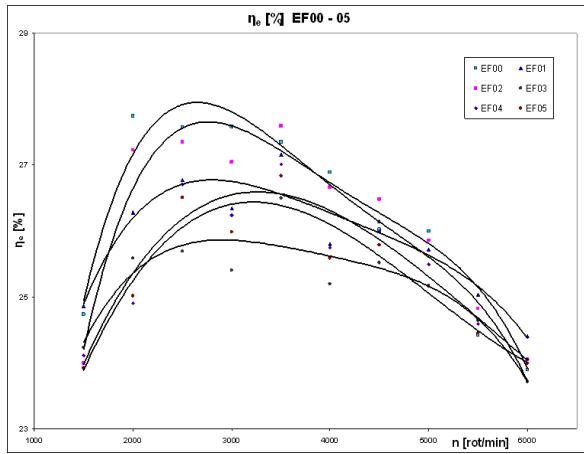


Fig. 8. Variation of the effective yield of the engine, depending on the filter element

4. CONCLUSION

After experimental tests performed, we can specify which items were more strongly influenced engine characteristics, namely: EF01 element (0.6 m^2 filtration area, resistance to flow four times better than the original item) and EF03 (filtration area 0.6 m^2 , resistance to flow the same as the original item). However, the influence on engine power characteristic was not significant, and this

because the original dimensioning of the filter, which allows a higher flow than that required for the engine to operate smoothly and in low permeability conditions.

Interesting was the fact that the elements of 1.2 m^2 surface, due to excessive folds approach, proved to be a greater flow resistance than in cases with 0.6 or 0.8 m^2 surface, a situation which distribution folds was more advantageous. Hence the variation of power and torque values, which did not increased in comparison with other elements, although theoretically, due to higher surface permeability should be better.

ACKNOWLEDGMENT:

a. This work was partially supported by the strategic grant posdru/88/1.5/s/50783, project id50783 (2009), co-financed by the european social fund – investing in people, within the sectoral operational programme human resources development 2007-2013.

b. This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

BIBLIOGRAFIE

- [1] D. Iorga – *Motoare cu ardere internă*, vol. IPTVT. Facultatea de Mecanică, Timișoara 1989.
- [2] Algieri A., Bova S., De Bartolo C., – *Experimenatal and Numerical Investigation on the Effects of the Seeding Propreties on LDA Measurements* – Journal of Fluids Engineering, 127(3), pp.514-522, 2005.
- [3] Berthold G. – *Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
- [4] Apostolescu F., ș.a. – *Procesul arderii în motoarele cu ardere internă*, Editura Tehnică București, 1998.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A STIRLING ENGINE USED AS PRIME MOVER IN A CCHP BIOMASS SYSTEM

Krisztina UZUNEANU¹, Gheorghe POPESCU², Tănase PANAIT¹, Marcel DRĂGAN¹

¹UNIVERSITY DUNAREA DE JOS OF GALAȚI, Romania

²UNIVERSITY POLITEHNICA BUCHAREST, Romania

Rezumat. Motorul cu ciclu Stirling poate folosi diferite tipuri de resurse regenerabile de energie incluzând biomasa, energia solară și geotermală. Aceste caracteristici fac din motorul Stirling o alternativă promițătoare la motorul cu ardere internă. Această lucrare prezintă problema evaluării performanței și eficienței motorului Stirling utilizând combustibili regenerabili (paleți), într-o microcentrală de răcire și încălzire a unui sistem de trigenerare, pentru o reședință domestică.

Cuvinte cheie: sistem de trigenerare, motor Stirling, combustibili regenerabili, biomasă, paleți de lemn.

Abstract: The Stirling cycle engine can use different types of renewable sources of energy including biomass, solar and geothermal energy. These features make the Stirling engine a promising alternative to the internal combustion engine. The paper presents the problem of energy performance and efficiency evaluation of the Stirling prime mover using renewable fuels (pellets), in a micro scale combined cooling, heating and power (mCCHP) trigeneration system, for a domestic residence.

Keywords: Trigeneration system, Stirling engine, renewable fuels, biomass, wood – pellets.

1. INTRODUCTION

Fossil fuels such as petroleum, coal, and natural gas have become limited resources. In addition, global warming due to carbon dioxide (CO₂) emission has become a serious environmental issue, in recent years. Since current living and economical standards depend strongly on fossil energy sources, it is necessary to realize a new technology that utilizes biomass as a source of energy. Climate change and limited fossil resources call for a reduction of non - renewable primary energy input and greenhouse gas (GHG) emissions by 50 to 80 % by 2050 [1]. One possible developmental path is decentralization of the electricity system. Distributed power generation in small, decentralized units is expected to help in reducing emissions and saving grid capacity, while also providing opportunities for renewable energy. It could thus form a constituent part of a more sustainable future. This vision of decentralized, and often autonomous, technological systems has been often replicated and has also been applied to energy systems. The trigeneration concept refers to the simultaneous production of mechanical power (usually converted to electricity), heat (at low and

high temperatures) and cooling (using heat at high temperature) using only one source of primary energy [14]. This source is represented by fossil fuels or by some appropriate types of renewable energy sources (biomass, biogas, solar energy, etc). Since biomass is the only carbon-based renewable fuel, its application becomes more and more important for climate protection [15]. One objective of trigeneration systems is the diversification of energy sources, especially use of renewable ones, accordingly to the geographical location.

2. MICRO CCHP SYSTEMS

A comparison of residential micro CCHP technologies focused on prime mover, made versus separate heat and power, where the needed separate heat and power (SHP), indicates that the overall system efficiency has the best value for Stirling micro-CCHP technology as well as for thermal/electric ratio [2, 12]. One of the most recent and promising alternatives for the biomass use are the m-CCHP (Combined Cooling, Heating and Power small-scale <1 MWe) plants. In such systems, there are no important resources

requirements and the seasonal efficiency of the conversion is increased thanks to the high efficiency of the overall system and the large operation period. A CCHP system (figure 1) indicates large-scale technologies that contain both improved conventional approaches, like steam turbines, engines, combustion turbines and electric chillers, as well as relatively new technologies such as fuel cells, micro turbines, Stirling engines, absorption chillers and dehumidifiers [14]. Although steam turbine, reciprocating internal combustion engine and gas turbine that can be considered as the conventional prime movers still make up most of the gross capacity being installed, micro gas turbine, Stirling engine and fuel cell present a promising future for prime movers in CCHP system.

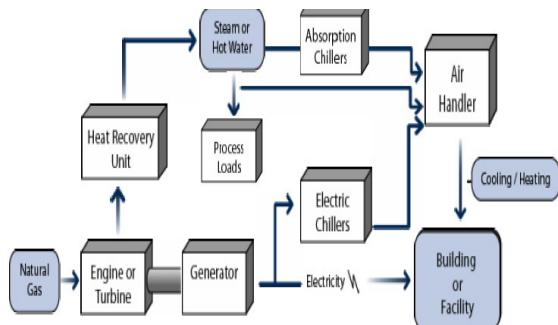


Fig. 1. A micro - CCHP concept

The trigeneration technology is a very good solution to supply energy to the building sector (residential houses, offices, hotels) [2].

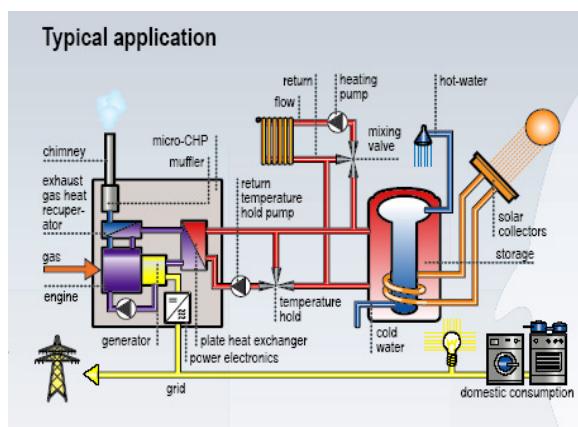


Fig. 2. Schematic mCCHP

The proposed micro-CCHP systems comprise a prime mover, which generates electricity, and the heat recovery and utilization components which use the heat rejected by the prime mover provide space heating, hot water, and cooling [7].

3. A PRIME MOVER STIRLING ENGINE

Since the invention of Robert Stirling in 1816, the Stirling cycle engines have always been of great importance for the engineers to generate mechanical or electrical power more efficiently or to reduce the energy consumption of the refrigeration devices [5, 11]. Stirling engines can be used for primary power generation and as a bottoming cycle utilizing waste heat for power generation. The most outstanding feature of the Stirling engine is its ability to work at low temperatures, and thus it can use low temperature energy sources that are widespread in nature: the hot water from flat solar collectors, geothermal water, and hot industrial wastes. Stirling engine can also use all fossil fuels and biomass, to realize an environmentally friendly electrical energy production. Compared to conventional internal combustion engine, Stirling engine is an external combustion device [13]. It produces power by an external heat source and not by explosive internal combustion. Stirling engines closely couple a burner to a heater-head heat exchanger that induces harmonic oscillations in a piston inside a hermetically sealed container [10, 11]. The Stirling engine itself is a heat recovery device, like the steam turbine [6]. Two types of Stirling engines show potential for residential trigeneration: – kinematic Stirling and free-piston Stirling [3,5, 11]. The free-piston Stirling has fewer moving parts, does not need for a lubricant, it has low maintenance costs and a longer life. The theoretical efficiency of the Stirling engine is equal to that of the Carnot engine, which is the highest possible of all heat engines. Stirling engines generally are small in size, ranging from 1-25 kW although some can be up to 500 kW [11, 13]. The Stirling engines are 15-30% efficient in converting heat energy to electricity, with many reporting a range of 25 to 30% [12]. The efficiency of modern Stirling generators is more than 40% [7]. Stirling engines are expected to run 50000 hours between overhauls, and free-piston Stirling engines may last up to 100000 hours [12]. The cost of 1 kWh of power from a cogeneration system is 3–4 times less than for centralized power systems, and the heat generated is essentially free [6].

3.1. MATHEMATICAL MODEL ANALYSIS OF STIRLING ENGINE

In the ideal Stirling engine cycle, a working gas is alternately heated and cooled as it is compressed and expanded [11].

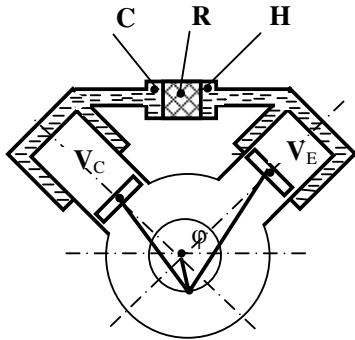


Fig. 3. VE – expansion volume, VC – compression volume, H – heater, C – chiller, R – regenerator

The ideal Stirling cycle combines four processes, two constant-temperature processes and two constant-volume processes (figure 3) [11]. The study presents the thermodynamic analysis of a Stirling engine with two separate V cylinders [11]. Two pistons generate the compression and the expansion spaces and the regenerator is on the connecting pipe between the two variable volumes (figure 4).

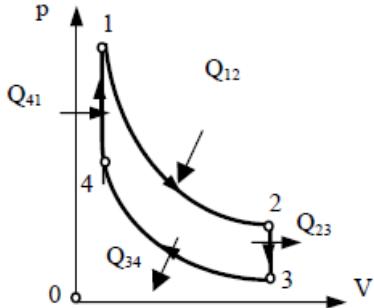


Fig. 4.

3.1.1. Volumes

Compression and expansion instantaneous volumes are defined according to crankshaft angle [11].

- Instantaneous expansion volume:

$$V_E = V_{EM} (1 + \cos \alpha) / 2 \quad (1)$$

- Instantaneous compression volume:

$$V_{C_1} = k \cdot V_{DM} [1 + \cos(\alpha - \varphi)] / 2 \quad (2)$$

α – rotation angle of the crankshaft

φ – angle between cylinders; usually, $\varphi = 90^\circ$

- Overall instantaneous volume:

$$V_T = V_E + V_C = V_{EM} \left[\frac{1 + k + \cos \alpha +}{+ k \cos(\alpha - \varphi)} \right] / 2 \quad (3)$$

- Maximum overall volume:

$$V_{TM} = V_{EM} + V_{CM} = (1 + k) V_{EM} \quad (4)$$

- Constant “dead” volume:

$$V_M = X V_{EM} \quad (5)$$

3.1.2. Pressures

The total gas mass is the sum of instantaneous mass of the considered volumes [11]:

$$\begin{aligned} m_T &= \frac{p V_{EM}}{2 R T_E} (1 + \cos \alpha) + \\ &\frac{k p V_{EM}}{2 R T_C} [1 + \cos(\alpha - \varphi)] + \frac{p V_M}{R T_M} \end{aligned} \quad (6)$$

Using the notations [11]:

$$K = 2 \frac{R T_C}{V_{EM}} m_T = ct. \quad S = X \frac{T_C}{T_M} = \frac{2x\tau}{1 + \tau} \quad (7)$$

Relation (6) becomes:

$$\frac{K}{p} = \tau(1 + \cos \alpha) + k(1 + \cos(\alpha - \varphi)) + 2S \quad (8)$$

We use the notations:

$$A = (k^2 + \tau^2 + 2k\tau \cos \varphi)^{1/2}, \quad B = \tau + k + 2S \quad (9)$$

$$C = A / B \quad \theta = \arctg(k \sin \varphi (\tau + k \cos \varphi)) \quad (10)$$

$$\tau = T_C / T_E, \quad k = V_{CM} / V_{EM} \quad (11)$$

And the instantaneous pressure is:

$$p = \bar{K} (1 + C \cos(\alpha - \tau)) / B \quad (12)$$

- Average pressure is:

$$\begin{aligned} p_a &= \int_0^{2\pi} p d(\alpha - \theta) = \sqrt{p_{min} p_{max}} = \\ &= p_{max} \sqrt{\frac{1 - C}{1 + C}} \end{aligned} \quad (13)$$

Where:

$$p_{\min} = \bar{K}(1+C)/B$$

$$m_E = \frac{1}{2} \frac{p_a V_{EM}}{RT_E} \frac{(1+\cos\alpha)(1-C^2)^{1/2}}{1+C\cos(\alpha-\theta_1)} \quad (22)$$

$$p_{\max} = \bar{K}(1-C)/B$$

- Instantaneous mass in compression space:

$$p = p_a (1-C^2)^{1/2} / [1+C(\alpha-\theta)]$$

(16)

$$m_C = \frac{k}{2} \frac{p_a V_{EM}}{RT_C} \frac{(1+\cos(\alpha-\varphi))(1-C^2)^{1/2}}{1+C\cos(\alpha-\varphi)} \quad (23)$$

3.1.3. Energy Analysis

The expansion heat $Q_E > 0$ and compression heat $Q_C < 0$ are considered to be isothermal and they are equal to the work [11].

- At the expansion space:

$$\begin{aligned} Q_E = W_E &= \int_0^{2\pi} pdV_E = \\ &= \pi p_a V_E C \sin \theta / \left[1 + (1-C^2)^{1/2} \right] \end{aligned} \quad (17)$$

- At the compression space:

$$\begin{aligned} Q_C = W_C &= - \int_0^{2\pi} pdV_C = \\ &= \pi p_a k V_C C \sin(\theta-\varphi) / \left[1 + (1-C^2)^{1/2} \right] \end{aligned} \quad (18)$$

- Exchange heat ratio:

$$Q_C / Q_E = -\tau \quad (19)$$

- Overall work of the cycle:

$$W_T = W_E + W_C = (1-\tau) Q_E$$

3.1.4. Efficiency Of Stirling Cycle

- Stirling engine cycle efficiency is [11]:

$$\eta = \frac{W_T}{Q_E} = 1 - \tau = 1 - \frac{T_C}{T_E} = \eta_{\max}$$

$$\begin{aligned} \bar{Q}_E^m &= \frac{Q_E}{m_T RT_C} = \\ &= \frac{\pi C \sin \theta (1+C \cos \theta)}{(1-C)^{1/2} \left[1 + (1-C^2)^{1/2} \right] [\tau + k(1+\cos\varphi)/2 + S]} \end{aligned} \quad (26)$$

- Overall expansion input heat related to maximum pressure of the cycle:

3.1.5. Mass Of The Agent

The mass of the agent in Stirling engine is obtained from relation (1), (2) and (16) [11].

- Instantaneous mass in expansion space:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_E^{\max} &= \frac{Q_E}{p_{\max} V_{TM}} = \\ &= \frac{\pi C \sin \theta (1 - C^2)^{1/2}}{(1 + C)^2 \left[1 + (1 - C^2)^{1/2} \right] (1 + k)} \end{aligned} \quad (27)$$

- Dimensionless overall work:

$$\bar{W}_T = (1 - \tau) \bar{Q}_E \quad (28)$$

The overall work of the cycle W_T depends of some parameters: τ , k , X and ϕ . [11].

Usually, the following values are considered:

$$T_C = 300 \text{ K}, \quad T_E = 300 - 1700 \text{ K}, \quad X = 0 - 2$$

$$k = 0.80 \quad \phi = 100^\circ$$

4. A CASE STUDY

The development of sustainable energy systems for the future is the combined production of electricity heating and cooling in small units that are directly embedded in the buildings where the heat, cold and electricity are to be used. Implementation in the experimental building on the University "Dunărea de Jos" of Galați campus of a mCCHP experimental system, using renewable energy available in the South-Eastern region of Romania and meet the specific climatic conditions, has the purpose to validate the theoretical developments and to provide the basis for the generalization of results for the entire region. Therefore, after a brief overview of the South Eastern region of Romania

- Climatic conditions of the region, and
 - Energy resources, especially renewable ones, available in the region
- were identified and analyzed.

The climatic parameters that influence the construction of a building are temperature, humidity, wind speed and sunshine.

From the analysis of statistical data about these parameters the climatic conditions for space heating and the specific heat needed were determined.

From the analysis of urban and rural conditions for space heating and the potential of renewable energy in the South-Eastern region it was identified the type of renewable energy that can be

used to achieve a mCCHP system, namely biomass pellets and solar panels.

The simplified model of the residence meets the current standards for a living area and space volume needed for a 4-member family while keeping the particulars of the South East region of Romania.

For a good choice of the system to be implemented by the project, it is necessary to know the structures, used worldwide for the energy - heat-cold production systems. Implementation of optimal solution – particular climate conditions and construction and functional particulars of buildings in the South East of Romania – calls for a comprehensive comparative analysis of the multitude of existing solutions to achieve these systems. Precisely because of this variety, it was necessary to organize the structural-functional analysis, according to different criteria:

- according to the type of primary mover;
- according to how refrigeration cycle is carried out;
- according to the type of the electric generator employed.

At the basis of this project lies the integration of Stirling engine (fueled with wood- pellets) with an electric generator and their interfacing with an electronic module that has a programmed logical (IT) for monitoring, protection and control (MPCS).

In this case, we choose the Stirling engine (figure 5) from Sunmachine (Germany) with characteristics:

- Stirling engine 2 single acting - pistons in V type arrangements
- Wood pellets as fuel
- Electrical output capacity: 1.5 – 3 [kW]
- Thermal output capacity: 4.5 – 10 [kW]
- Cost of unit: 23000 €
- Specific cost of unit (€/kWe): 7670



Fig. 5. Stirling engine

Wood pellets to fuel the Stirling engine have the characteristics:

- diameter: 6 mm
- length: 4 - 15 mm
- density: 1300 kg/m³
- humidity: 3.6 %
- ash content: 0.8 %
- calorific power: 18200 kJ/kg.

5. CONCLUSION

1. The evaluation of various micro-CCHP systems, regarding the prime mover technology for producing electricity and heat for residential use, indicated that the micro-CCHP units with Stirling engines are more appropriate for the micro-CCHP having the best value for overall system efficiency.
2. A market study focused on producers and conversion techniques with a high development status pointed out that in the case of the micro-CCHP units with Stirling engines, there can be generated savings of 10% of the energy costs using it in existing one-family-houses.

The major disadvantage of the Stirling engines is the high cost of the equipment.

REFERENCES

- [1]. Chicco, G., Mancarella, P. From Cogeneration to Trigeneration: Profitable Alternatives in a Competitive Market, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 21, 2006, pp. 265-272.
- [2]. De Paepe, M, D'Herdt, P, Mertens, D. Micro-CHP systems for residential applications, Energy Conversion and Management 47, Science Direct, www.sciencedirect.com, 2006.
- [3]. Haroldsen, B.L. et al. Design and Fabrication of a Meso-Scale Stirling Engine and Combustor, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA. 2005.
- [4]. High Performance Free-Piston Stirling Engines, Sunpower Inc., www.sunpower.com, 2005.
- [5]. Homutescu, C.A. et al. Introducere în mașini Stirling, Editura Cermi, Iași, 2003.
- [6]. Kaarsberg, T. et al. Combined Heat and Power for Saving Energy and Carbon in Residential Buildings, Building Industry Trends, 2008.
- [7]. Kirillov, N.G. Power Units Based on Stirling Engines: New Technologies Based on Alternative Fuels, , Russian Engineering Research ISSN 1068-798X, Vol. 28, No. 2, 2008, pp. 104–110.
- [8]. Li, H. et al. Energy utilization evaluation of CCHP systems, Energy and Buildings, Vol. 38, 2006, pp. 253-257.
- [9]. Micro-CHP Systems for Residential Applications-Final Report, Prepared by United Technologies Research Center, Prepared for U.S. Department of Energy, National Energy Technology Laboratory, Contract No. DE-FC26-04NT42217, 2006.
- [10]. Organ, J.A. Thermodynamic and Gas Dynamic of the Stirling Cycle Machine Cambridge University Press, 1992.
- [11]. Popescu, Gh. Mașini Stirling, Editura Bren, București, 2001.
- [12]. Residential Micro-CHP Using Stirling Engines, Emerging Technologies & Practices, ACEEE 2004.
- [13]. Walker, G. Stirling Engines, Clarendon Press, Oxford, 1980.
- [14]. Wu, D.W., Wang, R.Z. Combined cooling, heating and power: A review Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, 2006, pp. 459-495.
- [15]. Zeiler, M. et al. Operating experiences with biomass driven Stirling engines: 3 kW and 30 kW, Joanneum Research, Institute of Energy Research, Graz, Austria, 2007.

SIMULATION OF A PASSENGER CAR PERFORMANCE AND EMISSIONS USING THE AVL-CRUISE SOFTWARE

Mihai NAGI, Dănilă IORGA, Ioan-Daniel CĂRĂBAŞ, Adrian IRIMESCU, Ioan I. LAZA

POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMISOARA, FACULTY OF MECHANICS, Romania.

Abstract: Lucrarea prezintă un studiu teoretic al emisiilor de gaze poluante pentru autoturisme. Au fost cercetate mai multe condiții de exploatare, utilizând software-ul de simulare AVL-CRUISE, cu studiu de caz aplicat pentru un autoturism echipat cu motor cu aprindere prin scânteie. Programul de simulare poate fi utilizat pentru analiza parametrilor de funcționare pentru întregul autovehicul, atât motorul, transmisia, cât și sistemul de tratare a gazelor de evacuare, în toate fazele de proiectare. Astfel se obține o reducere semnificativă a timpului alocat cercetărilor experimentale, ceea ce duce la o scădere a costurilor asociate dezvoltării prototipurilor și o identificare rapidă a punctelor critice unde se pot obține îmbunătățiri semnificative în privința performanțelor.

Cuvinte cheie: Programul AVL-CRUISE, emisii poluante, autoturisme, motor, transmisie.

Abstract: This paper presents a theoretical study of emissions variation for passenger cars. Various situations were investigated by simulation using the AVL-CRUISE software applied for vehicles powered by spark ignition engines. The software can be used to analyze operational parameters for the entire vehicle, including the power unit, transmission and after-treatment system, throughout all the development phases. This greatly reduces the need for experimental trials and results in decreased development costs, with speedy identification of critical points where significant improvements can be achieved.

Keywords: AVL-CRUISE software, emissions, passenger cars, power unit, transmission.

1. INTRODUCTION

In the search for improved fuel economy and low emissions, several technological advances need to be evaluated, with respect to their potential of fulfilling these requirements. One way of studying this potential of improving vehicle operation is to simulate different working conditions using the AVL-CRUISE software. When considering the four AVL products specially designed for simulation purposes, Boost is the first choice for internal combustion (IC) engine thermodynamic cycle simulation, heat transfer and chemistry in exhaust gas after treatment systems and acoustic layout definition. AVL EXCITE is the leader in simulating dynamics, strength, vibration and acoustics of IC engines, transmissions, power units and drivelines under real operating conditions. AVL FIRE is powerful multi-purpose fluid dynamics software with a particular focus on fluid flow applications related to internal combustion engines and power trains, while CRUISE is the prime tool for finding the

right balance between fuel economy, emissions, performance and drive quality for conventional and alternative vehicle concepts [1]. Several studies have been undertaken to predict fuel economy and carbon dioxide emissions [2], or to optimize these parameters [3], as well as developing new strategies for alternative power train architectures [4]. Other studies even used these different modules to better predict performance and emissions during transient operation [5]. Such a study is developed in this paper, with the aim of evaluating emissions from a spark ignition (SI) engine powered passenger car. The results obtained using the AVL-CRUISE software were used to analyze experimental results obtained by performing measurements within the time interval between two periodical inspections.

2. THEORETICAL CONSIDERATIONS

SI engines exhaust gases are mainly constituted of nitrogen (N_2), carbon dioxide (CO_2) and water (H_2O). As these engines are rarely operated in the

lean range (of course, with direct injection SI engines this is no longer the case), very little oxygen (O_2) is found in the exhaust, as compared to compression ignition (CI) engines. The three regulated pollutant species, carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbons (HC) and nitrogen oxides (NO_x), generally make up only around 1–2% of the total exhaust gas stream [6]. This proportion largely depends on the air-fuel ratio [7]. Other components such as particulate emissions are also present, but in much lower concentration compared to CI engines, where this requires a particulate filter to be fitted to the exhaust system, in order to fulfill pollution standards. One major drawback of SI engines is that they produce maximum power at slightly rich air-fuel mixtures, resulting in high CO and HC emissions. Another inconvenience is that maximum fuel conversion efficiency is obtained with slightly lean mixtures that lead to high NO_x production rates. A three way catalytic converter can be used to reduce all three regulated pollutant species (figure 1). However this technology requires that the engine is operated very close to a stoichiometric air-fuel ratio. Given the conditions of SI engines operation, several improvements can be identified by performing simulations. The AVL-CRUISE software is capable of simulating the operation of passenger cars in different conditions. In this way, critical points where significant improvements can be achieved are identified without the need for actual experimental trials, or a much smaller number of measurements performed just to validate the results obtained in a very short time by using the simulation software.

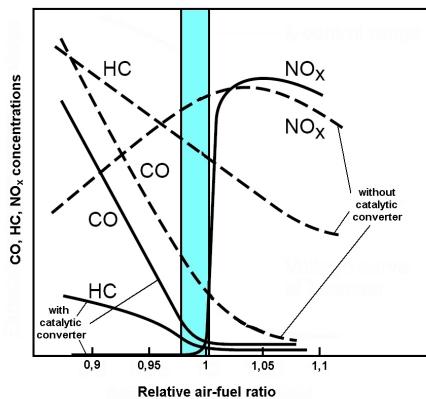


Fig. 1. Emissions concentrations for spark ignition engines exhaust [6].

3. OPERATIONAL PARAMETERS

Several parameters are needed for simulating the operation of SI engine powered passenger cars.

These parameters were introduced within the software's block diagram, using the user interface (figure 2):

- vehicle geometrical parameters (L, l, h, Mpr, Amp),
- power train parameters (displacement, torque, power, gear box, differential etc).

Other input data such as engine speed, torque, fuel properties, working temperature and so on, was also required.

The passenger car considered for simulation was a 928 GTS type Porsche, with the following specifications:

- displacement, cylinders, valve train: 5,4 liters, V8, Twin cam,
- engine code: M 28.50,
- rated power: 257 kW @ 5700 rev/min,
- displacement: 5,400 liters,
- transmission: CVA 4,
- vehicle mass: 1620 kg.

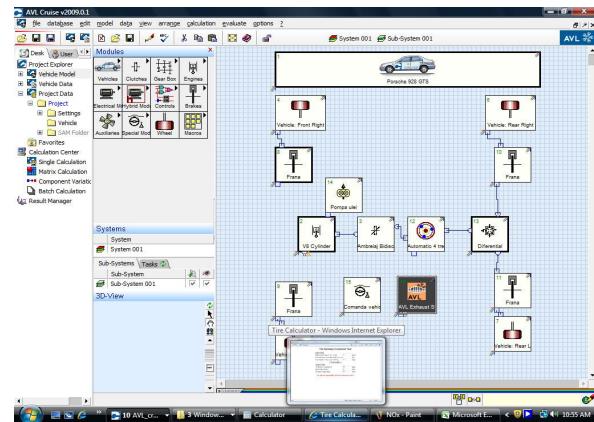


Fig. 2. Input parameters block diagram and simulation algorithm

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

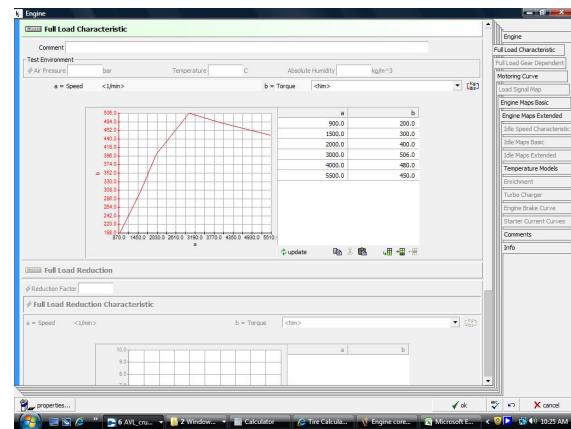


Fig. 3. Calculated torque during full load operation.

The software calculates full load engine torque based on the input data (figure 3). Maximum engine power is the main value used for calculating full load torque. After the full load

characteristic is available, several other parameters such as air-fuel intake can be calculated and plotted (figure 4). These values can be plotted in three dimensional or isometric charts.

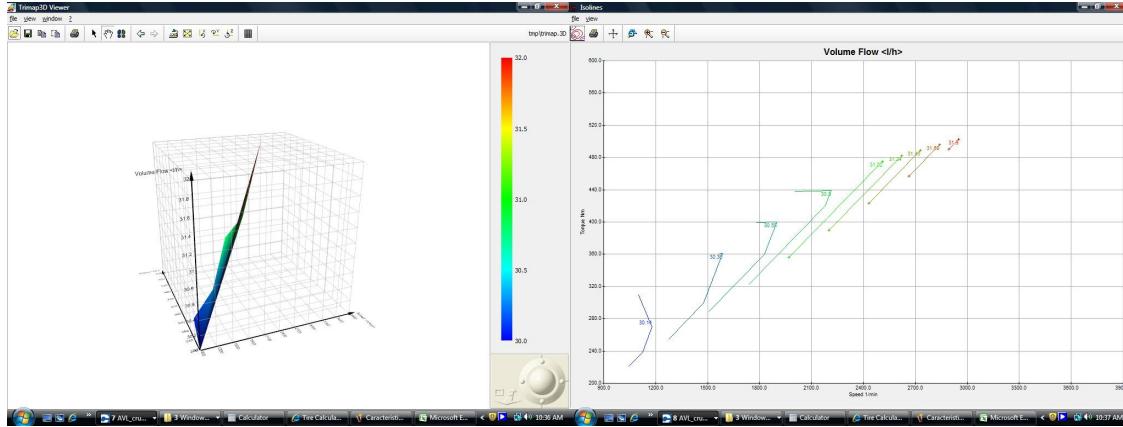


Fig. 4.. Air-fuel intake plotted in 3D (left) and isometric (right) charts.

To completely describe the power train, other data referring to transmission gear ratios, differential ratio and so on was needed. Based on this information the software calculated the torque transmitted by the clutch (figure 5). With all parameters properly defined, simulating the vehicle operation was possible, along with calculating HC and NO_x emissions. These values were compared to measurements performed according to the specifications of periodical technical inspections procedure. Volumetric concentrations of CO, HC and O₂ in dry exhaust gases are routinely performed to evaluate the effectiveness of pollution control devices fitted to

SI engines powered passenger cars. These concentrations need to be below certain thresholds at idle and accelerated idle, with the engine warmed-up. Nitrogen oxides emissions are not required to be measured, but all standard emissions testing equipment can be provided with this optional component. Calculated values for HC and NO_x emissions were compared to the ones measured during engine operation as described above, and were found to be in good accordance with the experimental data. As a result, the results provided by the AVL-CRUISE software can be successfully used to simulate SI engines emissions for different vehicle operational parameters.

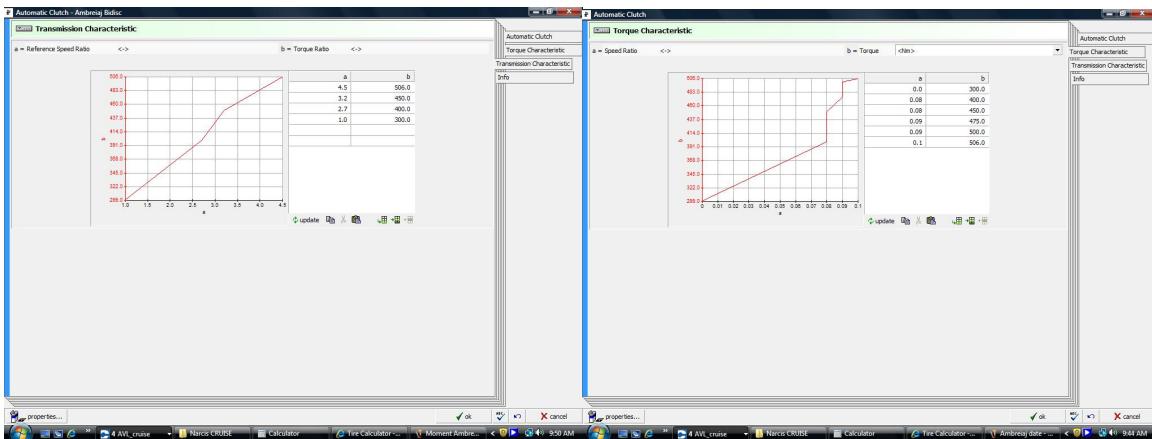


Fig. 5. Transmission characteristic (left) and calculated torque transmitted by the clutch (right).

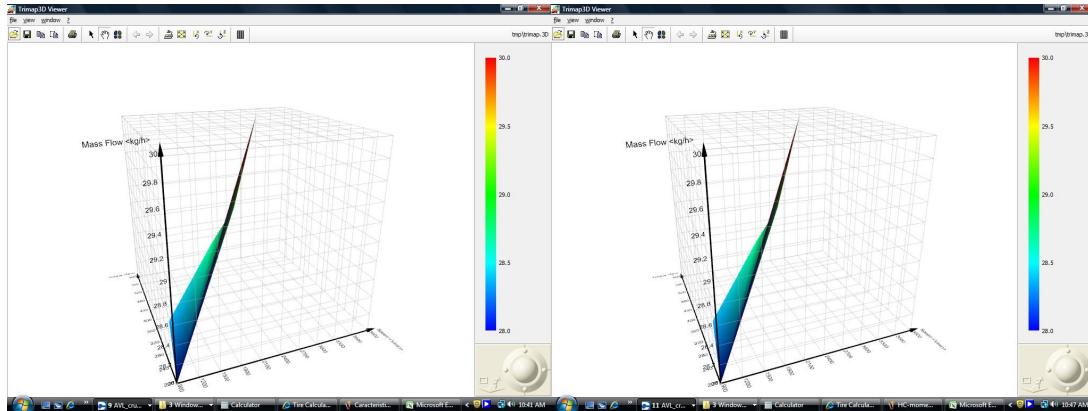


Fig. 6. Calculated HC (left) and NO_x (right) emissions.

5. CONCLUSIONS

Simulation software can significantly reduce the time required for developing new technologies and control strategies in the automotive field. Therefore, the possibility of simulating vehicle operation using the AVL-CRUISE software was investigated. As the results obtained by running the software were found to be in good agreement with experimental data, the simulation program can be effectively used to develop new automotive technology.

ACKNOWLEDGMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/89/1.5/S/57649, Project ID 57649 (PERFORM-ERA), co-financed by the European Social Fund – Investing in People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1] *** www.avl.com, Advanced Simulation Technologies, Products.

- [2] P. Srinivasan, U. M. Kothalikar. Performance Fuel Economy and CO₂ Prediction of a Vehicle using AVL Cruise Simulation Techniques. Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, June 2009, Florence, Italy, SAE Paper no 2009-01-1862.
- [3] P. Srinivasan, K. S. Umashankar, U. M. Kothalikar, A. Deshpande. Optimization of Performance and CO₂ Emission of a Common Rail DI Diesel Operated Vehicle Using AVL Cruise. International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, May 2010, Rio De Janeiro, Brazil, SAE Paper no 2010-01-1526.
- [4] F. Sangtarash, V. Esfahanian, H. Nehzati, S. Haddadi, M. A. Bavanpour, B. Haghpahah. Effect of Different Regenerative Braking Strategies on Braking Performance and Fuel Economy in a Hybrid Electric Bus Employing CRUISE Vehicle Simulation. 2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, June 2008, Shanghai, China, Session: Hybrids (Part 1 of 2), SAE Paper no 2008-01-1561.
- [5] G. Regner, E. Loibner, J. Krammer, L. Walter, R. Truemner. Analysis of Transient Drive Cycles using CRUISE-BOOST Co-Simulation Techniques. SAE 2002 World Congress & Exhibition, March 2002, Detroit, MI, USA, Session: Vehicle & Engine System Models, SAE Paper no 2002-01-0627.
- [6] H. Bauer et al. Emissions-control technology for gasoline engines. Robert Bosch GmbH, 2003, ISBN 3-934584-26-8.
- [7] J. B. Heywood. Internal Combustion Engines Fundamentals. Mc-Graw Hill Series in Mechanical Engineering 1988, ISBN 978-0-07-028637-5.

OPERATION OF A 330 MW STEAM TURBINE CONDENSER WITH REDUCED NUMBER OF PIPES

Mihai NAGI¹, Ovidiu SĂFTOIU², Ioan-Daniel CĂRĂBAŞ¹, Adrian IRIMESCU¹

¹ POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMISOARA, FACULTY OF MECHANICS, Romania.

²S.C. TERMOSEERV S.A. ROVINARI, Romania.

Abstract: Lucrarea prezintă influența reducerii numărului de țevi asupra funcționării condensatorului turbinei cu abur de 330 MW. Fenomenul depunerilor pe suprafețele de schimb de căldură constituie una din problemele majore cu care se confruntă centralele electrice și termice. Aceste depunerile devin un factor economic important care influențează investiția, costul exploatarii și costul operațiilor de curățire a utilajelor. Depunerile din interiorul țevilor influențează negativ funcționarea condensatorului și a turbinei cu abur ceea ce duce implicit la un randament mai scăzut al grupului energetic de 330MW. S-a realizat un program de calcul numit "Calculul Performantelor Condensatorului de Abur", CPCA cu ajutorul căruia s-a reușit studierea variației mai multor parametrii de funcționare ai condensatorului.

Cuvinte cheie: schimbătoare de căldură, condensator, număr de țevi.

Abstract: The paper presents the influence of reduced number of pipes on the operational characteristics of a 330 MW steam turbine condenser. Build-up on the internal surface of pipes is a phenomena that hinders the performance of thermal and electrical power plants. This build-up of material can be an important economical factor that influences investment, operational and equipment cleaning costs. Condenser and steam turbine operation is also influenced by such build-up, resulting in decreased efficiency. In order to study the operational parameters of such a condenser, a software was developed, designated as CPCA (steam turbine condenser performance calculator, original title in Romanian Calculul Performantelor Condensatorului de Abur).

Keywords: heat exchanger, condenser, number of pipes.

1. INTRODUCTION

The condenser features a one passing arrangement on the water side, with the pipes displaced horizontally (figure 1).



Fig. 1. Tubular stack of heat exchanger pipes.

The main components of the condenser are the following:

- steam inlet,

- condenser body,
- tubular tubes,
- cooling water outlet space,
- cooling water inlet,
- heat exchanger pipes,
- condensed water reservoir,
- pipes stack.

Steam exits the low pressure side of the turbine and enters the condenser through the inlet and is then condensed on the outer surface of the pipes stack containing pipes manufactured from CuZn28Sn1 [1].

Cooling water is circulated through the inside of the tubular stack, crossing the inlet chambers and exiting through two parallelipipedic shaped chambers divided by a vertical wall (figure 2).

The steam condenser can operate with only one of the two cooling water outlet chambers, thus allowing cleaning operations to be carried out. This mode of operation needs to be short, as the steam turbine has to be operated at light load.



Fig. 2. Cooling water inlet chambers.

The back wall of the chamber is made from a tubular plate into which the pipes are fixed (figure 3).

Special machinery is used for fixing the pipes into the wall, equipment that has special jaws that when applying a certain precisely determined force, induce a plastic deformation of the pipes.



Fig. 3. Back wall tubular plate and heat exchanger pipes arrangement.

2. BUILD-UP INFLUENCE ON CONDENSER OPERATION

In electrical and thermal power plants, water is used as a raw material for producing steam, as well as cooling agent or for district heating.

Several water quality prescriptions need to be fulfilled so that build-up on the inner side of the pipes is avoided and optimum heat exchange performance is ensured (figure 4) [2,3].



Fig. 4. Build-up of material inside condenser pipes.

A good heat exchange fluid needs to fulfill the following requirements [2,3]:

- high thermal conductivity,
- increased specific mass and high specific heat,
- low dynamic viscosity,
- thermal stability and low chemical reactivity,
- low solid content to avoid build-up,
- low toxicity and non-explosive,
- it must not contain floating material,
- it must not contain suspensions,
- low corrosion level,
- with no algae or other microorganisms,
- low mineral content to avoid calcareous build-up,
- it must not contain oils in suspension.

These properties ensure high heat transfer rate low energy requirements for pumping cooling water at low flow rates. Also, thermal resistance can be lowered by a careful choice of conductive materials and lower gages.

Raw water obtained from surface waters (rivers, lakes) or underwater reservoirs (wells) contains mineral particulates in suspension (silica, clay, silt, sulfur compounds, hydroxides) or organic matter (oils, fats, microorganisms, vegetal remains, phenols, sugars, different acids).

The presence of these substances makes raw water unusable for steam generation or cooling due to the low thermal conductivity of this matter causing build-up in pipes.

The effect of inner build-up is that heat is not efficiently transferred due to:

- lower heat transfer rates,
- increased hydraulic resistance,
- local overheating,
- corrosion beneath the build-up,
- steam contamination.

Therefore, build-up inside the pipes has a negative impact on equipment performance, service intervals, pumping requirements, and can cause failures, even accidents by machinery damage.

3. PIPES NUMBER INFLUENCE ON THE CONDENSING PRESSURE AND TEMPERATURE, AND HEAT FLUX WITHIN THE CONDENSER

The 330 MW steam turbine condenser features the following constructive specifications [1]:

• pipes number:	- $\Phi 18 \times 1$	25180 pcs
	- $\Phi 18 \times 1,2$	1320 pcs
	Total	26500 pcs
• material		
CuZn28Sn1		
• heat exchange surface	15605m ²	
• pipes length	10494mm	
• condenser with water chambers length		
14130mm		
• condenser width	9792mm	
• condenser height	9940 mm	
• unloaded condenser mass	317840 Kg	
• cooling water flow	36400 m ³ /h	

Technical performance for steam turbine condensers is achieved by monitoring the following parameters that can vary within wider or narrower limits:

- condensing pressure (vacuum);
- condensing temperature;
- condensate temperature;
- cooling water temperature at inlet and outlet;
- water temperature drop across the condenser;
- condensate temperature drop across the condenser.

A software (CPCA) was developed in the Visual Fortran 6.0 programming environment for studying the operational parameters of the condenser [5,6,7,8].

With the help of this software, it was possible to study the influence of several parameters [4]:

- variations of temperature and pressure for different number of pipes and several cooling water temperature values t_c , $p_c=f(N)$, (figure 6, 7).
- variations in the heat flux for different number of pipes and various cooling water temperatures $Q=f(N)$, (figure 8).

The number of pipes can reduce in time as a result of build-up or clogging with different foreign

objects (grapple from the water inlet, woodchips, plastic bags or silt deposits) coming from the raw water used for cooling steam condensers (figure 5).

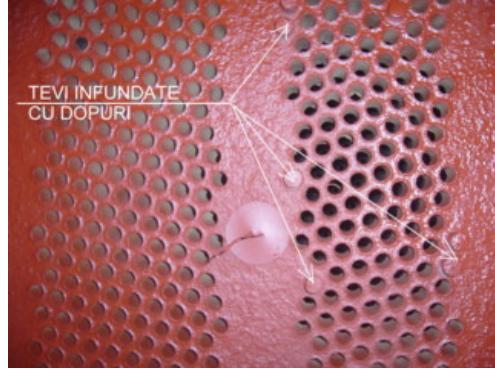


Fig. 6. Clogged pipes

Figures 6 and 7 show the variation of condensing temperature and pressure at different inlet cooling water temperature values, within a 7-35°C range [4].

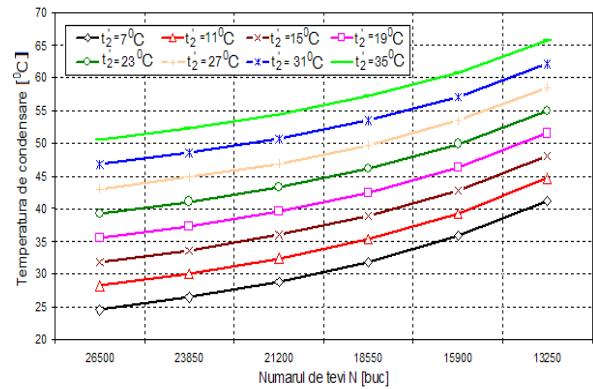


Fig. 7. Condensing temperature for different number of pipes and several cooling water temperature values.

The results obtained by running the software showed an increase of 40,82% in condensing temperature, in the range 24,5-41,4 °C, for a cooling water temperature value of 7°C, when the number of pipes is reduced from 26500 to 13250 (figure 6) [4].

An increase of cooling water temperature from 7°C to 35°C, together with reducing the number of pipes from 26500 to 13250, resulted in an increase of condensing temperature [4].

Condensing pressure raised by 55,84%, in the range of 0,034-0,077 bar, when the number of pipes was reduced from 26500 to 13250 at a water cooling temperature of 7 °C (figure 7) [4].

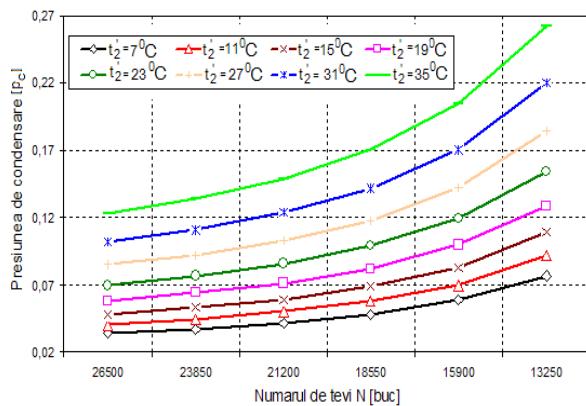


Fig. 8. Condensing pressure variation for different numbers of pipes and various cooling water temperature values.

A drop of 1,6%, from 360,3MW to 354,4MW, of the overall condenser heat flux was observed when the number of pipes was reduced from 26500 to 13250, for a value of 7°C cooling water temperature [4].

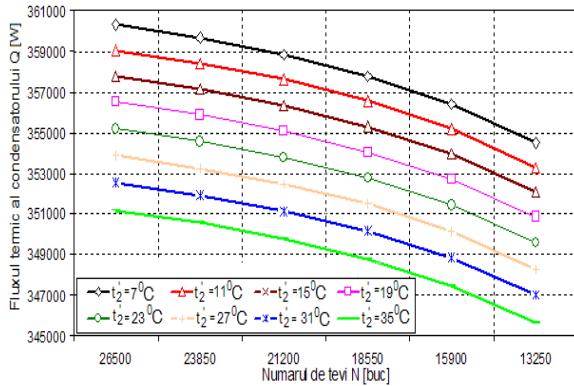


Fig. 9. Heat flux variation for different numbers of pipes and various cooling water temperature values.

The three diagrams shown in figures 6, 7, and 8 were plotted to simulate the build-up of material on the inner surface of the condenser's pipes, taking into consideration the thermal resistance of that material, at a values of $R_2=0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$ and for a water flow rating of 100% of its maximum value.

5. CONCLUSIONS

Reducing the number of pipes, combined with increasing the cooling water temperature results in several problems of the condenser's operation, such as [9]:

1. A drop in vacuum and an increase of condensing temperature: due to low flow of cooling

water as a direct result of build-up inside the pipes, or due to air leaking into the system as a result of poor sealing, or as a result of faulty vacuum pumps operation.

This problem can be remedied by cleaning the heat exchange surfaces, proper sealing of the condenser's flanges and vacuum system, as well as good maintenance of the vacuum pumps;

2. An increase of the difference between the saturation temperature and outlet cooling water temperature: this situation is caused by dirt deposits on the heat exchange surface, leading to material build-up in time. The fix is achieved by cleaning the heat exchange surface, either by treating the process water, or by removing the dirt through continuous mechanical cleaning [9].

During the operation of the condensers, the main way to avoid material build-up is by treating the water used, and when build-up is inevitable, or water treatment is very expensive, continuous cleaning systems can be implemented.

3. An increase of the difference between the inlet and outlet temperature values for the cooling water is caused by a drop in water flow, as a result of faulty operation of the circulation pumps or an increased hydraulic resistance on the condenser's water circuit, e.g. build-up within the pipes.

This situation can be remedied by cleaning the pipes. Operational requirements state that the maximum number of clogged pipes is 100 of the 26500 total number of pipes; a situation resulting in a higher number necessitates the replacement of pipes [9].

The problems produced by deposits inside the pipes and eventual clogging, are comprehensible in a wide range. However, most of these situations can be remedied by cleaning the inside of the pipes. It is therefore necessary to clean the heat exchange surface whenever this is possible.

ACKNOWLEDGMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/89/1.5/S/57649, Project ID 57649 (PERFORM-ERA), co-financed by the European Social Fund – Investing in People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1] Radulescu M, ş.a.m.d. *Instrucțiuni de exploatare pentru turbina F1C 330MW*. ICEMENERG București 1983.
- [2] Viorel Marian, Regneala Ghe. *Fenomenul Depunerilor si influența acestora asupra performantelor utilajelor aferente centralelor electrice si termice*. Producerea Transportul și Distribuția Energiei Electrice și Termice, nr.5, mai 1999.
- [3] Ionescu, L. *Studiul schimbătoarelor de căldură de suprafață cu depuneri*. Teză de doctorat, Universitatea Politehnica București, 1987.
- [4] Săftoiu O., *Studii și cercetări privind funcționarea condensatorului de abur al turbinelor de 330 MW, în condițiile variației parametrilor funcționali și constructivi*. Teza de doctorat. Universitatea Politehnica Timișoara. 2009.
- [5] Richard E. Putnam. *Steam Surface Condensers: Basic Principles, Performance, Monitoring and Maintenance*. Publisher: Amer Society of Mechanical Engineers; Jan. 2001.
- [6] Kler A.M., Dekanova N.P., Skripkin S.K., *Mathematical Modelling and Optimization of Problems of Operative Control of Power Stations*. Nauka, Novosibirsk, 1997.
- [7] Dekanova N.P., Kler A.M., and Mikheev A.V., *Numerical methods for diagnostic equipment of power plants, Therm ophysics and Aeromechanics*, Vol. 7, No. 3, p. 427–437. 2000
- [8] Kler A.M., Dekanova N.P., Shchegoleva T.P. et al., *Methods for Optimization of Complex Power Systems*. Nauka, Novosibirsk, 1993.
- [9] Ionescu L, Lăzăroiu Ghe, Niculae D. *Analiza funcționării condensatoarelor turbinelor cu abur*. Producerea, Transportul și Distribuția Energiei Electrice și Termice, nr.5, mai 1999.

ADVANTAGES OF DRY DESULPHURISATION METHOD IN BLACK COAL COMBUSTION

Valentin PALITĂ

UNIVERSITY CONSTANTIN BRÂNCUȘI, Tg-Jiu, Roumanie.

Rezumat. În lucrare se prezintă metoda de desulfurare uscată. Sunt evidențiate avantajele metodei la reducerea rezistenței termice și ca urmare creșterea eficienței energetice.

Cuvinte cheie: poluare, desulfurare, rezistență termică, eficiență.

Abstract. The paper presents the dry desulphurisation method. Advantages of the method are highlighted in reducing thermal resistance and thus increasing energy efficiency.

Keywords: pollution, desulphurisation, thermal resistance, efficiency.

1. INTRODUCTION

The majority of big power plants use to produce thermal energy coal. No matter its provenience, it always contains a certain quantity of sulfur between 0,5 – 3%.

By burning sulfur this one is transformed in SO₂ and in certain conditions in SO₃.

The transformation of SO₂ in SO₃ is strongly influenced by CaO from the burning gases which play a catalyst role.

The effects of SO₂ on the fauna and flora are known and measures are taken in order to reduce them. After burning sulfur, SO₂ goes into all the surfaces of heat exchange. It can enter in reaction with water and it can form H₂SO₄ which corrodes the pipes or it can combine with other substances forming compact sulfate deposits on pipes that reduce, increase the thermal resistance when heat passes. As a result the energetic efficiency drops.

The majority of the methods of desulphurization intend to reduce the sulfur oxides from the steam generator without having an interest on what happens inside the generator.

This present paper wishes to analyze the possibility of desulphurization in its burning phase so it reduces the sulfur oxides from the burning gases and at the same time to reduce the deposits from the pipes as well as the corrosion made by H₂SO₄.

2. THE INFLUENCE OF SULFUR OXIDES IN THE FORMATION OF DEPOSITS ON THE PIPES

The ash that results from burning coal is made up of oxides from different substances from the fuel. These oxides behave differently in the furnace and on the exchange heat surfaces.

In this way while some of them melt easy (Na₂O, K₂O), others melt very hard at high temperatures (SiO2, Fe2O3, Al2O3). Some of them evaporate easy, others (CaO, MgO) do not evaporate.

While burning in spray condition of the coal, 80-90% from the ash goes in the current of burning gases. The oxides of different substances do not totally lodge on the pipes but they lodge selectively.

There are two types of deposits on the pipes: friable (sprayed) and bounded (compacted). The sprayed deposits can easily be removed by blow while the compact deposits can not be removed and grow continuously. Sometimes these deposits crowd in very big formations (bears) and at a certain point the force of gravity is bigger than the force of clamping and they fall in the furnace outbreak damaging the pipes. Sometimes explosions occur by quick evaporation of the water from the system of hydraulic evacuation of the slag, and the ash from the furnace (frequent cases at CTE Paroseni and CTE Mintia).

In figure 1 there are presented compact deposits on the pipes of the super heater S3 from CTE Turceni which was installed on the furnace.

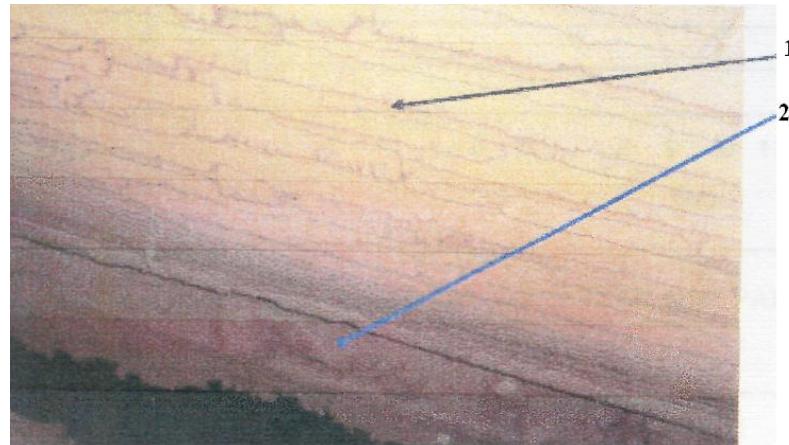


Fig. 1. Compact deposits on the pipes:1- powdery deposits ; 2- slagging

The deposits formed on the pipes introduce an additional thermal resistance when heat passes.

Thermal resistance of the deposits is calculated by the relation:

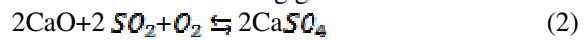
$$R = \frac{1}{k} - \frac{1}{k_0} \quad (1)$$

Where k_0 is the global (total) factor of heat exchange for clean fascicules , k is the (total) global factor of heat exchange for depuration fascicules.

In order to compensate the resistance when heat passes as a result of the deposits , the surface of the heat exchange is sometimes oversized with 50%. On surfaces as the super heater S3 presented in fig.1 from the boiler of 1035 t/h of 1827 m² , the oversize with 50% is to much. The formation process of (tied) bound deposits on the pipes is very complex and it depends on a multitude of factors (the chemical composition of the ash , the existence of melted particles , humidity , the synthesizing of particles , the combination reaction etc.).

The formation of tied deposits is mainly due to the presence in the burning gases of SO₃ and CaO.

The main binder of tied deposits CaSO₄ is formed by combining CaO from the ash with SO₃ and O₂ from the burning gases after the reaction:



It is possible that the formation of Ca SO₄ will produce due to selective deposit and oxidation according to this reaction:



The alkali metal sulfates (K₂SO₄) on temperatures of 850-900°C form a bound mass of sulfate deposits combined when burning coal and brown coal.

In figure 2 it is presented the formation of CaSO₄ in relation to the content of SO₂ from the burning gases and depending on time.

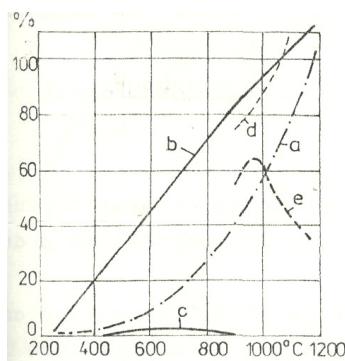


Fig. 2 . The formation of CaSO₄ depending on the concentration of SO₂

The increase of the quantity of SO₂ from 0,5% (E curve) to 5% (A curve) leads to the increase of the quantity of formed CaSO₄.

- a CaO + 5% SO₂, for two hours
- b CaO + 5% SO₂ +10% steam, for two hours
- c ash + 5% SO₂ , for two hours
- d CaO + 5% SO₂ , for four hours
- e CaO + 5% SO₂ , for four hours

The calcium oxide CaO contributes to the formation of bound deposits but does not

have a main role. This happens because it is (8,15%) as well as in the friable ones (5,60%). The content of SO₂ was of 10,51% in bound

found in the same proportion in bound deposits deposits and 5,93% in friable deposits in the case of coal from Rovinari.

Table 1

Component name	Powdery deposits %	Slagging %	
		CTE ROVINARI	CTE TURCENI
Calcination	7,92	2,35	1,15
SiO ₂	48,60	21,25	12,18
Al ₂ O ₃	16,71	5,04	5,26
Fe ₂ O ₃	6,46	46,76	63,98
CaO	5,60	8,15	3,18
MgO	5,60	3,80	0,53
SO ₃	5,93	10,51	8,04
Alkali	1,59	0,42	0,34

In conclusion the SO₂ reduction in the furnace leads to the reduction on formed deposits and the reduction of thermal resistance.

3. THE RETENTION OF SULFATE OXIDES IN THE FURNACE

In order to limit the sulfate oxides in the burning gases , a dry sorbent (fig.3) is introduced in the furnace. This can be sprayed calcium carbonate CaCO₃ and dolomite CaCO₃.MgCO₃.

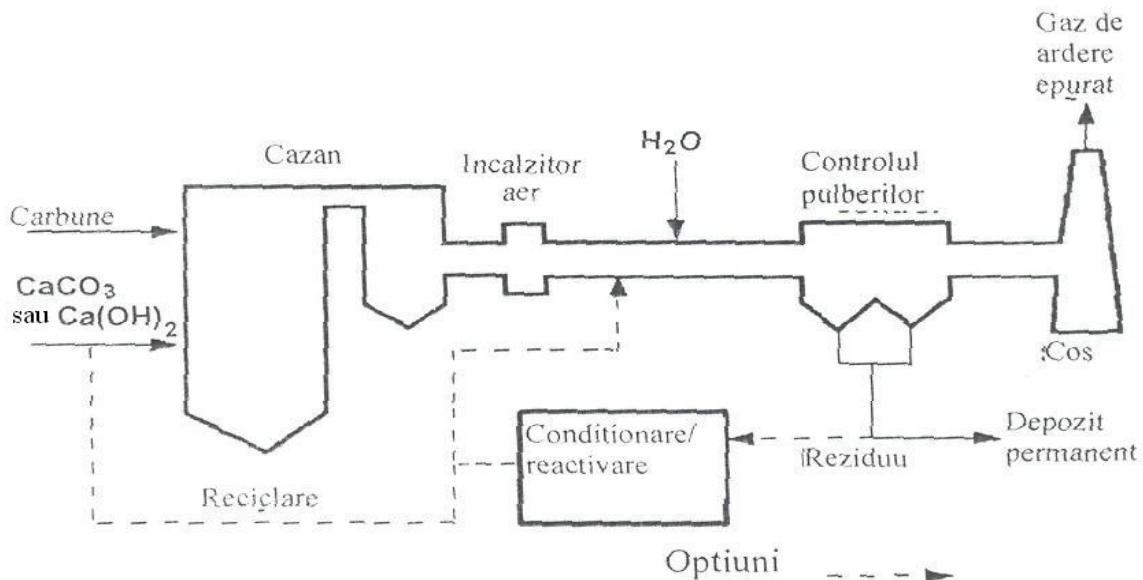


Fig. 3. The retention method of sulfate in the furnace

In the furnace the emitted heat by burning fuel makes CaCO₃ to pass in CaO.

The surface of CaO particles react with SO₂ in the gas flux and forms the calcium sulfite CaCO₃ and calcium sulfate CaSO₄. The products of this reaction are afterwards retained

together with the flying ash from the filtration system.

The majority of the carbonates are retained in the coal and ash that is evacuated from the furnace.

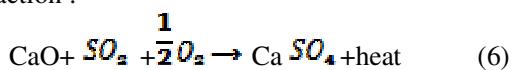
Chemical reactions that take place are the following:



or



The formed CaO is combined after the reaction :



The interval of critic heat for the chalk reaction by injecting the sorbent in the furnace is of 980-1230 °C. The CaO that results must stay in the furnace for at least 0,5 s in order to react at the critical temperature with SO₂.

Ca(OH)₂ has two reaction intervals 980-1230 °C and the second around 540 °C.

The thermo chemical CaSO₄ is not stable at higher temperatures then 1260 °C. It is possible that at low temperatures a semiconductor layer of CaSO₄ is formed on the surface of CaO reactive and the efficiency of the desulphurization drops.

The efficiency of SO₂ retention in the furnace is of 50% when the molar report of the sorbent (Ca/S) is of 4-5. The yield of retention can increase with 10% if water is sprayed in the burning gases before they enter in the electro filters of the burning gases. The ash with CaO addition , collected from the electro filters can be re-injected in furnace many times. By this method the yield of SO₂ retention increases to 70-80%. Working at the molar ratio of 2,0 Ca/S with 10% content of recycled ash almost triples the quantity of ash retained in the electro filters.

The investment in the case of injecting the sorbent directly in the furnace is of almost 25% compared to the wet system. The chalk cost is considered to be half of the operation cost of the process, taking in consideration that it can be found in large quantities in Romania and it is very cheap.

Another big advantage of this process is that it does not need additional operating staff.

4. CONCLUSIONS

On burning solid fuels on heat exchangers, compact sulfate deposits are formed and they reduce the transfer of heat with 50%. The majority of desulphurization installations function after the burning gases has crossed the boiler and the deposits are already formed. By injecting sorbent in the furnace SO₂ is retained in combination of ash sulfate and the transfer of heat improves , as a result the investment in the heat exchanger drops.

REFERENCES

- [1] Agenția Națională de Protecția Mediului – Document de referință asupra celor mai bune tehnici disponibile pentru instalații mari de ardere, București 2005
- [2] Ataman E., Considerații asupra reducerii poluării cu SO₂, Energetica nr.2/1999
- [3] Manea Gh., Estimări privind poluarea atmosferei cu bioxid de sulf în România, Energetica nr.5/1992
- [4] N. Panoiu, Cazane de abur, E.D.P.București 1982
- [5] Ion V.Ion. Protecția mediului în energetică, Editura Arianda, Galați 2000

ANALYSIS OF THE COGENERATION IMPLEMENTATION POTENTIAL INTO AN EXISTING SATURATED STEAM BOILER INDUSTRIAL PLANT

Paula UNGURESAN, Florin BODE, Mugur BALAN, Andrei CECLAN

TECHNICAL UNIVERSITY OF CLUJ-NAPOCA, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezintă o analiză tehnico-economică referitoare la potențialul de implementare a unei instalații de cogenerare cu turbină cu abur, utilizând un cazon de abur existent în industria petrolieră. În acest sens s-a avut în vedere utilizarea unei turbine cu abur în condensare, în două regimuri posibile de operare: cu și fără prize de presiune, utilizând debitul de abur produs de cazon. În realizarea studiului s-a utilizat programul Engineering Equation Solver (EES), pentru diferite temperaturi de supraîncălzire a aburului (Regim I) și pentru diferite debite de abur prelevate din turbină (Regim II). Principala concluzie a studiului întreprins este că nu se justifică investiția în echipamentele aferente unei instalații cogenerative cu turbină cu abur, la presiunea de lucru din cazon de 6 bar deoarece perioada de amortizare a investiției este mare.

Cuvinte cheie: cogenerare, cazon de abur, turbină cu abur, analiză tehnico-economică.

Abstract. The paper presents a techno-economic analysis concerning the potential implementation of a steam turbine cogeneration plant into an existing saturated steam boiler plant from the oil industry. It was analyzed the use of a condensing steam turbine in two possible operating conditions: with and without extractions, using the production of an existing saturated steam boiler. The study was carried out using the Engineering Equation Solver (EES) software, for different superheat conditions (Regime I) and for different steam flow extractions (Regime II). The plant performances were determined and a comprehensive economic calculation was performed for the two operating conditions. The main conclusion of the study was that due to the low boiler operating pressure of only 6 bar the investment into cogeneration equipment is not justified, because of the too long payback period.

Keywords: cogeneration, steam boiler, steam turbine, techno-economical analysis.

1. INTRODUCTION

The paper deals with the possibility of implementing a steam turbine cogeneration plant into an existing steam boiler in the oil industry.

Cogeneration is the simultaneous production of heat and power from the same primary energy source in a single system/unit. The two types of steam turbines most widely used are the back pressure and the extraction-condensing one. The choice between backpressure turbine and extraction-condensing turbine depends mainly on the quantities of power and heat, quality of heat, and economic factors [1,2].

The existing steam boiler, produced by Sietas Cluj-Napoca, of VAP 3D type, has the following nominal parameters:

- Thermal load at 100°C: 3942 kW;
- Nominal pressure: 8 bar;
- Nominal steam flow rate : 6t/h;
- Nominal temperature: 175°C;
- Maximum working pressure: 8 bar.

2. FUNCTIONAL DESCRIPTION OF A COGENERATION PLANT AND OF POSSIBLE OPERATION CONDITIONS

The cogeneration potential study has been done under the conditions determined by the measured parameters of the boiler steam output: steam pressure 6 bars and the steam mass flow rate: 1.212 kg/s.

Because the plant comprises two steam boilers which never work simultaneously, one can support the whole technological process, while the second may be used to produce electricity through a Claussius-Rankine cycle.

The most appropriate technological solution for the analysed plant is the option of cogeneration with extractions condensing steam turbine. As the available pressure at the steam turbine inlet is very low, expansion in the steam turbine above atmospheric pressure would represent a low potential for producing mechanical power.

The schematic diagram of a condensing steam turbine cogeneration plant and thermodynamic

cycle in temperature (T) - entropy (s) diagram is presented in fig.1, [3,4].

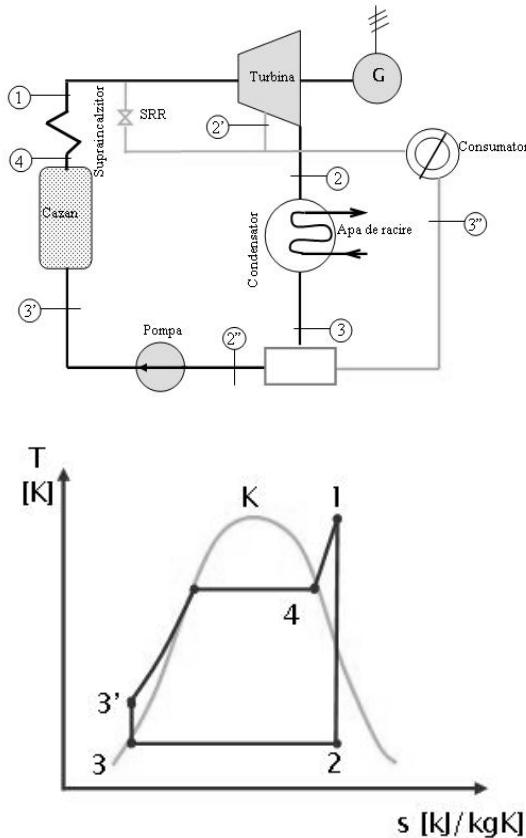


Fig. 1. The schematic diagram of an extraction steam turbine cogeneration plant and thermodynamic cycle in T-s diagram

The existing boiler will ensure the steam evaporation (3'-4) and will produce saturated steam; the boiler must be equipped with a steam superheater (4-1) that will use the methane gas as fuel, in order to realise the superheated steam.

The mechanical energy is developed in a steam turbine, where the steam expands following a theoretical adiabatic process (1-2).

The exhausted steam from the turbine is condensed in a condenser (2-3).

A condensation pump will increase fluid pressure (3-3'), up to the boiler pressure.

In the current operation, the steam boiler provides saturated steam to a pressure of 6 bars and temperature of 160°C. If equipping the boiler with a superheater, it will produce superheated steam. To determine performance indicators for the steam turbine cogeneration plant, the superheated steam temperature is considered to be in the range of 160 ... 500°C.

Two possible operating conditions were considered:

Regime I: The entire flow steam expands in the turbine, to a pressure higher than 0.05 bars (which corresponds to a saturation temperature of 33°C). This operating mode corresponds to a maximum electrical power because the entire available steam is used to produce work.

Regime II: Most of the steam flow rate (70-90%) expands in the turbine, producing mechanical work while a part (10-30%) is being extracted to a pressure of 1 bar and used for heating purposes.

3. PERFORMANCE ANALYSIS OF THE THERMODYNAMIC CYCLE FOR THE STEAM TURBINE COGENERATION PLANT

3.1. Regime I

In order to perform the analysis on the potential use of cogeneration, a computer program has been developed by using the application Engineering Equation Solver, (EES). The main parameters of the fluid in the characteristic points in terms of superheated steam temperature are presented below.

Table 1
The values of thermal parameters as function of superheated steam temperature

1	2	3	4	5	6	7	8
T1 [C]	h1 [kJ/kg]	h2r [kJ/kg]	h2t [kJ/kg]	t2 [C]	p2 [bar]	h3 [kJ/kg]	h3 _{prim} [kJ/kg]
160	2759	2646	2641	135	3.131	567.8	568.1
200	2850	2618	2608	113.9	1.631	477.8	478.3
250	2957	2590	2575	93.94	0.8137	393.5	394.1
300	3061	2568	2548	78.27	0.442	327.7	328.2
350	3165	2550	2524	65.4	0.2551	273.8	274.3
400	3270	2535	2504	54.53	0.1542	228.3	228.9
450	3376	2522	2487	45.14	0.09673	189	189.6
500	3483	2512	2471	36.94	0.06257	154.7	155.3

Analyzing the values of thermodynamic parameters obtained for the cycle, it turns out that for high values of superheat temperature (250-500) °C the pressure at the end of expand process is lower than barometric pressure, which requires the use of a condensing steam turbine.

Calculation of the energy transfer in the processes

The energy transfer can be calculated for each process, as follows [5]:

- The heat flow absorbed by the working medium in the boiler during the heating process

3'-4-1, (\dot{Q}_{cazan}) is:

$$\dot{Q}_{cazan} = \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_{3'}) [\text{kW}] \quad (1)$$

- The heat of condensation, (\dot{Q}_{cond}) during isobar process(2-3), is:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_3) [\text{kW}] \quad (2)$$

- The power obtained in the turbine (P_T), considering an irreversible process is:

$$P_T = \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_{2r}) [\text{kW}] \quad (3)$$

- The necessary power for fluid compression (in absolute value) is (P_P) :

$$P_P = \dot{m}_a \cdot (h_3' - h_3) [\text{kW}] \quad (4)$$

Calculation of the fuel consumption and performance indicators

The required fuel consumption (\dot{V}_{cb}) is:

$$\dot{V}_{\text{cb}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cazan}}}{\eta_{\text{cazan}} \cdot q_i} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (5)$$

where η_{cazan} is the thermal efficiency of boiler and q_i is the fuel lower heating value.

Electrical efficiency (η_e) is the ratio of power produced in the turbine (P_T) and heat developed by combustion (\dot{Q}_a):

$$\eta_e = \frac{P_T}{\dot{Q}_a} [-] \quad (6)$$

Thermal efficiency (η_t) is the ratio of useful heat (\dot{Q}_u) (if heat recovery is possible) and the heat developed by combustion:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_a} [-] \quad (7)$$

The total efficiency of the system (η) is the ratio of two useful effects: power (P_T) and useful heat (\dot{Q}_u) and the heat developed by combustion (\dot{Q}_a):

$$\eta = \frac{P_T + \dot{Q}_u}{\dot{Q}_a} [-] \quad (8)$$

Power to heat ratio (PHR) is an important indicator used in assessing the performance of cogeneration plants:

$$\text{PHR} = \frac{P_T}{\dot{Q}_u} [-] \quad (9)$$

The values obtained by using the computer program, for energy transfer, fuel consumption, electrical efficiency, thermal efficiency, the overall efficiency of the plant and for power to heat ratio in terms of superheated steam temperature are listed in table 2.

Table 2
The values of energy transfer, fuel consumption, efficiencies and power to heat ratio as function of superheated steam temperature

T ₁ [°C]	P _T [kW]	Q _{cond} [kW]	Q _u [kW]	P _P [kW]	Q _{cazan} [kW]	Q _s [kW]	V _{cb} [m ³ /s]
160	139,7	2518	2141	0,3739	2656	2951	0,08294
200	280,7	2594	2205	0,5586	2874	3193	0,08957
250	443,7	2663	2263	0,653	3106	3451	0,09699
300	594,4	2716	—	0,6924	3312	3680	0,1034
350	745,7	2759	—	0,7102	3504	3893	0,1094
400	891	2796	—	0,7186	3686	4096	0,1151
450	1034	2828	—	0,7226	3862	4291	0,1206
500	1177	2857	—	0,7244	4033	4481	0,1259

T ₁ [°C]	η_e [-]	η_t [-]	η [-]	PHR [-]
160	0,04672	0,7254	0,7721	0,06441
200	0,0879	0,6904	0,7783	0,1273
250	0,1286	0,6559	0,7844	0,1961
300	0,1623	—	0,1623	—
350	0,1915	—	0,1915	—
400	0,2175	—	0,2175	—
450	0,2411	—	0,2411	—
500	0,2626	—	0,2626	—

The electric efficiency values are found between 0.04 and 0.26; these values are lower than those commonly found in the literature (0.1-0.2) for this performance indicator [8].

Considering a 85% recovery of condensation heat, the resulting thermal efficiency values are 0.65-0.72. For higher values of the superheat temperature, heat is transferred in the condenser at low temperature, which is not usable and therefore represents a lost heat.

The total efficiency of the plant has high values when heat recovery is possible at the condenser (0.77-0.78). If the heat recovery is not possible (because of the condensation temperature), the only useful effect is the electrical power developed in the turbine; for these conditions, the total efficiency has the same values as the electric efficiency.

The power to heat ratio (PHR) for these conditions has values between 0.064 and 0.196 . The literature values obtained for this indicator are between 0.125-0.33 [8].

3.2. Regime II

This operating mode is characterized by the fact that the main steam flow rate that expands in the

turbine represents about 70-90% of the steam flow rate provided by boiler. A part of the steam flow rate is extracted from the turbine to a pressure level of 1 bar. This amount of steam can be used for heating purposes. A superheated steam temperature of 500° C was considered, for a maximum turbine power output.

Thermodynamic parameters for working medium at turbine inlet (1) and outlet (2) and for condenser outlet (3) have the same numerical values as in the operating conditions described above.

For the other cycle points, thermodynamic parameters were determined as following:

- extraction steam pressure was set to 1 bar;
- the enthalpy of extraction steam (h_{2r}) was determined from internal efficiency of the turbine:

$$\eta_{iT} = \frac{l_{Pr}}{l_p} = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2t}}$$
 (10)

Graphical representation of theoretical and real turbine process is shown in the diagram below.

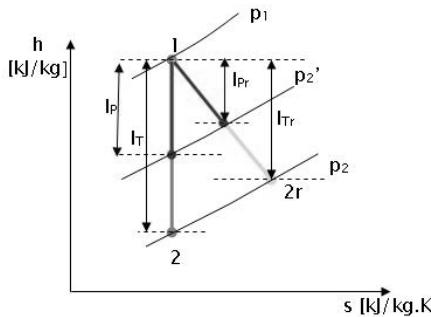


Fig. 2. T-s diagram steam expanding process in turbine

- the heat balance equation was used to determine the enthalpy of mixture ($h_{2''}$) after collecting two amounts of condensate (in the condenser and preheater)

$$m_a \cdot h_{2''} = (m_a - m_p) \cdot h_3 + m_p \cdot h_{3''}$$
 (11)

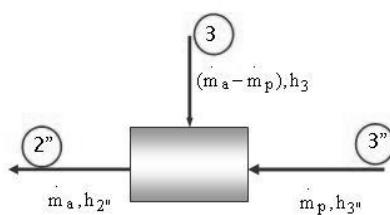


Fig. 3. Schematic representation of the heat balance equation for the mixture

The main thermodynamic parameters in the cycle characteristic points: extraction (2'), condensate (3''), condensate mixture (2'') and boiler inlet (3') obtained by using the computer program developed for extraction flow rates between 10-30% of the total flow, are listed below.

Table 3
The values of thermodynamic parameters on the characteristic states of the cycle, function of extraction flow rate

m_p [kg/s]	h_{2r} [kJ/kgK]	h_{2t} [kJ/kgK]	$h_{2''}$ [kJ/kgK]	h_3' [kJ/kgK]	h_3'' [kJ/kgK]
0.1212	2979	2958	181	181.8	
0.2424			207.2	208.9	417.4
0.3636			233.5	236.5	

The theoretical power obtained in the turbine is:

$$P_T = m_a \cdot (h_1 - h_{2r}) + (m_a - m_p) \cdot (h_{2r} - h_{2t})$$
 [kW] (12)

and the extraction available heat:

$$\dot{Q}_{priza} = (m_p) \cdot (h_{2r} - h_3'')$$
 [kW] (13)

The values obtained by using the computer program, for energy transfer, fuel consumption and efficiencies are given in tabel 3.

Table 4
The values of energy transfer, fuel consumption, efficiencies and power to heat ratio function of extraction flow rate

m_p [kg/s]	P_T [kW]	\dot{Q}_p [kW]	Q_{cond} [kW]	P_p [kW]	\dot{Q}_{cazan} [kW]	\dot{Q}_a [kW]	V_{cb} [m³N/s]
0.1212	1120	310.5	2571	1.051	4001	4445	0.1249
0.2424	1060	621	2285	2.036	3968	4409	0.1239
0.3636	1007	931.4	2000	3.693	3935	4372	0.1229

m_p [kg/s]	η_e [-]	η_t [-]	η [-]	PHR [-]
0.1212	0.252	0.06984	0.3219	3.608
0.2424	0.2413	0.1408	0.3821	1.713
0.3636	0.2303	0.2131	0.4434	1.081

With increasing extraction steam flow, the turbine power is reduced from 1120 to 1007 kW. The electric efficiency values of 0.252...0.2303 are commonly found in the literature for this performance indicator.

4. ECONOMIC ANALYSIS

In order to implement a cogeneration system, the following investments should be made: steam

turbine, generator, condenser, steam superheater, a circulating pump and a cooling tower.

The speciality literature indicates the following investment and operating and maintenance costs, for steam turbine cogeneration plants:

Investement costs

- 800-1000 \$/kWe [6];
- 200-1000 \$/kWe [7];
- 1500 \$/kWe for electric power of 1 MWe [8].

If the investment costs do not involve the purchase of the steam boiler, the following specific cost is recomended: 400-800 \$/kWe [8].

Operating and maintenance costs

- 0.004 \$/kWhe, [6];
- Up to 0.002 \$/kWhe [7];
- Between 2.3 and 1.5 \$/MWhe [8]

In accordance with mentioned bibliographical resources, the most appropriate investment cost is 1,500 \$/kWe, that means 1180 €/ kWh.

Regime I

For a maximum turbine power of 1177 kW an investemnt cost (a first cost) of approximately 1.4 million € results.

The electrical energy that could be produced annually by the steam turbine cogeneration plant depends on the turbine power output, P_T , utilisation factor τ , and on the annual hours n_h :

$$E_{el} = P_T \cdot \tau \cdot n_h = 8,248,416 \text{ kWh / y} \quad (14)$$

Annual operating time of cogeneration plant is taken into account by using an utilisation factor of 0.8.

For a unit cost of electricity ($c_{en.el}$) of 0.292 RON / kWh, the annual revenue from the sale of electricity would be ($C_{en.el}$):

$$\begin{aligned} C_{en.el} &= E_{el} \cdot c_{en.el} = \\ &2,408,537.47 \text{ RON / y} = 561,430 \text{ € / y} \end{aligned} \quad (15)$$

Annual costs related to fuel

To achieve maximum power, the boiler thermal load is 4033 kW. Unit cost of fuel (c_{cb}) is 0.09142 RON/kWh (according to EON Gaz consumer category B5).

Annual costs related to fuel consumption; (C_{cb}) depends on the thermal load of the boiler, the annual number of hours and the load factor (c_{cb}).

$$\begin{aligned} C_{cb} &= \tau \cdot n_h \cdot \dot{Q}_a \cdot c_{cb} = 2,870,848 \text{ RON / y} \\ &= 669,195 \text{ € / y} \end{aligned} \quad (16)$$

Annual operating and maintenance costs

The unit costs of operation and maintenance as mentioned in the references are:

$$0.002 \text{ $/kWh} = 0.00157 \text{ €/kWh}.$$

Annual operating and maintenance costs depend on the unit cost, power developed in the turbine and the annual number of operation hours, as follows:

$$C_{O\&M} = c_{O\&M} \cdot P_T \cdot \tau \cdot n_h = 12950 \text{ €/y} \quad (17)$$

For operating conditions without extraction, which corresponds to a maximum electrical power, it came out that accounting for fuel cost and annual operation and maintenance costs exceed income from the sale of electricity.

Table 5

Annual revenue	
Revenues from sold electricity	561,430 Eur
Total revenue	561,430 Eur
Annual expenditure	
Fuel cost	669,195 Eur
Operating and maintenace cost	12,950
Total expences	682,145 Eur

Regime II

The maximum thermal load of the steam turbine (931.4 kW) corresponds to a power of 1007 kW.

It is assessed the electricity that could be annual produced by the steam turbine cogeneration plant:

$$E_{el} = P_T \cdot \tau \cdot n_h = 7,057,056 \text{ kWh / y} \quad (18)$$

For a unit cost of electricity of 0.292 RON/kWh, the annual revenue from the sale of electricity would be:

$$C_{en.el} = E_{el} \cdot c_{en.el} = 480,340 \text{ € / y} \quad (19)$$

Fuel savings obtained by heat produced in cogeneration

Maximum thermal load available at the steam turbine extraction is 931.4 kW.

The annual amount of heat that can be produced in the steam turbine cogeneration plant is:

$$E_t = \dot{Q}_p \cdot \tau \cdot n_h = 6,527,251 \text{ kWh / y} \quad (20)$$

If this heat is separately produced in a boiler, with an efficiency of 0.9, the related annual costs would be:

$$C_{en.t} = \frac{E_t \cdot c_{cb}}{\eta_{caz}} = 596721,2 \text{ RON / y} = 139,095 \text{ € / y} \quad (21)$$

Annual cost related to fuel

To achieve maximum power, the boiler thermal load is 3935 kW.

The unit costs associated with fuel consumption depends on the boiler thermal load, the annual number of hours and the load factor:

$$C_{cb} = \tau \cdot n_h \cdot \dot{Q}_{cazan} \cdot c_{cb} = \\ 2,521,041 \text{ RON / y} = 587,655 \text{ € / y} \quad (22)$$

Annual operating and maintenance costs

Annual operating and maintenance costs are:

$$C_{O\&M} = c_{O\&M} \cdot P_T \cdot \tau \cdot n_h = 11,079 \text{ €/an} \quad (23)$$

For this exploitation conditions, with extractions, it results that annual income from the sale of electricity and annually fuel economy is higher than the annual cost for fuel plus operation and maintenance costs.

Table 6.

Annual revenue	
Revenues from sold electricity	480,340 Eur
Revenues from sold thermal energy	139,095 Eur
Total revenue	619,435 Eur
Annual expenditure	
Fuel cost	587,665 Eur
Operating and maintenance cost	11,079 Eur
Total expenses	598,744 Eur
The difference between revenues and expenses	20,691 Eur

5. CONCLUSIONS

Thermodynamic and economic analysis of cogeneration potential use in the studied plant reveals the following:

- While operating the plant without extraction, waste heat in the condenser is not usable; revenues from electricity fuel costs do not cover annual operating and maintenance costs; this is mainly due to the fact that the steam pressure is small. Therefore the investment in equipments mentioned above is not justified.
- For an extraction operation regime, an annual rate of return of 20,000€ can be obtained. The annual income return on investment does not provide a reasonable pay back period.

REFERENCES

- [1] P.Unguresan, *Cercetari privind optimizarea centralelor termice de cogenerare cu motoare cu ardere internă, prin analiza exergoeconomica a schimbatoarelor de căldura*, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, (2008)
- [2] Horlock, J. H. *Cogeneration - Combined Heat and power, Thermodynamics and Economics*, Krieger Publishing Company, (1997).
- [3] Moran, M.J. and Shapiro, H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4th ed., John Wiley & Sons, New York, (2000).
- [4] Korobytzin M.A., *New and advanced energy conversion technologies analysis of cogeneration, combined and integrated cycles*, PHD Thesis, Amsterdam, (1998)
- [5] Barelli, L., Bidini, G., Pinchi, E.M., *Implementation of a cogenerative district heating: Optimization of a simulation model for the thermal power demand*, Energy and Buildings (2006);
- [6] ONSITE SYCOM Energy Corporation *Review of combined heat and power technologies*
- [7] C. B. Oland *Guide to combined heat and power systems for boiler owners and operators*, (2004)
- [8] EDUCOGEN -The European Educational Tool on Cogeneration-, *A Guide to cogeneration*, (2001).

CONSIDERAȚII PRIVIND CORELAȚIILE DINTRE PARAMETRII GEOMETRICI ȘI FUNCȚIONALI AI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ DE LA BORDUL NAVELOR

Anastase PRUIU, Traian FLOREA

ACADEMIA NAVALĂ MIRCEA CEL BĂTRÂN, Romania.

Rezumat. În prezența lucrare sunt prezentate relațiile dintre parametrii geometrici și funcționali ai motoarelor cu ardere internă, rapoartele dintre parametrii geometrici, rapoartele dintre parametrii funcționali și se precizează semnificația acestora.

Cuvinte cheie: puterea motoarelor navale, raport de comprimare, coeficient de sarcină, indicator de sarcină

Abstract. In the present paper are presented the relations between the geometrical and functional parameters of internal combustion engines , the ratios between the geometrical parameters , ratios between the functional parameters and there are also presented their significance.

Keywords: naval engines power, compression ratio, load factor, load guide.

1. RELAȚII PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR FUNCȚIONALI AI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Puterea efectivă a motorului

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

unde:

η_m - randamentul mecanic al motorului

$p_{mi} \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]$ - presiunea medie indicată;

D [m] - diametrul (alezajul) cilindrului;

S [m] - cursa pistonului;

n [rot/min] - turăția motorului;

τ - nr. de timpi sau de curse ale pistonului în care se realizează ciclul motor :

$\tau = 2$ pentru motoare în 2 timpi;

$\tau = 4$ pentru motoare în 4 timpi;

$\frac{2n}{\tau}$ - numărul de cicluri pe minut;

$\frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60}$ - numărul de cicluri pe secundă;

$\frac{2n}{\tau} \cdot 60$ - numărul de cicluri pe oră;

Puterea efectivă a motorului poate fi determinată cu relația:

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{C_h \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

unde:

η_e - randamentul efectiv;

$C_h \left[\frac{\text{kg cb}}{\text{h}} \right]$ - consumul orar de combustibil;

$Q_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg cb}} \right]$ - puterea calorifică inferioară a combustibilului;

Consumul orar de aer :

$$C_a = C_h \cdot \alpha \cdot m_{aer\min} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (3)$$

unde:

α - coeficientul de exces de aer;

$m_{aer\min} \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{kg cb}} \right]$ - masa teoretică de aer necesară

arderii complete a 1 kg combustibil;

Rezultă:

$$C_h = \frac{C_a}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (4)$$

Relația (2) devine:

$$P_e = \eta_e \cdot \frac{C_a}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \frac{Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

sau:

$$C_a = P_e \cdot \frac{\alpha \cdot m_{aer\min}}{Q_i} \cdot \frac{3600}{\eta_e} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{h}} \right] \quad (6)$$

Presiunea medie indicată:

$$p_{mi} = \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_s \quad (7)$$

unde:

η_V - coeficientul de umplere al cilindrului cu încărcătură proaspătă (aer);

η_i - randamentul indicat;

$\rho_s \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right]$ - densitatea aerului de supraalimentare;

Comprimarea aerului de supraalimentare se face după un proces politropic de exponent politropic n_c .

Fie $(p_o ; T_o)$ parametrii mediului ambiant pentru care se determină densitatea aerului.

$$\rho_o = \frac{p_o}{R \cdot T_o} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right] \quad (8)$$

unde:

$p_o \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]$ - presiunea aerului mediului ambiant;

$R \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$ - constanta aerului;

$T_o [\text{K}]$ - temperatura aerului mediului ambiant.

Fie $(p_s ; T_s)$ parametrii aerului pe refularea compresorului. Se determină densitatea:

$$\rho_s = \frac{p_s}{R \cdot T_s} \quad \left[\frac{\text{kg aer}}{\text{m}^3} \right] \quad (9)$$

Deoarece:

$$v_o = \frac{1}{\rho_o} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg aer}} \right]$$

$$v_s = \frac{1}{\rho_s} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg aer}} \right]$$

Rezultă:

$$p_o \cdot v_o^{n_c} = p_s \cdot v_s^{n_c} \quad (10) \quad \text{sau} \quad \frac{p_o}{\rho_o^{n_c}} = \frac{p_s}{\rho_s^{n_c}} \quad (11)$$

Din relația (11) se obține:

$$\rho_s = \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \quad (12)$$

Tinând cont de relația (12), relația (7) devine:

$$p_{mi} = \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \quad (13)$$

Introducând relația (13) în relația (1) se obține:

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad [\text{kW}] \quad (14)$$

Fie constanta cilindrului:

$$K_{cil} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \quad (15)$$

și constanta motorului:

$$K_{mot} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad (16)$$

Puterea motorului poate fi scrisă sub forma:

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot K_{cil} \cdot i \cdot n \quad [\text{kW}] \quad (17)$$

sau

$$P_e = \eta_m \cdot \eta_V \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_i}{\alpha \cdot m_{aer\min}} \cdot \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o} \right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot K_{mot} \cdot n \quad [\text{kW}] \quad (18)$$

Puterea motorului poate fi calculată cu relațiile:

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot n \cdot k_{cil} \cdot i \quad [\text{kW}],$$

$$P_e = \eta_m \cdot p_{mi} \cdot n \cdot k_{MOT} \quad [\text{kW}] \quad (19)$$

Se mai poate scrie:

$$P_e = p_{me} \cdot n \cdot k_{MOT} \quad [\text{kW}] \quad (20)$$

Pentru motoarele care funcționează la turație constantă, expresia devine:

$$P_e = p_{me} \cdot k_{mn} \quad [\text{kW}] \quad (21)$$

în care k_{mn} este constanta motorului la turație constantă:

$$k_{mn} = n \cdot k_{MOT} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i \quad (22)$$

Fluxul energetic disponibil, obținut prin arderea combustibilului este:

$$Q_d = \frac{C_h \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}], \quad (23)$$

expresie în care consumul orar de combustibil se determină în funcție de masa de combustibil injectată pe ciclu m_c [kg comb./ciclu]:

$$C_h = m_c \cdot \frac{2 \cdot n}{\tau} \cdot 60 \cdot i \left[\frac{\text{kg comb.}}{\text{h}} \right]. \quad (24)$$

Rezultă:

$$P_e = \eta_e \cdot m_c \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot 60 \cdot i \cdot \frac{Q_i}{3600} \text{ [kW]},$$

$$P_e = \eta_e \cdot m_c \cdot k_F \quad (25)$$

unde k_F este o constantă funcțională pentru motorul exploarat la turație constantă, funcționând cu un anumit tip de combustibil:

$$k_F = \frac{2n}{\tau} \cdot 60 \cdot i \cdot \frac{Q_i}{3600} \quad (26)$$

Din egalitatea relațiilor (21) și (25), se obține:

$$p_{me} \cdot k_{mn} = \eta_e \cdot m_c \cdot k_F \quad (27)$$

de unde presiunea medie efectivă poate fi exprimată sub forma:

$$p_{me} = \eta_e \cdot m_c \cdot \frac{k_F}{k_{mn}} = \eta_e \cdot m_c \cdot K \quad (28)$$

În ultima relație, constanta K este dată de relația:

$$K = \frac{k_F}{k_{mn}} = \frac{\frac{2n}{\tau} \cdot 60 \cdot i \cdot \frac{Q_i}{3600}}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{2n}{\tau} \cdot \frac{1}{60} \cdot i} = \frac{Q_i}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} \left[\frac{kJ}{kg \cdot m^3} \right] \quad (29)$$

Relația (28) devine:

$$p_{me} = \eta_e \cdot m_c \cdot \frac{Q_i}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} \left[\frac{kN}{m^2} \right]; \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (30)$$

Luând în considerație expresia randamentului efectiv, rezultă în continuare:

$$p_{me} = \frac{3600}{c_e \cdot Q_i} \cdot m_c \cdot \frac{Q_i}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} = \frac{m_c}{c_e} \cdot \frac{3600}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot S} \left[\frac{kN}{m^2} \right], \quad (31)$$

de unde se obține relația care permite determinarea masei de combustibil injectată pe ciclul motor:

$$m_c = \frac{1}{3600} \cdot p_{me} \cdot c_e \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \left[\frac{kg \text{ comb.}}{cicl} \right] \quad (32)$$

2. PARAMETRII GEOMETRICI AI MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ NAVALE

$D(m)$ reprezintă diametrul sau alezajul cilindrului motorului;

$S(m)$ reprezintă cursa pistonului între cele două puncte moarte (punct mort superior; punct mort inferior);

$S = 2R$, unde $R = \frac{S}{2}$ reprezintă raza cercului descris de axa fusului maneton;

$\frac{S}{D} = \Psi$ raportul dintre cursă și diametru

Pentru motoare navale

$\Psi = 0,8 \div 1$

$\Psi = 1 \div 1,25$

$\Psi = 1,25 \div 1,8$

$\Psi = 1,8 \div 2,2$ motoare cu cursă lungă

$\Psi = 2,2 \div 4,6$ motoare cu cursă superlungă

$L(m)$ lungimea bielei;

$V_s(m^3)$ cilindreea unită

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (33)$$

volumul cursei pistonului;

$V_t(m^3)$ cilindreea totală;

$$V_t = i \cdot V_s = i \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (34)$$

$V_c(m^3)$ volumul camerei de ardere;

$V_a(m^3)$ volumul maxim al fluidului motor; volumul total al cilindrului;

$$V_a = V_c + V_s \quad (35)$$

Raportul de comprimare ε reprezintă raportul dintre volumul maxim al fluidului motor și volumul minim al fluidului motor

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c} \quad (36)$$

Raportul real de comprimare

Cursa utilă $S_u(m)$ a pistonului, la un motor în 2 timpi, corespunde deplasării pistonului între muchia superioară a ferestrelor de baleaj sau a ferestrelor de evacuare; $h_{FB}(m)$ înălțimea de la muchia superioară a ferestrelor de baleaj până la punctul mort inferior (PMI); $h_{FE}(m)$ înălțimea de la muchia superioară a ferestrelor de evacuare până la punctul mort inferior (PMI); Funcție de ferestrele de baleaj (FB) și de ferestrele de evacuare (FE) se definește cursa utilă:

$$S_{FB} = S - h_{FB}; \quad S_{FE} = S - h_{FE};$$

Coefficientul cursei utile se definește ca raport între cursa utilă și cursa pistonului.

$$\gamma_{FB} = \frac{S_{FB}}{S} \quad \text{corespunzător FB};$$

$$\gamma_{FE} = \frac{S_{FE}}{S} \quad \text{corespunzător FE;}$$

În unele situații este recomandat să se țină cont de cursa pistonului afectată de FB și FE.

$$\Psi_{FB} = \frac{h_{FB}}{S} ; \quad \Psi_{FE} = \frac{h_{FE}}{S} \quad (37)$$

rezultă:

$$\epsilon_{R_{FB}} = 1 + \gamma_{FB} (\epsilon - 1) = 1 + (1 - \Psi_{FB}) \cdot (\epsilon - 1) \quad (38)$$

$$\epsilon_{R_{FE}} = 1 + \gamma_{FE} (\epsilon - 1) = 1 + (1 - \Psi_{FE}) \cdot (\epsilon - 1) \quad (39)$$

Raportul dintre semicursă și lungimea bielei;

$$\lambda = \frac{\frac{S}{2}}{\frac{L}{2}} = \frac{R}{L} \quad (40)$$

$\lambda = 0,2 \div 0,25$ – pentru motoare fără cap de cruce
 $\lambda = 0,25 \div 0,35$ – pentru motoare cu cap de cruce

Raporul dintre cursa pistonului și lungimea bielei;

$$\gamma_L = \frac{S}{L} \quad (41)$$

3. RAPOARTE ÎNTRE PARAMETRII FUNCȚIONALI

Raportul de puteri (coeficientul de sarcină)

$K_p = P_{exp}/P_{en}$; P_{exp} este puterea efectivă de exploatare și P_{en} puterea efectivă nominală;
 $K_p = 0,1-1,1$ pentru motoarele de propulsie cu instalație de propulsie EPF.

Raportul de turații

$K_n = n_{exp}/n_n$; n_{exp} este turația de exploatare ; și n_n turația nominală

$K_n = 0,4-1,03$ pentru motoarele de propulsie IP-EPF
 $K_n = 1,06$ pentru declanșarea dispozitivului de protecție la supraturare

Raportul de momente

$K_m = M_{exp}/M_n$; M_{exp} este momentul de exploatare și M_n momentul nominal

Raportul de mase de combustibil injectate (indicatorul de sarcină)

$K_{mi} = m_{cexp}/m_{cn}$; m_{cexp} este masa de combustibil injectată în exploatare și m_{cn} masa de combustibil injectată în condiții nominale

$$\frac{m_{cexp}}{m_{cn}} = \frac{c_{exp}}{c_n} \cdot \frac{P_{mexp}}{P_{men}} \quad (42)$$

Puterea motorului la funcționarea pe combustibil greu față de puterea la funcționarea pe motorină se determină astfel:

$$P_{e_{HFO}} = P_{e_{MOT}} \left(\frac{\rho_{HFO}}{\rho_{MOT}} \right) \left(\frac{Q_{HFO}}{Q_{MOT}} \right) [\text{kW}] \quad (43)$$

ρ_{HFO} – puterea efectivă a motorului la funcționarea pe combustibil greu;

$P_{e_{MOT}}$ – puterea efectivă a motorului la funcționarea pe motorină;

ρ_{HFO} – densitatea combustibilului greu;

ρ_{MOT} – densitatea motorinei;

Q_{HFO} – puterea calorifică a combustibilului greu;

Q_{MOT} – puterea calorifică a motorinei.

Variația densității cu temperatură

$$\rho_{HFO}^0 = \frac{\rho_{HFO}^0}{1 + \beta \cdot \Delta t} \quad (44)$$

4. CONCLUZII:

1. Relația (18) pentru determinarea puterii motorului permite analizarea influenței unor factori cum ar fi:

- 1.1 Calitatea și regimul de ungere pentru mecanism motor;
- 1.2 Calitatea traseului de aer;
- 1.3 Calitatea proceselor din cilindru motor;
- 1.4 Regimul de răcire a camășii de cilindru, piston și chiulasă;
- 1.5 Calitatea combustibilului;
- 1.6 Analiza elementară a combustibilului;
- 1.7 Amestecul aer –combustibil;
- 1.8 Parametrii mediului ambient;
- 1.9 Presiunea aerului de supralimentare;
- 1.10 Dimensiunile motorului;
- 1.11 Turația motorului ;

2. Raportul S/D și turația determină viteza medie a pistonului , motoarele cu cursa peste 2 (m) și turație peste 150 (rot/min) au viteza medie a pistonului peste 10 (m/s), viteză care corespunde motoarelor rapide și ultrarapide;

3. Raportul de comprimare peste 13 asigură o pornire sigură la temperaturi scăzute ale aerului, de exemplu pentru motoarele de barcă de salvare sau motoarele avarie . Pentru motoarele de propulsie și pentru cele auxiliare, procedurile impun preîncălzirea înainte de pornire;

4. Indicatorul de sarcina corespunzător relației (42) permite exploatarea motorului luând în seamă masa de combustibil injectată pe ciclu, postul de comandă fiind prevăzut cu un aparat indicator de sarcină, iar pe carturile de supraveghere sunt stabilite valorile indicatorului de sarcină;

5.Utilizarea combustibilului greu pentru motoare în 4 timpi și motoare în 2 timpi este permisă cu încălzirea acestuia până la temperaturi (110^0-160^0C) care asigură o viscozitate comparabilă cu a motorinei, ceea ce duce și la reducerea densității acestuia conform relației (44).

REFERINȚE

- [1] Anastase PRUIU - *Instalații energetice navale*, Editura Leda & Muntenia, Constanța, 2000
- [2]Alexandru DRAGALINA - *Motoare cu ardere internă. Vol I și II*, Ed. Academia Navală, 2003
- [3]Gh. DUMITRU – *Motoare cu ardere internă*,

Universitatea din Galati

- [4] Nicolae BERECHEȚ – *Teza de doctorat*, Academia Tehnică Militară, 2007
- [5]Anastase PRUIU – MAI- *Procese,caracteristici si supraalimentare*, Universitatea Maritima Constanta ,1995
- [6] - www.sulzer.com
- [7] - www.mandieselturbo.com

EVALUAREA POTENȚIALULUI DE MURDĂRIRE ȘI DE FORMARE A ZGURII (ZGURIFICAREA)

Andrei STOIAN

COMPLEXUL ENERGETIC TURCENI, Romania.

Rezumat: Murdărirea părții schimbătoarelor de căldură din compoziția generatoarelor de abur, spălate de gazele de ardere, se înregistrează oriunde se recuperează căldura din fluxul de gaze arse care conține particule, corozive sau reactive. Acumularea de depuneri pe suprafețele expuse, nu numai pe suprafețele schimbătoarelor de căldură, poate crea probleme. Principiile generale ale procesului de depunere implică: transportul particulelor sau componentelor reacționate chimic pe suprafețele de schimb de căldură, aderența particulelor (sau aglomerărilor de particule) la suprafețele de schimb, fie prin procese fizice, fie prin reacții chimice și posibilele exfolieri ale materialelor constitutive ale suprafețelor de schimb de căldură. În orice proces de evaluare a zgurificării și depunerilor, este imperativ necesară efectuarea unei analize a cenușii, din moment ce natura chimică a cenușii va determina proprietățile sale de depunere.

Cuvinte cheie: schimbătoare de căldură, depuneri, cenușă.

Abstract: Contamination of the heat exchanger part in the composition of these flue gas driven generators is registered wherever heat is recovered from the flue gas flow which contains corrosive or reactive particles. Accumulation of depositions on the exposed surfaces, not only on the surfaces of the heat exchangers, may create problems. The general principles of the deposition process involve: transport of particles or components chemically reacted on the heat exchanger surfaces, adhesion of particles (or particle agglomerations) at the heat exchanger surfaces by physical processes or by chemical reactions and possible exfoliations of the constituting materials of the heat exchangers. In any evaluation process of slagging and depositions it is imperative required performance of an ash analysis, as the chemical nature of the ash determines its deposition properties

Keywords: heat exchanger, deposits, ash.

1. INTRODUCERE

În orice proces de evaluare a zgurificării și depunerilor, este imperativ necesară, efectuarea unei analize a cenușii, din moment ce natura chimică a cenușii va determina proprietățile sale de depunere.

De departe cea mai mare atenție a fost acordată evaluării zgurificării și depunerilor în sistemele de ardere cu cărbune. Unul dintre motive este - pe de o parte – istoric, cărbunele a fost folosit în scopuri industriale de peste două sute de ani și, prin urmare există foarte multe cunoștințe referitoare la el – iar pe de altă parte, deoarece cărbunele, unul din combustibili tradiționali, prezintă probleme majore.

Pe de altă parte, folosirea combustibililor pe bază de țiței poate duce la apariția de probleme în ceea ce privește depunerile, dar, sunt în general mai puțin pronunțate decât cele ce apar în cazul folosirii cărbunelui.

Păcurile usoare și gazele naturale nu au un grad ridicat de depunere în măsura în care condițiile acestora de ardere sunt menținute.

Folosirea deșeurilor, în special a celor menajere, este mai recentă, și, prin urmare, tehniciile de evaluare nu sunt încă bine stabilite și sunt, în mare parte, în curs de dezvoltare.

Mai mult, spre deosebire de arderea combustibililor minerali convenționali, metodele de ardere, care vor influența tendința apariției depunerilor sunt, de asemenea, în curs de dezvoltare.

Din aceste motive există mai multe informații în ceea ce privește cărbunele decât alți combustibili.

Deoarece tehniciile disponibile pentru evaluarea cantitativă a tendinței de zgurificare și de depunere a diferitelor tipuri de combustibili s-au dezvoltat de-a lungul anilor, foarte mulți termeni intrând în vocabularul uzual, de ex. index, factor sau indicator.

În multe privințe, acești termeni pot fi priviți ca incompatibili și fără o bază logică, dar cu toate acestea, ei sunt folosiți, fiind acceptați și înțeleși în limbajul folosit în industria respectivă.

2. STUDII SI TESTE EFECTUATE ASUPRA FENOMENULUI DE ZGURIFICARE A CENUȘII DE CARBUNE

Două tipuri de cenușă pot fi luate în considerare:

- (1) Cenușă provenită de la huilă / cărbune bituminos are un conținut de oxid feric (Fe₂O₃) mai mare decât cel de oxid de calciu (CaO) și oxid de magneziu (MgO).
- (2) Cenușă provenită de la lignit are un conținut de oxid de calciu (CaO) mai mare decât cel de oxid feric (Fe₂O₃).

Următoarele subcapitole prezintă o serie de teste efectuate și folosite pentru a stabili anumite relații ale temperaturilor asociate cu modificările ce pot apărea în funcție de caracteristicile cenușii.

2.1. Indicatori de temperatură

Au fost stabiliți o serie de indicatori pe baza efectelor temperaturii asupra cenușii. Scopul acestor indicatori este de a arăta proiectanților și operatorilor de echipamente de ardere, date referitoare la caracteristicile cenușii unui anumit tip de cărbune, în funcție de temperaturile înregistrate în diferite părți ale echipamentului. Fig. 1 prezintă schimbările ce apar la nivelul formei piramidei în timpul creșterii nivelului de temperatură.

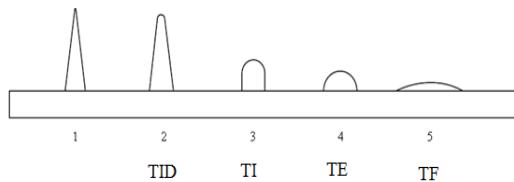


Fig. 1. Forma piramidei în timpul creșterii nivelului de temperatură

Puncte critice de temperatură:

1. Mostra neîncălzită
2. Temperatura inițială de deformare , TID
3. Temperatura de înmuiere, TI
4. Temperatura emisferică TE
5. Temperatura de curgere TC

2.2. Temperatura inițială de deformare(TID)

Temperatura la care o formă standard de cenușă (de exemplu o piramidă), începe să prezinte semne de deformare în partea superioară în momentul încălzirii poartă denumirea de temperatură inițială de deformare. Nivelul acesteia corespunde nivelului temperaturii dintr-un focar în funcțiuie prin care trec particule de cenușă care se răcesc

până la o anumită temperatură și căpătând astfel o tendință ușoară de lipire, putând astfel a se depune foarte ușor pe suprafețele de transfer termic. Când particulele de cenușă transportate în fluxul gazelor de ardere s-au răcit, având nivelul temperaturii sub nivelul temperaturii inițiale de deformare, depunerile pe țevile răcite ale cazanului tind să se acumuleze sub formă de produs „uscat”.

Consecințele în privința proiectării sunt că, temperatura de ieșire a gazului din focar (adică temperatura gazului de ardere ce părăsește secțiunea radiantă) ar trebui să fie situată sub nivelul temperaturii inițiale de deformare cu 50°C pentru a evita sinterizarea particulelor din fluxul de gaze și potențiala zgurificare în porțiunea convectivă.

2.3. Temperatura de înmuiere (TI)

Temperatura la care piramida de cenușă s-a deformat astfel încât înălțimea acesteia să fie egală cu lățimea, se definește ca temperatură de înmuiere. În cazul temperaturii de înmuiere, cenușă are tendință să se lipească de suprafețele de transfer termic.

2.4. Temperatura emisferică (TE)

Pe măsură ce conul este încălzit, temperatura depășește temperatura de înmuiere, iar înălțimea acestuia devine egală cu jumătate din lățime. Este îndeplinită condiția de trecere în fază lichidă și picătura căpătă o formă emisferică. La această temperatură, particulele de cenușă au tendință să se aglomereze și să se lipească de suprafețele de transfer termic.

2.5. Temperatura de fluidizare(TF)

În cazul în care conul ia forma plată asemănătoare unei „clătite”, se spune că a atins temperatura de curgere.La temperatura de curgere, depozitele de cenușă tind să se scurgă de pe suprafețele pe care erau depuse anterior.

2.6. Măsuratori electrice ale temperaturii initiale de deformare

O metodă alternativă pentru determinarea începutului deformării se bazează pe rezistivitatea electrică.

Cenușă de cărbune în stare solidă prezintă un nivel ridicat de rezistivitate care scade pe măsura ce temperatura crește.

La temperatura de la care începe topirea, conducția ionică reduce semnificativ rezistivitatea cenușii.

Rezistivitatea electrică este legată de temperatură conform următoarei formule:

$$\lg R = \frac{K}{T_R} \quad (1)$$

unde R este rezistivitatea cenușii,

K este constantă , și

TR este temperatura absolută.

Dacă T este temperatura absolută, graficul va arăta o discontinuitate la atingerea temperaturii de începere a topirii. Considerăm exemplul dat în Fig 2. Valorile măsurate sunt întotdeauna mai mici decât valoarea corespunzătoare TDI cu 100 sau 150 OK .

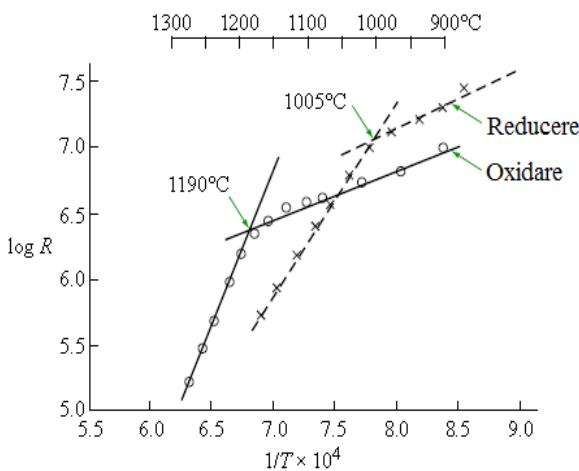


Fig. 2. Diagrama rezistivitate – temperatură

2.7. Indicele de zgurificare (IZ)

O formulă empirică este utilizată pentru așa numitul Indice de zgurificare (IZ) și se bazează pe temperatura inițială de deformare (TID) și temperatura emisferică TE.

În cazul cenușii rezultate de la lignit indicele este dat de formula

$$IZ(\text{in unitati de temperatura}) = \frac{4(TID)+TE}{5} \quad (2)$$

Indicele de zgurificare este considerat ca măsură a tendinței de apariție a zgurii la un anumit tip de cărbune , așa cum este arătat în tabelul 1.

A fost confirmat că folosirea acestui indice bazat pe valorile de temperatură este satisfăcător în cazul instalațiilor cazanului.

Tabel 1

Indicatori de zgură și gradul de formare al zgurii

Indicator zgurificare [K]	Tendință de zgurificare
1505-1615	Medie
1325-1504	Ridicată
<1325	Severă

(sursa: GRAY, R.J.MOORE, G.F. Burning the sub-bituminous coals of Montana and Wyoming in large utility boilers.)

2.8. Raportul de siliciu

Predispoziția apariției zgurii din cărbune depinde foarte mult de conținutul de calciu și fier al cenușii, nivelul acestora putând fi evaluat prin folosirea raportului de siliciu , RS, definit ca fiind,

$$RS = \frac{SiO_2}{SiO_2 + Fe_2O_3 + CaO + MgO} \quad (3)$$

A fost stabilită următoarea evaluare (tabel 2) a potențialului de apariție a zgurii în ceea ce privește raportul de siliciu.

Tabel 2

Caracteristici de zgurificare în funcție de raportul de siliciu al cenușii

RS	Tendință de formare a zgurii
0.5-0.65	Ridicată
0.65-0.72	Medie
0.72-0.80	Nu există

(sursa: RAASK, E. Mineral impurities in coal combustion. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1985)

Deși, în principiu, cu cât este mai mică valoarea RS (peste nivelul 0.5-0.8) cu atât este mai mare predispoziția apariției zgurii, raportul nu este considerat a fi o metodă de încredere pentru evaluarea formării zgurii.

Următorul exemplu arată cum este folosit.

Exemplul 1

Cenușa rezultată în urma arderii cărbunelui bituminos conține următoarele componente :

	%
SiO ₂	40,8
Fe ₂ O ₃	8,0
CaO	19,9
MgO	5,1
Alți compoziți	26,2

Valoarea

$$R_s = \frac{40,8}{40,8 + 8,0 + 19,9 + 5,1} = \frac{40,8}{73,8} = 0,55 \quad (4)$$

Conform evaluării din tabelul 2 acest cărbune special ar putea avea proprietăți foarte ridicate de formare a zgurii.

2.9. Conținutul de oxid feric din cenușă

Oxidul feric (Fe_2O_3) din cenușă este un indicator al predispoziției de formare a zgurii așa cum este arătat în tabelul 3 și ilustrat în Exemplul 2.

Tabel 3
Caracteristici de zgurificare în funcție de Fe_2O_3 conținut în cenușă

Fe_2O_3 (%)	Tendința de formare a zgurii
15-23	Ridicată
8-15	Medie
3-8	Nu este

(sursa: RAASK, E. Mineral impurities in coal combustion. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1985). Exemplul 2

În Exemplul 1 conținutul dat este 8%. Din informațiile prezentate în tabelul 3 această cenușă ar putea fi clasificată ca având potențial de „zgurificare medie”.

Este important de subliniat că această evaluare contrastează cu cea prezentată la raportul siliciului în Exemplul 1 și ilustrează în mod explicit problemele în încercarea de a clasifica cenușa în termeni de zgură (și depunerii) doar din punct de vedere al analizei chimice.

2.10. Raportul bază: acid

Raportul bază/acid, $R_{b/a}$, este definit ca fiind:

$$R_{b/a} = \frac{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O}}{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2} \quad (4)$$

Unde: compoziția cenușii este normalizată 100% cu ajutorul unei baze fără sulfat. Cu cât este mai mare valoarea $R_{b/a}$ cu atât va fi mai mare tendința de formare a zgurii.

A fost demonstrat că - în cazul cărbunelui - cea mai mică temperatură de înmuiere a cenușii are loc

când $R_{b/a}$ are valoarea de 0.55, deși, în general, majoritatea cărbunilor bituminoși au un raport $R_{b/a}$ situat între 0.2 și 0.4. Conținutul ridicat de oxizi bazici, ca de exemplu, Fe_2O_3 , CaO și Na_2O , duc la creșterea raportului și astfel apare tendința cenușii de a se depune.

Valoarea maxima a $R_{b/a}$ de 0.5 este, câteodată, cotată ca fiind acceptată pentru cazanele ce funcționează cu cărbune pulverizat. Pe de altă parte, scăderea raportului $R_{b/a}$ sub 0.27 duce de obicei la apariția zgurii.

Deși TiO_2 este inclus în formulă, iar conținutul acestuia în cărbune este relativ constant și la un nivel scăzut, acesta poate fi omis cu ușurință din raport pentru scopuri comparative.

Modificarea raportului $R_{b/a}$ în funcție de conținutul de fier din cărbune și acțiunea fondantă a oxidului feric poate fi calculată prin înmulțirea raportului $R_{b/a}$ cu conținutul total de sulf din cărbune adică :

$$R_s = \frac{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{K}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{O}}{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2} \times (\text{sulf total}) \quad (5)$$

unde întreaga cantitate de sulf este exprimată în % din greutatea cărbunelui uscat.

Încorporarea nivelului de sulf în formulă recunoaște importanța FeS_2 în procesul de formare al zgurii. Deoarece conținutul de sulf organic este constant, raportul se modifică în funcție de nivelul piritei. Conținutul ridicat de pirită din cărbune este cunoscut în formarea zgurii. În cazul cărbunilor în care pira prezintă oxidul bazic, R_s este proporțional cu cantitatea de fier.

Raportul R_s este larg utilizat ca indicator al tendinței de zgurificare. Tabelul 4 descrie tendința de formare a zgurii, dar datele din tabel nu se aplică la cenușa cărbunelui cu conținut ridicat de calciu și conținut scăzut de siliciu.

Tabel 4
Tendința formării zgurii

R_s	Tendința formării zgurii
<0.5	Risc scăzut de formare a zgurii Probleme incipiente legate de zgurificare
0.5-0.7	Probabilitate semnificativă de apariție a problemelor legate de zgurificare
0.7-1.0	

Cenușa cărbunelui bituminos are următorii compoziții :

SiO ₂	40,8
Al ₂ O ₃	19,4
Fe ₂ O ₃	8,0
CaO	19,9
MgO	5,1
Na ₂ O	0,9
K ₂ O	2,1
TiO ₂	0,9
Alți	2,9
componenți	-----
	100

Greutatea totală a sulfului % din cărbune (stare uscată) este dată de formula:

$$R_s = \frac{(8+19,9+5,1+2,1+0,9)}{40,8+19,4+0,9} \times 16 = \frac{36 \times 1,6}{61,1} = 0,94 \quad (6)$$

Probabilitatea este că pot apărea probleme grave din cauza formării zgurii atunci când acest tip de cărbune este ars în echipamentele industriale.

Rezultatele acestei evaluări pot fi comparate cu acele rezultate din evaluarea în care se folosește raportul siliciu (RS) a unui cărbune care are în compozitie o cenușă asemănătoare.

Modelul constructiv al cazarului influențează, de asemenea, problemele ce pot apărea din cauza zgurificării în raport cu indicele de zgurificare, adică, în cazul unui indice de zgurificare dat R_s , un model de cazar poate fi mai predispus la formarea zgurii decât un altul. Distincția dintre riscul scăzut de formare a zgurii și riscul ridicat de formare se face așa cum este descris în tabelul 4 între intervalul $R_s = 0,5 - 0,7$.

O importanță deosebită o are volumul focarului raportat la puterea evacuată. Dacă volumul focarului este relativ mare raportat la o putere evacuată dată, o valoare mai mare a R_s poate fi admisă comparativ cu un focar ce are un volum mai mic și aceeași putere evacuată.

Calciul este un agent fondant puternic, astfel că în cazul cărbunilor ce au o concentrație relativ ridicată de oxid de calciu, chiar dacă nivelul de sulf poate fi relativ scăzut, R_s trebuie să dea o subestimare a tendinței de zgurificare și în acest caz R_{TS} este un indicator mai precis. În schimb, dacă conținutul de fier este relativ ridicat, R_s trebuie să ofere o supraestimare a tendinței de formare a zgurii.

unde T_{15} și T_{1000} reprezintă temperaturile la care cenușa de cărbune dobândește o vâscozitate de 25 și respectiv 1000 N s/m² și f_s este factorul de

2.11. Indicatorii de vâscozitate

Vâscozitatea cenușii determină tendința formării zgurii. Indicatorii ce se bazează pe analiza chimică sunt măsuri definite în funcție de vâscozitate, de vreme ce depind de compozitie chimică și de raportul oxizi acizi - oxizi bazici. Studiile făcute au atras atenția asupra diferențelor dintre valorile experimentale ale vâscozității funcție de momentul în care s-au făcut măsurările: dacă zgura topită a fost răcită sau încălzită.

Se crede că apariția acestor diferențe depinde de prezența cristalelor în topitură, fapt ce ar putea afecta proprietățile sale de curgere.

Măsurările vâscozității se schimbă odată cu temperatura și prezintă o creștere rapidă a acesteia(o abatere de la comportamentul Newtonian) în momentul când are loc cristalizarea.

Temperatura la care nivelul vâscozității se ridică abrupt poartă denumirea de temperatură critică a vâscozității, T_{cv} .

Valoarea T_{cv} poate fi folosită ca o indicație a tendinței formării zgurii: cu cât este mai mare valoarea T_{cv} , cu atât este mai mic riscul apariției zgurii și invers cu cât sunt mai mici valorile T_{cv} cu atât este mai mare riscul apariției zgurii. Cu toate acestea, este dificil din punct de vedere experimental să măsoari T_{cv} -ul.

Pentru a depăși această dificultate, T_{cv} -ul din datele furnizate de experimente, s-a propus evaluarea tendinței de formare a zgurii în funcție de temperatură, denumită T_v , la nivelul căreia zgura are o vâscozitate de 106 N s/m². Ca și în cazul T_{cv} -ului, cu cât este mai mică valoarea T_v , cu atât este mai probabilă apariția zgurii; o probabilitate scăzută de apariție a zgurii este asociată cu valori foarte mari ale T_v .

Nu există nici o valoare mai mare a T_v la care se poate anticipa apariția zgurii.

Deoarece procedeul de măsurare a vâscozității cenușii este laborios și dificil, necesitând echipamente sofisticate, s-au făcut încercări pentru a calcula folosind compozitia cenușii. Temperaturile la care vâscozitatea cenușii este de 25, 200 și 1000 N s/m² sunt calculate și folosite pentru a estima indicele R_{TS} de zgurificare astfel:

$$R_{TS} = \frac{T_{15} - T_{200}}{0,75 \times f_s} \quad (7)$$

severitate ce depinde de temperatura T_{200} la nivelul căreia cenușa are vâscozitatea de 200 N s/m², și poate fi obținută din tabelul 5

Tabel 5
Factori de severitate

T_{200} (0C)	f_s
1000	0,9
1100	1,3
1200	2,0
1300	3,1
1400	4,7
1500	7,1
1600	11,4

Temperaturile necesare pentru acest tip de analiză pot fi obținute din următoarea formulă:

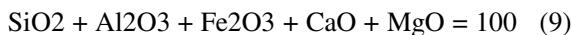
$$T = \left(\frac{10^7 m}{\log \eta - c} \right)^{\frac{1}{2}} + 150 \quad (8)$$

unde

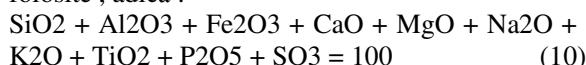
$$m = 0.00835 \text{ SiO}_2 + 0.00601 \text{ Al}_2\text{O}_3 - 0.109$$

$$c = 0.0415 \text{ SiO}_2 + 0.0192 \text{ Al}_2\text{O}_3 + 0.0276 \text{ Fe}_2\text{O}_3 + 0.0160 \text{ CaO} - 3.92$$

η este vâscozitatea necesară (în echilibru) T este temperatura °C, la care proba are vâscozitatea necesară, SiO_2 , Al_2O_3 , Fe_2O_3 și CaO sunt valorile normalizate ale conținutului de cenușă din cărbuni, unde conținutul Na_2O al cenușii nu depășește 2%, adică:



Sau pentru cărbuni în cazul cărora conținutul de Na_2O depășește 2%, valorile „raportate” sunt folosite, adică :



Tabel 6
Caracteristicile de zgurificare în funcție de R_{TS}

R_{TS}	Tendința de formare a zgurii
≤0.5	Scăzută
0.5-1.0	Medie
1.0-2.0	Ridicată
>2.0	Severă

Au fost făcute câteva comentarii în legătură cu folosirea R_{TS} -ului în procesul de evaluare a zgurii. S-a arătat că procedeul de calcul al vâscozității din compoziția cenușii se bazează pe presupunerea că cenușa cărbunelui la temperaturile specificate este în totalitate în stare fluidă/ lichidă, nefiind cazul în practică. Cu cât particulele de cenușă se deplasează prin focar, fiind răcite în timpul procesului, ele își schimbă starea din lichidă în solidă, având posibilitatea clară, de formare a cristalelor în matricea lichidă. Aplicarea relației dintre vâscozitate și temperatură în aceste condiții, când particule solide sunt prezente în topitură nu este în totalitate acceptată. Tendința de formare a zgurii bazată pe aceste date devine mai puțin fiabilă.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Stefanescu, D., LECA, A., *Transfer de caldura si masa*, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1983
- [2] Bica, M., *Bazele termotehnicii si masini termice*, Universitatea din Craiova, 1996
- [2] Leca, A. s.a., *Transfer de caldura si masa*, Editura tehnica, Bucuresti, 1988
- [3] Bica, M, NAGHI, M., *Transfer de caldura si masa*, Editura Universitară, Craiova 1999
- [4] Raask, E. Mineral impurities in coal combustion. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1985
- [5] Gray, R.J.Moore, G.F.Burning the sub-bituminous coals of Montana and Wyoming in large utility boilers. ASME Paper 74-WA/FU-1, 1974.

Tendința de formare a zgurii atunci când vorbim de indicele R_{TS} este prezentată în tabelul 6.

ELECTRIC AND MAGNETIC FIELD STUDY OF INFLUENCE ON THERMAL REGIME AND OTHER PARAMETERS OF ENGINE

Ioan TEBEREAN, Florin N. NICOARA, Oana IRIMIES

TECHNICAL UNIVERSITY, CLUJ NAPOCA, Romania.

Rezumat. In lucrare se prezinta temperatura de functionare a motorului la diferite regimuri de a motorului. Pentru a realiza acest studiu se va utiliza un supracatalizator. Lucrarea continua cercetarile efectuate privind influenta campului magnetic asupra functionarii si parametrilor motorului in urma incercarilor efectuate, in prezentă campului electro-magnetic. In lucrare se prezinta influenta campului electromagnetic asupra unu m.a.s. cu referire la mototul Dacia 1300.

Cuvinte cheie: supercatalizator, motor, electromagnetism, termic.

Abstract. The paper shows the temperature of the engine at different engine modes. To achieve this study will use a super catalyst. The paper continues research done look at the magnetic field influence on the operation and engine parameters from tests performed in the presence of electromagnetic field. The paper presents the influence of electromagnetic field on a spark ignition engine with regard to engine Dacia 1300.

Keywords: supercatalyst, engine, electromagnetism, thermal.

1. INTRODUCTION

1.1. Field and magnetic flux

We say that the current-carrying wire around the wire where there are strong moments shows and a magnetic field that depends on this electric field. These forces act both on some wires crossed by streams, but also on other magnetic objects made of iron or nickel, cobalt, etc. This current is always accompanied by magnetic field and vice-versa. Magnetic field surrounding the permanent magnets is produced, as we shall see later, the currents that form the molecular motion of the electrons orbit atomic planes perpendicular to the axis of the magnet. Electric and magnetic field can be considered as two different aspects of electromagnetic field that accompany any movement of electricity along a conductor. To plot lines of magnetic induction or magnetic field lines, it uses magnetic induction lines or magnetic field lines. Lines are called magnetic induction or magnetic field lines drawn in a field whose direction is given, at each point, the direction in which the magnetic needle is placed. Magnetic field lines of the field produced by a permanent magnet are shown in Figure 1 they come from the north pole and enter the south pole.

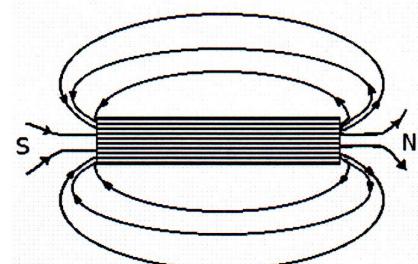


Fig. 1. Permanent magnet (magnetic field lines)

In Figure 2 are the magnetic field lines of a straight conductor and current-carrying wire. They are concentric circles, centered on the axis of the conductor, being in a plane perpendicular to the conductor.

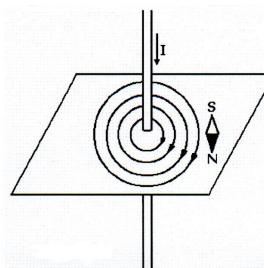


Fig. 2. Electric current-carrying linear conductor (magnetic field lines)

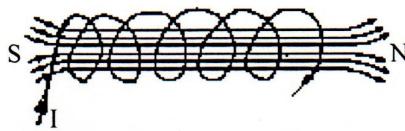


Fig. 3. Coil (magnetic field lines for a solenoid)

The magnetic field in a given point size is characterized by a directional magnetic field called induction, induction B . The magnetic field can be caused either by mechanical force that acts on the magnetic field of an electric current, or by electromagnetic induced voltage in a conductor which moves in the magnetic field. This force being put on a conductor traversed by an electric current, located in a magnetic field, electromagnetic force.

When the induction magnetic field direction is perpendicular to the direction of electric current strength relationship becomes:

$$F = B \cdot I \cdot l \quad (1)$$

Relation (1) allows the definition and establishment of magnetic induction unit. Thus $B = F / I \cdot l$. So, magnetic flux can be considered as being equal to the amount of magnetic force field that acts on a conductor through which current of 1A, 1m length. The size of magnetic flux in the international system has units of measure weber/m² or sec/m² · V, namely:

$$\begin{aligned} [B] &= \left[\frac{F}{I \cdot l} \right] = \left[\frac{N}{A \cdot m} \right] = \left[\frac{J}{A \cdot m^2} \right] = \\ &= \left[\frac{VgAg \text{ sec}}{A \cdot m^2} \right] = \left[\frac{Vg \text{ sec}}{m^2} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

but $1\text{sec} = 1\text{V} \cdot \text{weber}$ (Wb short) and therefore the magnetic induction measured in Wb/m² field (Tesla). Induction is also measured in gauss (gauss = 10^{-4} Wb/m²). Force acting on a certain course of a current conductor can be decomposed into elementary forces dF .

$$dF = I(\overline{dl} \times \overline{B}) = I\overline{dl} \times \overline{B} \quad (3)$$

This elemental force works on different elements of current Idl . Force acting on a closed circuit through which a current can be expressed by the relationship:

$$\overline{F} = \oint (\overline{dl} \times \overline{B}) \quad (4)$$

A closed circuit can be subjected by a magnetic field and a rotational moment that can be easily calculated based on Laplacian force. It demonstrates that when the couple tending to rotate a frame, is given by:

$$\overline{M} = \overline{p} \times \overline{B} \quad (5)$$

where: $\overline{p} = I\overline{S}$ is the magnetic moment, S (area frame) is the magnitude of \overline{S} magnetic field oriented in the sense of the current frame.

1.2. Magnetic field intensity

Induction depends on the physical properties of the magnetic field of the environment, the position and size of electrical currents that give rise to magnetic field currents. Capacity illustrations experience as a homogeneous medium around a straight current-carrying electrical conductor, is formed a circular magnetic field. Induction of such a current magnetic field at a point M located at distance r is proportional to current intensity and inversely proportional to the distance from the conductor (see fig.4 and relation 6).

Also on an experimental basis to prove that inside a coil of length l formed a uniform magnetic field, whose direction is parallel to the coil axis. Induction of such a magnetic field is proportional to current intensity and the number N of turns per unit length seen across the solenoid axis (see fig. 5 and 7 relation).

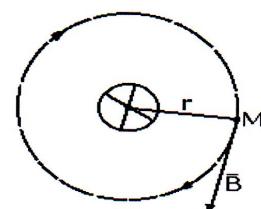


Fig. 4.

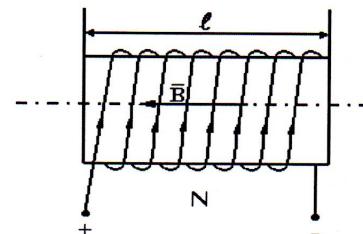


Fig. 5.

$$B = \mu \frac{I}{2\pi \cdot r} \quad (6)$$

$$B = \mu \frac{NI}{l} \quad (7)$$

Relations 6 and 7 can show by applying Biot-Savart's law or fundamental law of magnetic circuits. In relations 6 and 7 proportionality coefficient μ is called the magnetic permeability of the environment in which the magnetic field is established. Relative magnetic permeability is defined as the ratio of magnetic field induction in that environment at a point M located at distance r from the conductor axis and the induction of magnetic field in vacuum or air, produced by the same current and at the same point, namely:

$$\mu_r = \frac{\mu}{\mu_0} = 5 \quad (8)$$

2. EXPERIMENTAL INSTALLATION

Testing super catalyst aimed observation of magnetic field influence on economic and energy parameters of internal combustion engines.

Engine study was conducted in two stages:

- 1) Determination of energy and economic parameters of our engine.
- 2) Determination of energy and economic parameters of the engine fitted with super catalyst.

To assess these parameters is necessary to draw the engine characteristics, these characteristics are traced after tests on a stand as shown in Figure 6.

The engine is mounted on a stand or bench measurements provided with all necessary equipment measurements. Testing was performed Vosges super catalyst samples on a stand equipped with an engine brake hydraulic of 50daN and a DACIA 1300 engine.



Fig. 6. Stand assembly

Mounting super catalyst was carried out in accordance with the instructions contained in the catalog and more specifically between fuel pump and carburetor Figure 7.



Fig. 7. Supercatalyst position

3. EXPERIMENTAL TESTS

3.1. Calculation formulas

Knowing the actual time to obtain an indication of the brake and F arms' length from weighing device:

$$Me=F \cdot l \quad [\text{dAN} \cdot \text{m}] \quad (9)$$

Usually $l = 0.716$ mm, in this case the engine effective power becomes:

$$Pe=F \cdot n/k \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

where: F - is an indication of brake, in dAN;
n - crankshaft speed, in rpm;
k=1360

Hourly fuel consumption is obtained with the relationship:

$$Ch=3,6 \cdot m/t \quad [\text{kg}/\text{h}] \quad (11)$$

where: t - time in which the amount of fuel consumed, in sec;
m - fuel mass, in g.

Specific effective fuel consumption:

$$Ce=Ch/Pe \quad [\text{kg}/\text{kWh}] \quad (12)$$

The main purpose of the evidence consists of acceptance of the characteristics declared by the manufacturer and the "Super Catalyzer", certain:

- increasing power;
- reducing exhaust gas emission;
- reducing exhaust gas emissions.

Comparing the results is sensitive to notice an improvement in engine parameters using the Super catalyst. An average of the results after processing the data obtained in the stands to try driving for spark ignition engine can be seen in table 3.

Table 1
Results of tests without super catalyst

Unit	Simbol	U/M	Attempts					
			1	2	3	4	5	6
Crankshaft speed	n	rot/min	1600	1900	2200	2600	2900	3200
Indication of weighing brake	F	daN	25	26	22	11	4	0
Fuel consumption during testing	C	gr	100	100	100	100	100	100
Duration of trial	t	sec	49.42	52.92	60	69.07	85.24	147.4
Hourly fuel consumption	Ch	kg/h	7.2845	6.802721	6	5.212858	4.223369	2.442 334
Effective power	Pe	kW	29.41176	36.32353	35.58824	21.02941	8.529412	0
Effective momentum	Me	daN*m	17.9	18.616	15.752	7.876	2.864	0
Specific effective fuel consumption	Ce	Kg/kWh	0.247673	0.187281	0.168595	0.247884	0.495154	

Table 2
Results of tests with super catalyst

Unit	Simbol	U/M	Attempts					
			1	2	3	4	5	6
Crankshaft speed	n	rot/min	1600	1900	2200	2600	2900	3200
Indication of weighing brake	F	daN	26	27	23	13	6	0
Fuel consumption during testing	C	gr	100	100	100	100	100	100
Duration of trial	t	sec	56.74	59.96	65.61	78.52	98.52	159.7
Hourly fuel consumption	Ch	kg/h	6.34473	6.004003	5.486968	4.584819	3.65408	2.254 227
Effective power	Pe	kW	30.58824	37.72059	37.20588	24.85294	10.66176	0
Effective momentum	Me	daN·m	18.616	19.332	16.468	9.308	3.58	0
Specific effective fuel consumption	Ce	Kg/kWh	0.207424	0.15917	0.149758	0.184478	0.342728	

Table 3
Average score

Unit	Observation	Value
Effective power	increased	11.2%
Effective moment		11.2%
Hourly fuel consumption	fell	11.16%
Specific effective fuel consumption		20.2%

3.2. Graphic representation of results

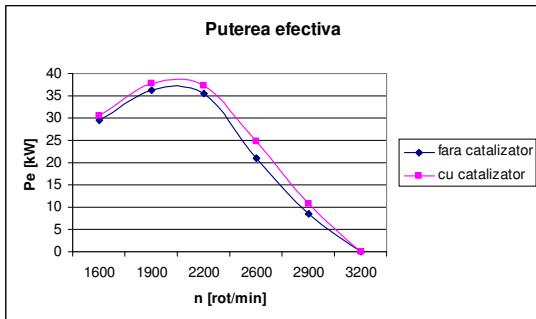


Fig. 8. Effective power

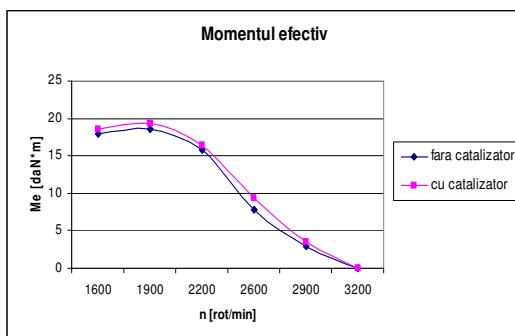


Fig. 9. Effective momentum

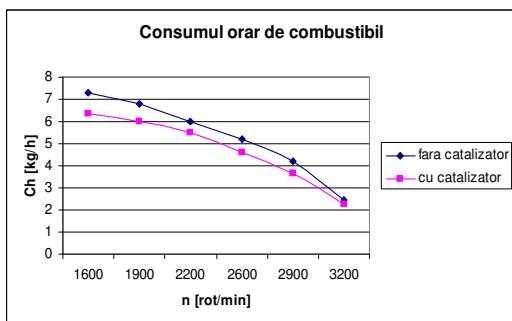


Fig. 10. Average score

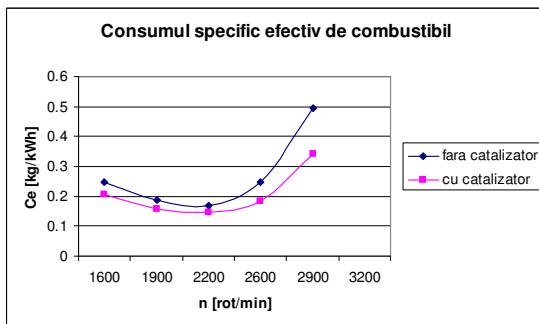


Fig. 11. Specific effective fuel consumption

3.3. Determination of exhaust gas

For the analysis of engine exhaust gas was used nuisance and opacity analyzer for ITP and diagnosis in motor gasoline / LPG and diesel Figure 8

General features:

- Accuracy class according to OIML R99 "0"
- Test procedure required by RAR
- Software in Romanian
- Universal tachometer BDM (B + / B-)
- The gas analysis (CO, CO₂, HC, O₂)
- The RTM 430 Portable opacimeter
- Response time low.



Fig. 11. Bosch gas analyzer

Stability over time through the process of measuring the infrared gas detectors like receptors (petrol). Long use of the measuring chamber (diesel). Approval certificate metrological model.

According to the stoichiometric relation of combustion having as fuel petrol, the theoretical absolute combustion point is verified when:

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 14.7$$

where CO₂ must be as close as possible to 14.7, The result is that a combustion is as better as the Oxygen decreases to zero, and CO₂ increases to the superior limit 14.7.

An ideal combustion has the following components and the following values:

$$\begin{aligned} \text{CO} &- 0.1 \\ \text{CO}_2 &- 14.7 \\ \text{O}_2 &- 0.1 \\ \lambda &- 1.1 - 1.2 \end{aligned}$$

After gas analysis Figure 9, carried out before and after mounting on 04/14/2009 in the Super catalyst we have concluded following:

- Oxygen decrease
- CO₂ increase
- Efficiency increase
- Decrease of lambda coefficient

BOSCH Diagnosticare gaze esap.		BOSCH Diagnosticare gaze esap.	
Versiune BEA:	V1.00-R0	Versiune BEA:	V1.00-R0
Versiune AMM:	5575	Versiune AMM:	5575
Data:	14.04.2009	Data:	14.04.2009
Durată:	10:49	Durată:	13:23
Combustibil:	Benzină	Combustibil:	Benzină
Rezultat 1. măsurare		Rezultat 1. măsurare	
Temp. ulei	14 °C	Temp. ulei	15 °C
Lambda	1.324	Lambda	1.248
CO	1.907 % vol	CO	0.390 % vol
CO2	8.05 % vol	CO2	11.66 % vol
HC	709 ppm vol	HC	598 ppm vol
O2	8.84 % vol	O2	5.35 % vol
NO	303 ppm vol	NO	111 ppm vol
COcor	2.873 % vol	COcor	0.485 % vol

a) Without device b) With device

Fig. 12. Results exhaust

4. CONCLUSIONS

It can be said with certainty by this study because the technical declared producer through its technical records confirm.

Fitting a supercatalizer the endothermic engine does not pose a risk, contrary thereby increase the engine performance and extend its life, and to protection of the environment by reducing pollutants emitted into the air.

REFERENCES

- [1] N. Bataga, *Motoare termice*, Lito. IPCN 1988.
- [2] N. Bataga, I. Teberean, *Motoare cu ardere internă*, EDP-Bucuresti 1996.
- [3] Berthold Grunwald, *Teoria, calculul si constructia motoarelor pentru autovehicule rutiere*, EDP-Bucuresti 1980.
- [4] D. Taraza s.a., *Aplicatii si probleme de motoare termice*, EDP - Bucuresti 1981.
- [5] I.Teberean, *Agenti termodinamici si masini termice*, Ed. DACIA Cluj-Napoca 1999
- [6] Virgil Dan Negrea, *Combaterea poluarii mediului in transporturile rutiere*, Editura Tehnica Bucuresti 2000.
- [7] I.Teberean, s.a., *Contract de cercetare nr.6288/2009*

ELEMENTAL ANALYSES FOR DIFFERENT TYPES OF BIODIESEL AND DIESEL

Dragos TUTUNEA, Marin BICĂ

UNIVERSITY OF CRAIOVA, ROMANIA

Rezumat. Introducerea biodieselului pe piață ca o alternativă viabilă la combustibilul diesel fosil pentru aplicații în motoarele cu aprindere prin compresie (CI) a dus la o cercetare intensivă în acest domeniu în ultimile două decenii. Acest lucru se datorează epuizării resurselor de petrol și a creșterii gradului de conștientizare al impactului asupra mediului și a sănătății din arderea dieselului fosil. Pe măsură ce utilizarea biodieselului devine mai răspândită, producătorii de motoare motoare și-au exprimat îngrijorarea cu privire la performanțele acestuia în motoarele diesel. În această lucrare este determinată compoziția elementară pentru diferite tipuri de biodiesel din uleiuri (grăsimi animale) și motorină. Datele experimentale obținute indică conținutul de carbon, hidrogen și azot prezent în fiecare probă. Procesul de combustie în motoarele diesel este analizat în funcție de compoziția elementară a fiecărui combustibil.

Cuvinte cheie: compoziție elementară, combustie, biodiesel, petrodiesel.

Abstract. The biodiesel introduction on the market as economically viable alternative to fossil diesel for applications in compression ignition (CI) engines has led to intense research in the field over the last two decades. This is predominantly due to the depletion of petroleum resources and increasing awareness of environmental and health impacts from the combustion of fossil diesel. As the use of biodiesel becomes more widespread, engine manufacturers have expressed concern about his performance in diesel engines. In this paper is determined the elemental composition for different type of biodiesel from oils (animal fat) and petrodiesel. The experimental data obtained indicate the content of carbon, hydrogen and nitrogen present on each probe. The combustion process in diesel engines is analyzed function of elemental composition of each fuel.

Keywords: elemental composition, combustion, biodiesel, petrodiesel.

1. INTRODUCTION

The search for an alternative fuel for diesel engines has intensified in recent years with the imminent depletion of fossil fuel in the next four decades, based on present consumption rate of the proven reserves [2]. Plant oils are usually converted into biodiesel by transesterification with short chain alcohols, such as methanol or ethanol, to bring their combustion properties closer to those of conventional fuel. Biodiesel is currently being produced from grease, vegetable oils or animal fats.

The use of edible plant oils for biodiesel production is under discussion as they compete with food crops for scarce agricultural land and water [8]. Other key factors contributing to this include growing environmental concerns and volatile crude oil prices. Among alternative fuels touted, biodiesel is currently favored in the ground transportation sector due to the availability of current production technology, and compatibility with existing infrastructure of conventional diesel fuel. Owing to a combination of these factors and encouraging measures adopted by policy makers in

the form of fiscal policies, mandatory blending, trading laws, biodiesel standards and emission legislations, biodiesel has since seen a rapid annual increment in its worldwide production [7]. Despite the many apparent benefits from the usage of biodiesel in diesel engines, widespread adoption of the fuel within the automotive sector is hindered mainly by the high cost and associated operational problems. At present, biodiesel is still not as cost-competitive as fossil diesel due to the high price of the feedstock oil [5]. Positive governmental policies and subsidies have proven to encourage the initial uptake of biodiesel. Nevertheless, the eventual cost competitiveness of biodiesel in the long term future is expected to be governed by maturing production technology, utilization of cheaper non-edible oil as feedstock and the rising trend in global crude oil prices. Outstanding technical challenges in areas involving low temperature operation, storage, carbon deposition and corrosion have been addressed, with varying degrees of success, through simple measures, such as fuel preheating, biocide application, proper filter maintenance and drainage of retained water [3], [6].

Quality and usability of biodiesel can be further improved upon through the use of fuel additives in the form of antioxidants, cetane enhancer, corrosion inhibitor and cold flow improver. However, production of effective biodiesel fuel additives proves to be more challenging as fuel additives are effective for specific compounds in fuels. Biodiesel must be satisfactory according to accepted fuel standards such as ASTM D6751 in the United States or the Committee for Standardization (CEN) standard EN 14214 in Europe before it can be used in compression-ignition (diesel) engines. The fatty acid methyl esters (FAME) composition, along with the presence of contaminants and minor components, determines fuel properties of biodiesel fuel.

Because each feedstock has a unique chemical composition, biodiesel produced from different feedstocks will in turn have different fuel properties. Important properties of biodiesel that are directly influenced by FAME composition include low temperature operability, oxidative and storage stability, kinematic viscosity (KV), exhaust emissions, cetane number, and energy content [1].

The objective of this study is to investigate the elemental composition of biodiesel fuels in order to establish the energy combustion in diesel engines.

2. CHEMICAL STRUCTURE

Figure 1 shows the chemical structures of vegetable oil methyl ester, vegetable oil and hydrocarbon-based fossil diesel.

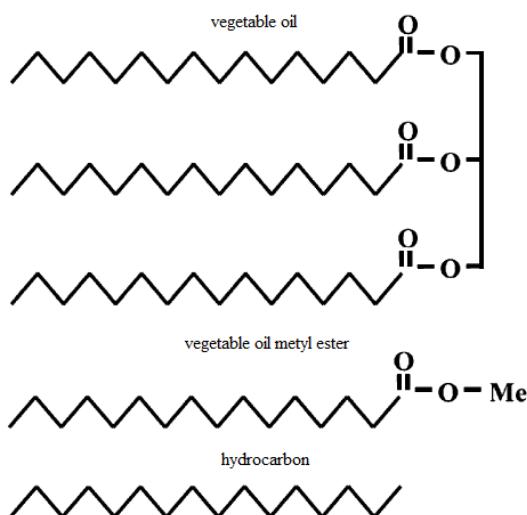


Fig. 1. Molecular structure for vegetable oil, methyl ester and hydrocarbon [4]

Vegetable oil, with three hydrocarbon chains attached to a common group, has greater

intermolecular association that results in even higher density and viscosity values. As summarised in Table 1, fatty acid compositions of naturally occurring vegetable oils varies with feedstock. These fatty acids also vary in chain length and number of double bonds. Most vegetable oils and their methyl ester derivatives contain a significant portion of unsaturated fats, which possess at least one reactive double bond.

These features are contrary to fossil diesel which contains mainly saturated hydrocarbons with only single bonds. Hydrogen atoms can be added to an unsaturated fat for each degree of unsaturation, as opposed to a saturated fat due to the absence of double bonds. For this reason, unsaturated fatty acids such as palmitoleic and oleic acids are more reactive than saturated fatty acids such as palmitic and stearic acids. Fats and oils contain a distribution of carbon chains of varying lengths, typically ranging from 10 to 22 carbons (referred to as C10 to C22 chains).

Table 1
Structural formula for common fatty acids and methyl esters [4]

Acid chain	No. of carbon	Structure
Saturated		
Caprylic	8	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_6\text{COOH}$
Capric	10	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_8\text{COOH}$
Lauric	12	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{10}\text{COOH}$
Myristic	14	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{12}\text{COOH}$
Palmitic	16	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{14}\text{COOH}$
Stearic	18	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{16}\text{COOH}$
Arachidic	20	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{18}\text{COOH}$
Behenic	22	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{20}\text{COOH}$
Monounsaturated		
Palmitoleic	16	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_5\text{CH}=\text{CH}(\text{C H}_2)_7\text{COOH}$
Oleic	18	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}=\text{CH}(\text{C H}_2)_7\text{COOH}$
Eicosenoic	20	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}=\text{CH}(\text{C H}_2)_9\text{COOH}$
Erucic	22	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}=\text{CH}(\text{C H}_2)_{11}\text{COOH}$
Polyunsaturated		
Linoleic	18	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_4\text{CH}=\text{CHCH}_2\text{CH}=\text{CH}(\text{CH}_2)_7\text{COOH}$
Linolenic	18	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}=\text{CHCH}_2\text{CH}=\text{CH}(\text{C H}_2)_7\text{COOH}$

The differences in length and degree of unsaturation in the fatty acid alkyl chains found in

biodiesel produced from different feedstocks (animal or vegetal) give each a unique set of fuel properties. The physical properties of biodiesel can be grouped and compared in terms of their impacts on combustion, flow and storage behaviours.

3. EXPERIMENTAL DATA

Vegetable oil and animal fat was converted to biodiesel using alkaline transesterification [9]. In the reaction a catalyst (sodium hydroxide) was dissolved in alcohol (methanol routes), with a rapport of 1:6 oil:alcohol molar ratio and this mixture were added to the oil.

The reaction of transesterification involves the reaction of methanol with the triglycerides of the sunflower oil to form the corresponding methyl esters and glycerin as indicated on the following reaction scheme (Fig.2):

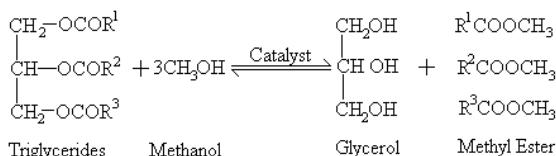


Fig. 2. The general equation for transesterification of triglycerides

For the biodiesel production was used an experimental installation build in the laboratory of Thermodynamics and Thermal Machine of Faculty of Mechanics of Craiova. The installation can produce biodiesel from both vegetable oil and animal fat.

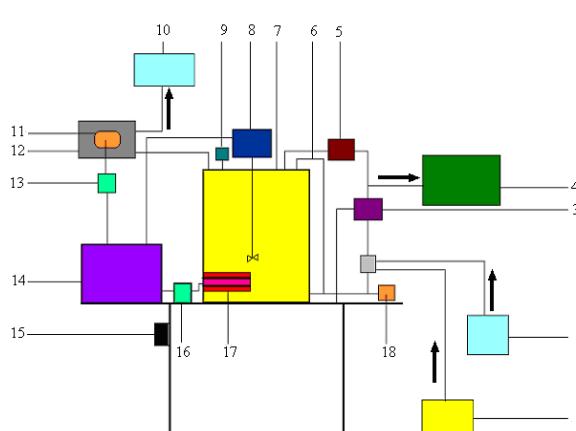


Fig. 3. Scheme of principle for biodiesel installation
 1- tank of vegetable oil; 2- methoxid barrel; 3- pump; 4- tank of biodiesel; 5- meter; 6- level pipe; 7- reactor; 8- electric mixer; 9- manometer; 10- methanol tank; 11- fan; 12- heat exchanger; 13- variable voltage control; 14- command panel; 15- meter electric power; 16- variable voltage control; 17- 2000W electrical resistance; 18- thermometer;

The installation presented in Fig.3. is composed by a reactor (were the reaction take place), a command panel to establish the reaction condition, an electrical resistance to heat the blend, a system for methanol recovery and different barrels for the reactants.

The reactant mixing is done in three different ways: by the electric mixer, through the recirculation of the blend with the pump and to the use in the same time of the electric mixer and the pump.

The reaction mass was stirred at room temperature for 60 min and heated at a temperature of 60°C. After the decantation process, the glycerin was removed and the biodiesel was purified with the addition of water, then the biodiesel was dried and characterized.

The biodiesel obtained respect the ASTM and EN standards.

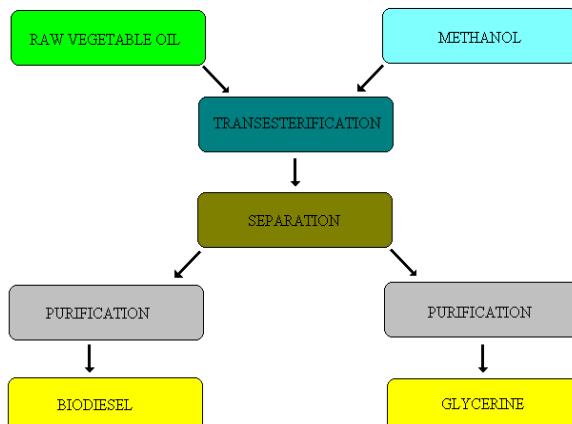


Fig. 4. Basic scheme of base-base process for biodiesel production

4. RESULTS AND DISCUSSION

Biodiesel samples were analyzed using an apparatus COSTECH ECS 4010 – CHNS-O of Department of Equipment and Nuclear Classic and Thermomechanics in the Polytechnics of Bucharest to determine elemental composition of different fuels. It is based on an automatic analytical unit whose operation - from sampling up to signal detection - is microprocessor controlled.

It represents an evolution in the technique of elemental analysis by flash combustion/chromatographic separation and multi-detector techniques. The value of each element is measured through his corresponding area on the diagram.

For the analyses was used two types of biodiesel from vegetable oil (palm and rapeseed) and one type of animal fat (fish oil). The samples

was measured with an analytical balance Sartorius to determine the weight of each fuel.

As diesel fuel was used a Euro L Diesel purchased from a local gas station from Craiova.

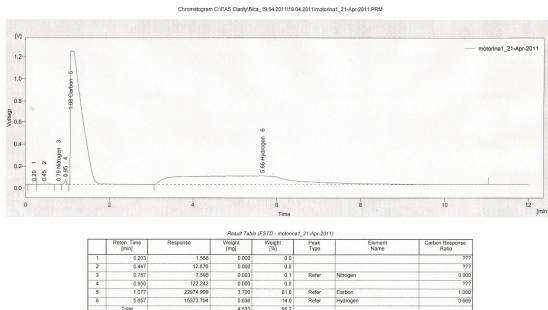


Fig. 5. Elemental analysis for petrodiesel

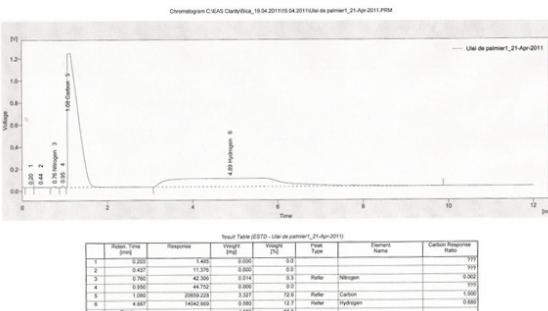


Fig. 6. Elemental analysis for biodiesel of palm oil

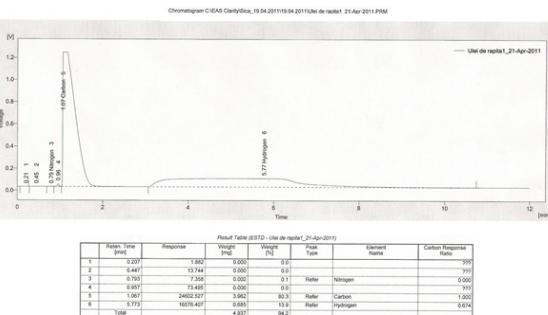


Fig. 7. Elemental analysis for biodiesel of rapeseed oil

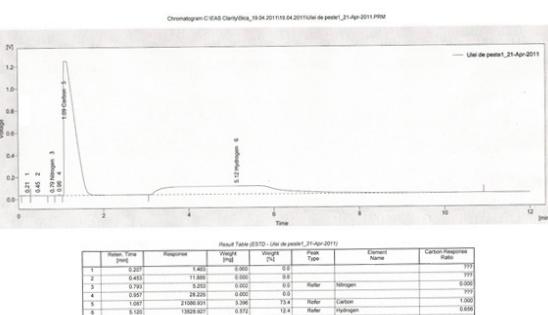


Fig. 8. Elemental analysis for biodiesel of fish oil

The higher heating value (HHV) is an important property defining the energy content and

thereby efficiency of fuels, such as vegetable oils and biodiesels. The HHV of biodiesel is approximately 10 % less than that of petrodiesel.

The higher heating value of a fuel increases with increasing carbon number in fuel molecules and also increases as the ratio of carbon and hydrogen to oxygen and nitrogen increases studied the correlation between viscosity and higher heating value.

Higher heating value (HHV) and composition of biomass, are important properties which define the energy content and determine the clean and efficient use of these fuels.

There exists a variety of correlations for predicting HHV from ultimate analysis of fuels. Energy content is an important indication of the suitability of a fuel.

Heat of combustion is found to increase with carbon chain length. As CH_2 unit increases for every additional carbon, higher number of carbon–carbon and carbon–hydrogen bonds which can be broken to release the energy contained within them increases.

Table 2
Higher (HHV) and Lower (LHV) Heating values [4]

Fuel	HHV [MJ/kg]	LHV [MJ/kg]
Hydrogen	141.80	121
Carbon	32.8	-

Hydrogen is the most energetic component. It is a pollution-free and ash less fuel. Hydrogen, as one of the important constituents of fuels, plays a very important role in the combustion.

The higher the percentage of hydrogen content in the fuels, the better it is for their ignition/combustion.

Also the carbon present in the fuel composition with high heating value improves the engine combustion processes. A fuel with high content of hydrogen and carbon represent the best solution for diesel engines.

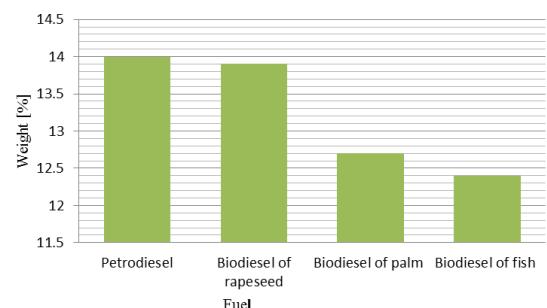
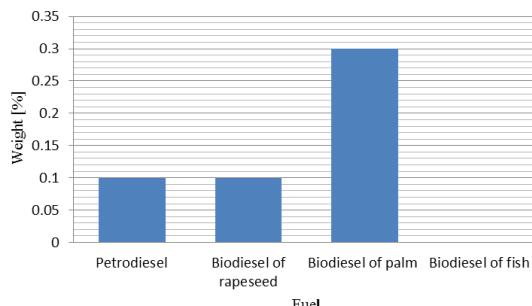
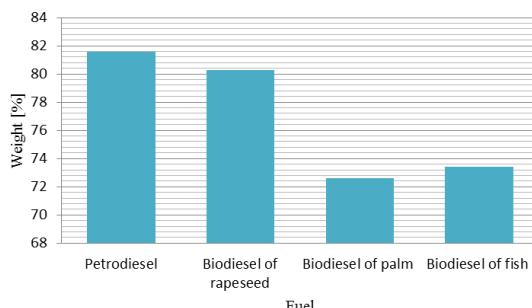
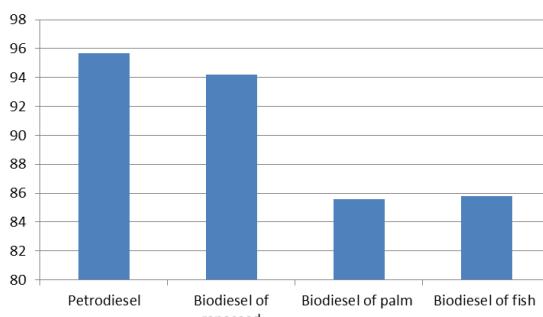


Fig. 9. Hydrogen content of fuel sample

**Fig. 10.** Nitrogen content of fuel sample**Fig. 11.** Carbon content of fuel sample**Fig. 12.** Total content Nitrogen, Hydrogen and Carbon of fuel sample

According to the data obtained petrodiesel have higher hydrogen content than biodiesel samples.

Biodiesel of rapeseed has a value of hydrogen closed to diesel with good combustion in the engine. Biodiesel of rapeseed and palm oil have values higher than petrodiesel corresponding with higher emission of NO_x reported in specialty literature. Biodiesel of fish oil has no nitrogen in composition and therefore will not have emission of NO_x.

Petrodiesel have a higher content of carbon than all the biodiesel samples. In a diesel engine that completely combusts the carbon in the fuel, all the carbon will result in CO and CO₂.

A percentage of the total carbon content of the biodiesel is actually recycled biomass carbon and should not be considered in the net emissions of CO₂. On average, pure biodiesel is 77% carbon.

In the biodiesel, the carbon contained in the fatty acids reacted with methanol is considered non-biomass carbon while the carbon in the fatty acid portion of the methyl ester is considered biomass carbon.

5. CONCLUSION

Biodiesel represents an alternative fuel for diesel engines that is produced from renewable agricultural sources and animal fat.

Elemental analyses of four types of fuels indicate the content of carbon, hydrogen and nitrogen present in the samples. Petrodiesel have the highest content of carbon and hydrogen followed by the biodiesel of rapeseed oil.

The biodiesel of fish oil have no nitrogen in composition and therefore will not have NO_x emission. Neat biodiesel can be used in current configuration of diesel engines with little to no hardware modifications, although regular engine maintenance and servicing are recommended by the entire engine manufacturer.

Biodiesel is a viable substitute to fossil diesel due to its renewable biomass origins, which can satisfy mid-term global energy demands while forming part of the solution to arrest further environmental deterioration from human activities linked to technological advancements.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/89/1.5/S/61968, Project ID61968 (2009), co-financed by the European Social Fund within the Sectorial Operational Program Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1]. Benjamin D. Fallen, Vincent R. Pantalone, Carl E. Sams, Dean A. Kopsell, Steven F. Vaughn, Bryan R. Moser, Effect of Soybean Oil Fatty Acid Composition and Selenium Application on Biodiesel Properties, J. Am. Oil Chem. Soc., DOI 10.1007/s11746-010-1746-z.
- [2]. BP (2008) BP statistical review of world energy, June 2008.
- [3]. Demirbas A, Importance of biodiesel as transportation fuel. Energy Policy, 2007, 35:4661–4670.
- [4]. Jo-Han Ng, Hoon Kiat Ng, Suyin Gan, Advances in biodiesel fuel for application in compression ignition engines, Clean Techn Environ Policy, 2010, 12:459–493 DOI 10.1007/s10098-009-0268-6.
- [5]. Lapuerta M, Fernandez JR, Agudelo JR Diesel particulate emissions from used cooking oil biodiesel. Bioresour Technol, 2008, 99(4):731–740.
- [6]. Murillo S, Miguez JL, Porteiro J, Granada E, Moran JC Performance and exhaust emissions in the use of

- biodiesel in outboard diesel engines. *Fuel* 86:1765–1771, 2007.
- [7]. Ng J-H, Ng HK, Gan S Recent trends in policies, socioeconomic and future directions of the biodiesel industry. *Clean Techn Environ Policy* (2009), doi: 10.1007/s10098-009-0235-2.
- [8]. Rakshit Kodekalra Devappa, Jeroen Maes, Harinder Paul Singh Makkar, Wim De Greyt, Klaus Becker, Quality of Biodiesel Prepared from Phorbol Ester Extracted Jatropha curcas Oil, *J. Am. Oil Chem. Soc.* (2010) 87:697–704, DOI 10.1007/s11746-010-1547-4.
- [9]. Tutunea, D., The use of unconventional fuels in engine with internal burning, Doctoral Thesis 2009.

THERMAL EVALUATION OF BIODIESEL DERIVED FROM RAPESEED OIL

Dragos TUTUNEA, Marin BICA

UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania.

Rezumat. Combustibilul diesel are un rol important în traficul urban precum și în transportul diferitelor produse. Totuși, cantitatea de resurse non regenerabile descrește în mod continuu în țara noastră. Acest lucru și cerințele impuse de mediul înconjurător au dus la necesitatea de a căuta alte surse de energie regenerabile. Biodieselul este o alternativă, este biodegradabil și este un produs regenerabil, care respectă ciclul natural al carbonului. În această lucrare biodieselul din ulei de rapiță a fost sintetizat folosind metanol și caracterizat prin analize fizico-chimice pentru a putea investiga proprietățile sale în conformitate cu standardele de biodiesel. O serie de măsurători termo analitice în aer au fost realizate pentru a putea determina principalele procese de descompunere termică.

Cuvinte cheie: biodiesel, energie, descompunere termică, combustibil, rapiță.

Abstract. Diesel fuel has an important role in the field of urban traffic as well as in the transportation of different products. However, the amount of the non-renewable sources is continuously decreasing in our country. This fact and the environmental requirements brought the necessity to search for other, renewable sources. Biodiesel is a good alternative, as it is a biodegradable and renewable product, which obeys the natural carbon cycle. In this work, the biodiesel from rapeseed oil was synthesized using the methanol route, and characterized by physico-chemical analyses in order to make able the investigated biodiesel to fulfill with its properties the requirements of biodiesel standards. A series of thermo analytical measurements in air were done to determine the main thermal decomposition processes.

Keywords: biodiesel, energy, thermal decomposition, fuel, rapeseed.

1. INTRODUCTION

Most of the energy consumed in the world originates from petroleum, coal and natural gas, mainly petroleum derived fuels [1]. Rising costs of the petroleum-derived fuels, appended to environmental pollution and global warming, has encouraged researches on alternative fuels and low-energy design processes.

Nowadays, biodiesel became an important alternative due to its environmental benefits and easy industrial fabrication from renewable resources. New investments for industrial-scale plants in Europe, Asia, Australia, United States and Brazil have increased the production of biodiesel which the bigger advantage is the higher lubricity if compared to the mineral diesel; however, such vegetable oils based products present lower oxidation stability and processing temperature [3].

Oils and fats derived from animal, vegetable or having even microbial origin are practically insoluble in water. They are basically glycerin-derived esters mixtures, where the fatty acids contain 8–24 carbon atoms long chains, with

different degrees of unsaturation. The composition of a determined vegetable oil is important since it influences the physical properties e.g. viscosity, melting point, thermal stability and cetane number of the oil. Vegetable oils contain in average 95% of triglycerides, 0.1% of diacylglycerides and 2% of monoacylglycerides.

Tri-, di- and monoacylglycerides are constituted by a glycerin molecule linked to three, two or one molecules of fatty acids, respectively. Besides the fatty acids linked to the glycerin molecules, there are fatty acids that are not linked to the glycerin, denominated as free fatty acids. Their amount can be 0.3–2.0% in the vegetable oil or even higher in used oils. Free fatty acids are responsible for the acidity of oils and fats [4].

Biodiesel is a renewable fuel produced from the reaction of vegetable oils or animal fats and alcohol. Biodiesel is a fuel that can be used either as pure (B100) or blended with different amounts of petrodiesel (BX, whose X denotes the volume percentage of biodiesel) in diesel engines. It brings also advantages in pollutant emission and engine wear, too. One of the most important biodiesel sources is the rapeseed oil (Fig.1).

Transformation of rapeseed oil to biofuel brings the benefits of producing a fuel locally and generates thousands of jobs from planting to the diesel production and commercialization.

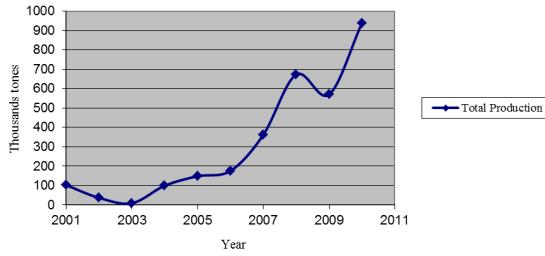


Fig. 1. Total production of rapeseed in Romania (2001-2010) [2]

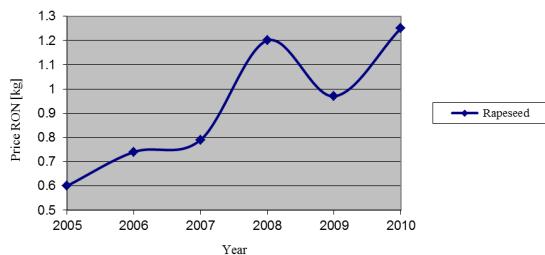


Fig. 2. Medium price of rapeseed seed in Romania (2005-2010) [2]

Combustibility and application of a substance as fuel depends on how easily it undertakes combustion, and, besides how much is the gained mechanical energy. In diesel engines combustibility is related to fuel properties, such as viscosity, which is an intrinsic property of vegetable oils and biodiesel. It remarkably influences the operation of the fuel injection system and the fuel atomization mechanism. This is also reflected in the combustion process which influences the amount of the maximum power developed by the engine upon its operation [1]. Thermal analysis is concerned with a lot of scientific applications. It provides efficient tools for measuring thermodynamic properties such as enthalpies, heat capacities and temperature of phase transitions.

The methods of thermal analysis make it possible to follow the kinetics of thermally stimulated processes like decomposition, oxidation, reduction, crystallization, polymerization and combustion [6]. The purpose of this work is to investigate biodiesel samples by thermogravimetry (TG) and derivative thermogravimetry (DTG), and to compare with the thermogravimetric profile of diesel fuel. Both were application of thermogravimetry to liquid fuels like diesel and biodiesel is not usually found in reports. Only few reports describe the use of this technique in liquid fuels. Most papers have been focused on solid fuels.

2. EXPERIMENTAL DATA

Rapeseed oil was converted to biodiesel using alkaline transesterification. In the reaction 3% catalyst (sodium hydroxide) was dissolved in alcohol (methanol routes), with a rapport of 1:6 oil:alcohol molar ratio and this mixture were added to the oil. The reaction mass was stirred at room temperature for 60 min and heated at a temperature of 60°C. After the decantation process, the glycerin was removed and the biodiesel was purified with the addition of water, then the biodiesel was dried and characterized (Fig.3).

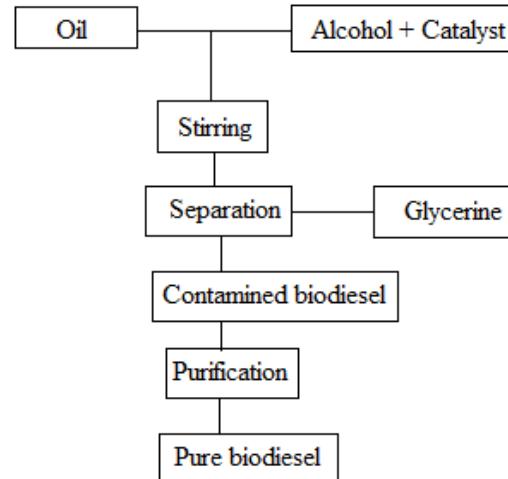


Fig. 3. Biodiesel production scheme

3. RESULTS AND DISCUSSION

Biodiesel samples were analyzed using gas chromatography to verify the conversion of triglycerides.

Focus GC Gas Chromatograph coupled with a mass spectrometer DSQ was used in the experiments. The values obtained are presented in Fig. 4 and Fig. 5.

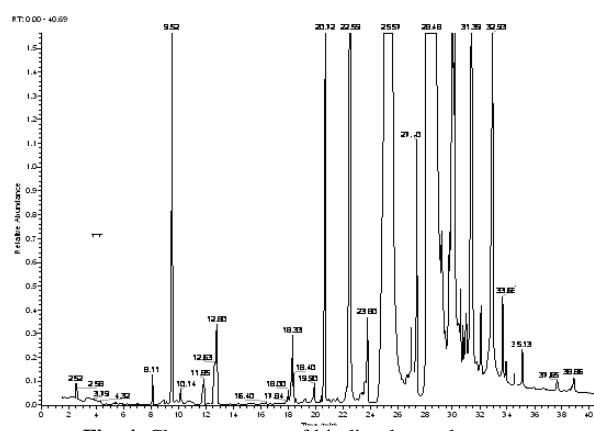


Fig. 4. Chromatogram of biodiesel sample

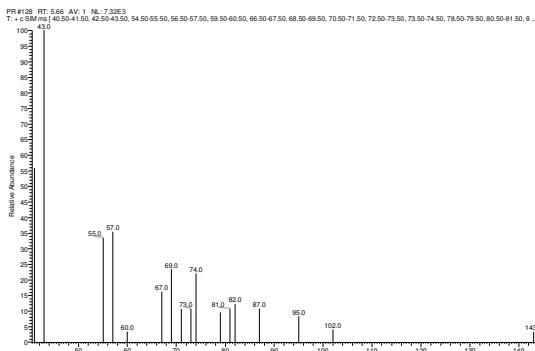


Fig. 5. Mass spectrum of biodiesel sample

It can be observed that the transesterification process resulted in 97.12% conversion of methyl esters. These values are higher than the requested 96.5% by the European standard EN 1403.

Fuel for internal combustion engines consists of 3 basic chemical elements: carbon – C, hydrogen – H₂ and oxygen – O₂.

For the elemental analysis [5] we use the apparatus COSTECH ECS 4010 – CHNS-O of Department of Equipment and Nuclear Classic and Thermomechanics in the Polytechnics of Bucharest. The value of each element is measured through his corresponding area on the diagram (Fig 6).

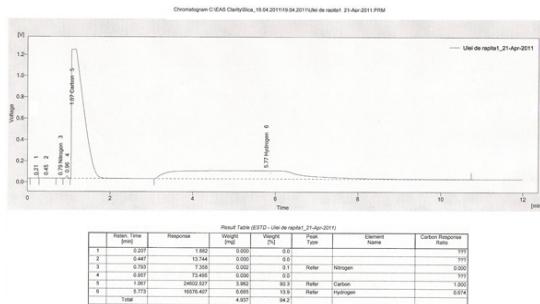


Fig. 6. Elemental composition for biodiesel of rapeseed

The biodiesel sample has a content of 80,3% Carbon and 13,9% Hydrogen by weight.

TG/DTG and PDSC experiments were used to obtain information on the temperature-controlled combustion of the biodiesel of rapeseed and conventional diesel fuel.

In the petroleum composition enters hydrocarbons, aromatics and mixed with distillation limits between 200 and 400°C. In general diesel molecules of different lengths have different properties and different behaviors.

Chains of molecules that are longer have higher boiling points. They come generally from atmospheric distillation of crude oil and consist of mixtures of hydrocarbons that have molecules in them range from 10 to 19 carbon atoms.

Fuels for diesel engines is characterized by properties opposite to the gasoline respectively hydrocarbon components must oxidize easily with the formation of peroxides and other products of incomplete oxidation, for the auto ignition to start easily.

In the TG curve of diesel Fig. 7 fuel it is notice a loss of weight up to 16.59° C of 74% and then a rapid weight loss (99,613%) at 16.59° C to 253.31° C. In the DTG curve are observed the speed of mass loss rate with a peak maximum at 210° C. Fractions containing less carbon evaporate most quickly. It can be seen that petrodiesel is completely evaporated at a temperature of approximately 253° C, of the initial sample remaining 0,312% by weight.

In the DTA curve is observed an endothermic process at 150° C and an exothermic peak at 230° C. At a temperature of 255°C occurs the carbonization of the sample. The weight loss is approximately 99.99%.

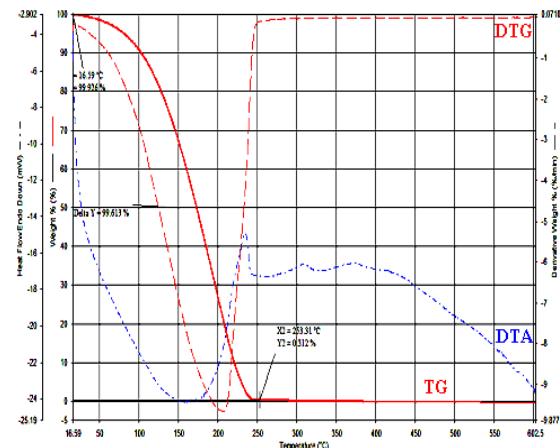


Fig. 7. Thermal analyses for diesel fuel

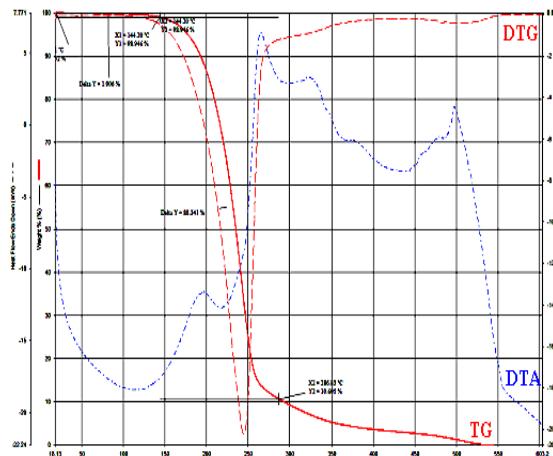


Fig. 8. Thermal analyses for biodiesel of rapeseed

The TG curve of biodiesel from rapeseed Fig. 8 shows a level of stability up to 144,20°C with a small mass loss of 1,054% in three stages of thermal decomposition. Increasing of the heating rate, the mass loss steps shifted towards higher temperatures.

This occurs since at higher heating rates the heat distribution is less uniform, which increases the temperature gradient and provokes temperature displacement. The first takes place in the 144, 20-286,83°C with a weight loss of about 88,341% with the volatilization of methyl esters.

The second is easier to 286,83°C at 500°C with a weight loss of about 10% by the decomposition of mono, di and triacylglycerides and fatty acids with high carbon oleic and linoleic. And finally the carbonization of the sample is from 500°C to 525°C with a weight loss of approximately 0.5%. The total loss was approximately 99.946%. On the DTG curve are observed many processes: endothermic to 150°C and several exothermic processes at 195°C, 270°C, 330°C, 495°C. On the DTA curve is observed speed loss of mass at 240°C. At a temperature of 525°C the sample is vaporized.

4. CONCLUSION

The thermal behavior of the biodiesel using TG DTA and DSC simultaneous method was investigated. The intervals of distillation conditioned the possibility of vaporization of fuel and complete combustion in the engine.

Biodiesel of rapeseed presents more decomposition steps with higher decomposition temperatures indicating the formation of more

stable compounds, which is due to oxidation processes. The combustion of these more stable compound takes place at higher temperatures. Diesel has a smaller onset decomposition temperature than biodiesels indicating that biodiesels samples are more thermally stable than diesel.

Biodiesel is safer to handle and store than petrodiesel because of higher temperature of vaporization.

ACKNOWLEDGEMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/1.5/S/61968, Project ID61968 (2009), co-financed by the European Social Fund within the Sectorial Operational Program Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

- [1]. Marta M. Conceicao, V. J. Fernandes Jr., A. F. Bezerra, M. C. D. Silva, Ieda M. G. Santos, F. C. Silva and A. G. Souza, *Dynamic kinetic calculation of castor oil biodiesel*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 87 (2007) 3, 865–869.
- [2]. Ministry of Agriculture and Rural Development of Romania.
- [3]. Moser BR, Sharma BK, Doll KM, Erhan SZ. *Diesters from oleic acid: synthesis, low temperature properties, and oxidation stability*. J Am Oil Chem Soc. 2007; 84:675–80.
- [4]. P. M. G. Felizardo, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal 2003.
- [5]. Tutunea, D., *The use of unconventional fuels in engine with internal burning*, Doctoral Thesis 2009.
- [6]. Vyazovkin S. *Thermal analysis*, Anal. Chem. 2002;74: 2749–62.

CONSIDERAȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA BILANȚULUI ENERGETIC PENTRU INSTALAȚIA DE RĂCIRE A MOTORULUI

Florian VASILE, Dumitru CATANĂ, Ion ȘERBĂNESCU

ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ, București, Romania.

Rezumat. În lucrarea de fată sunt prezentate, în prima parte, anumite aspecte teoretice legate de instalația de răcire a motorului și bilanțul termic al acestuia; acestea fiind precedate, în partea a doua, de un exemplu de calcul pentru determinarea cantității de energie necesare răcirii unui motor naval de propulsie ales arbitrar, folosind documentația tehnică a acestuia.

Cuvinte cheie: bilanț termic, flux energetic, răcire.

Abstract. In the present paper are presented in the first part some theoretical aspects linked by the cooling installation of the engine and the thermal balance; this are preceded in the second part by an calculus exemple for the determination of energy quantity necessary for cooling a naval engine choosed arbitrary, using his technical documentation.

Keywords: Thermal balance, energy flow, cooling.

1. BILANȚ ENERGETIC. INSTALAȚIA DE RĂCIRE

Fluxul energetic produs prin arderea combustibilului se transformă parțial în parte putere efectivă și restul se evacuează prin diverse căi spre exterior sub formă de pierderi de fluxuri termice. Modul de repartiție a acestor pierderi depinde de tipul motorului, de felul ciclului, de condițiile de funcționare și de puterea dezvoltată.

Bilanțul energetic exprimă fluxul energetic introdus în motor prin arderea combustibilului în cilindrii motorului și diverse fluxuri energetice care se produc între motor, consumator și mediul ambient.

Prin bilanțul energetic se înțelege repartitia fluxului energetic disponibil \dot{Q}_{disp} între puterea efectivă și diferențele pierderi. Ecuația de bilanț termic este:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{rac} + \dot{Q}_{rez} \quad (1)$$

În cazul în care răcirea uleiului de ungere se realizează cu apă de mare, în circuit deschis de răcire, în ecuațiile de bilanț energetic apare un termen suplimentar $\dot{Q}_{rac.ulei}$, corespunzător fluxului energetic preluat de apa de mare de la uleiul de ungere.

Pe de altă parte, atunci când se utilizează mai multe circuite închise de răcire, termenul \dot{Q}_{rac} se va diviza în componente corespunzătoare fiecărui circuit în parte. În astfel de cazuri ecuația bilanțului energetic devine:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{disp} = & \dot{Q}_e + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{rac.cil} + \dot{Q}_{rac.pist} + \\ & + \dot{Q}_{rac.inj} + \dot{Q}_{rac.ulei} \dot{Q}_{rez} \end{aligned} \quad (2)$$

unde:

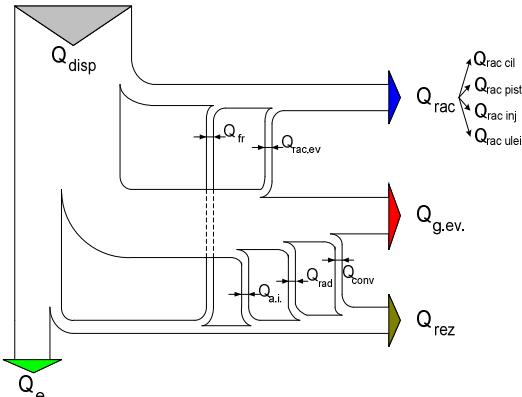
➤ \dot{Q}_{disp} = fluxul energetic disponibil introdus în motor prin arderea combustibilului ;

➤ \dot{Q}_e = puterea efectivă;

➤ \dot{Q}_{ge} = fluxul energetic evacuat cu gazele de ardere ;

➤ \dot{Q}_{rac} = fluxul energetic evacuat prin răcire ;

➤ \dot{Q}_{rez} = fluxul energetic rezidual (evacuat prin radiație);

**Fig. 1.** Diagrama bilanțului termic

Procentual ecuația bilanțului energetic devine :

$$q_e + q_{ge} + q_{rac} + q_{rac.ulei} + q_{rez} = 100[\%] \quad (3)$$

unde :

$q_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_e = 34...50 ;$
$q_{ge} = \frac{\dot{Q}_{ge}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{ge} = 25...35 ;$
$q_{rac} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{ar} = 10...25 ;$

$q_{rac.ulei} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_u = 3...7 ;$
$q_{rez} = \frac{\dot{Q}_{rez}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{rez} = 1...5 ;$
$\dot{Q}_{disp} = C_h \cdot Q_i \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{kW}]$	
$\dot{Q}_{disp} = \frac{P_e \cdot c_e \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}]$	

Răcirea motoarelor este necesară pentru a asigura anumite temperaturi ale pieselor mobile și fixe, și prin aceasta a crea condițiile unei ungeri bune, a menține jocurile normale între piston și cilindru, fusuri și cuzineți.

Sistemul de răcire al motorului naval reprezintă totalitatea agregatelor, aparatelor și dispozitivelor care asigură evacuarea forțată prin pereți a unei părți din căldura dezvoltată în cilindrii motorului, în timpul procesului de ardere.

Din analiza diagramei bilanțului termic, reiese faptul că mărirea randamentului efectiv este posibil prin reducerea categoriilor de pierderi sau recuperarea unor fluxuri energetice.

Elemente componente fig.2. : 1- răcitoare centrale, 2- hidrofor, 3- pompe principale de apă de mare, 4- pompe de apă de mare pentru alimentarea instalației de gaz inert și a tancurilor de balast, 5- priză de fund.

CONSIDERAȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA BILANȚULUI ENERGETIC PENTRU INSTALAȚIA DE RĂCIRE

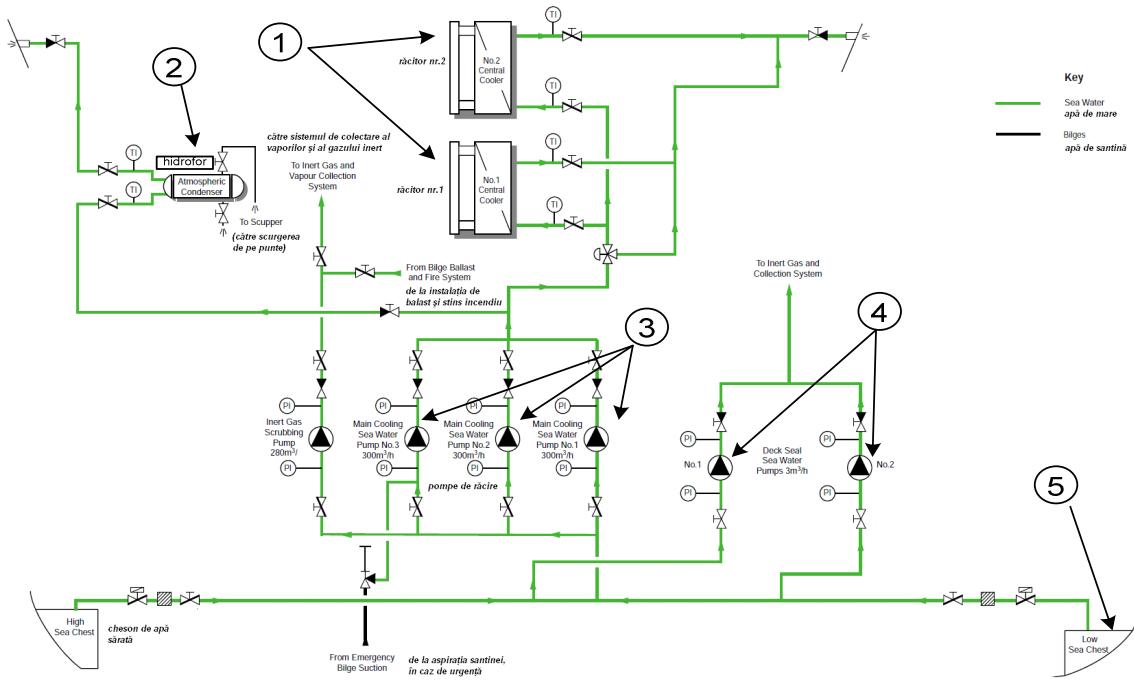


Fig. 2. Instalația de apă de mare

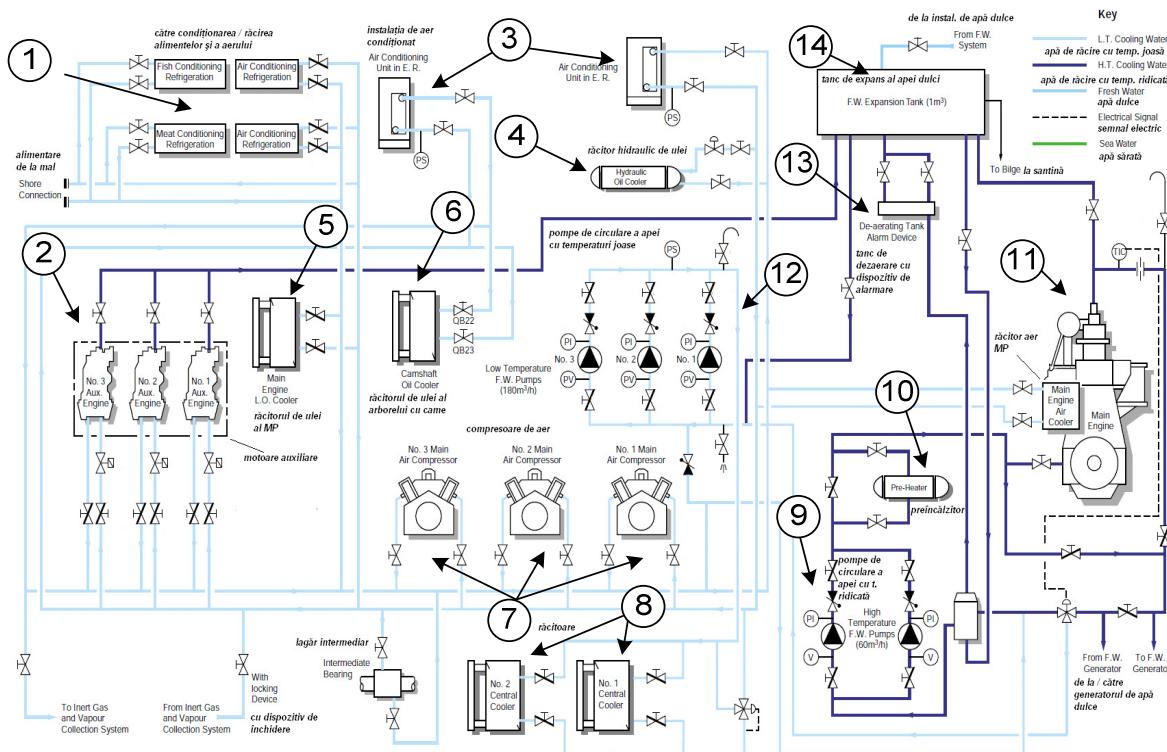


Fig. 3. Instalația de răcire cu apă tehnică

Elemente componente fig.3. : 1- compartimente frigorifice, 2- motoare auxiliare, 3- instalăție de aer condiționat, 4- răcitor de ulei, 5- răcitor ulei MP, 6- răcitorul de ulei al arborelui cu came, 7- compresoare de aer, 8- răcitoare, 9- pompe de circulare a apei cu temperatură ridicată, 10- preîncălzitor, 11- MP(motor principal), 12- pompe de circulare a apei cu temperatură joasă, 13- tanc de dezaerare, 14- tanc de expans.

La instalăriile de răcire în circuit închis, temperatura apei de răcire este situată în jurul valorilor de 75...85°C, influențând favorabil procesul transformării în cilindrul motorului și determinând creșterea debitelor relative de căldură ce poate fi recuperat. Apa din circuitul închis de răcire poate fi utilizată în următoarele scopuri :

- La instalăția de desalinizare a apei de mare, ca sursă de căldură ;
- La instalăția de încălzire sau de condiționare a aerului din cabinele și compartimentele navei;
- Pentru preîncălzirea apei caldarinei recuperatoare ;
- Pentru producerea apei în instalăriile social-gospodărești.

Pentru creșterea temperaturii apei din circuitul închis, se utilizează uneori presurizarea instalării (4–5bar), astfel ca, la ieșirea din motor, temperatura apei să ajungă la 110...130°C. În acest caz , crește randamentul indicat al ciclului. Crește, de asemenea, fluxul energetic care poate fi recuperat din apă de răcire, ceea ce conduce la creșterea randamentului global al instalării din care face parte motorul cu ardere internă.

2. DETERMINAREA FLUXURILOR ENERGETICE NECESARE PENTRU RĂCIREA MOTORULUI

Am ales pentru exemplificare motoarele SULZER 5RT-flex 58T-B, K6SZ90/160A și 6550MC.

Pornind de la următoarele caracteristici tehnice și valori măsurate ale motorului SULZER 5RT-flex 58T-B, în timpul funcționării:

- $P_e = 10900 \text{ kW}$ - puterea efectivă a motorului;
- $n = 100 \text{ rot/min}$ - turăția motorului;
- $c_e = 0,170 \text{ kg/kWh}$ - consumul specific efectiv de combustibil;
- $m_{am} = 274 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de apă de mare;
- $m_{cu} = 82 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul de apă necesar răcirii uleiului de ungere;

➤ $m_{rac.ge} = 115 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul de apă pentru alimentarea căldării recuperatoare;

➤ $m_{p.a.d.} = 197 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de apă dulce (circuit închis);

➤ $m_u = 155 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de circulație ulei ungere;

se determină cantitatea de energie introdusă în motor prin arderea combustibilului, Q_{disp} .

$$\dot{Q}_{disp} = \frac{P_e \cdot c_e \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

unde puterea calorifică inferioară a combustibilului folosit este: $Q_i = 42700 \text{ [kJ/kg]}$

Efectuând calculele rezultă:

$$Q_{disp} = 21978 \text{ [kW]} \quad (5)$$

În figura 4 este prezentată schematic instalăția de răcire a motorului cu elementele care influențează bilanțul energetic al motorului.

Gradul de răcire a cilindrilor, precum și organizarea rațională a procesului de răcire influențează sensibil performanțele dinamice, economice și de durabilitate ale m.a.i. Contactul fluidului proaspăt cu pereții calzi ai cilindrului micșorează gradul de umplere; în schimb o temperatură prea scăzută a pereților cilindrilor amplifică pierderile de căldură și micșorează randamentul indicat.

Temperatura pieselor motorului influențează, de asemenea, pierderile mecanice. Dacă nu se organizează rațional circuitul fluidului de răcire, pot apărea creșteri locale de temperatură care duc la fisuri în chiulăsă sau blocul motor sau la arderea unor piese, precum pistonul și supapele. Atât la temperaturi finale, cât și la temperaturi joase, pelicula de ulei își pierde consistență: în primul caz datorită reducerii viscozității, iar în al doilea caz din cauza diluării uleiului cu fracțiunile grele din combustibil, condensate pe oglinda cilindrului. În ambele cazuri, se intensifică uzura pieselor prin frecare și se reduce durabilitatea motorului.

Răcirea insuficientă sau organizarea defectuoasă a curentului fluidului de răcire poate conduce la creșteri locale de temperatură care vor produce arderi locale,fisuri,deformări sau rate exagerate de uzură.Răcirea excesivă are la rândul ei o serie de efecte nefavorabile prin: influențarea negativă a bilanșului energetic, intensificarea uzurii (datorită ,în special,degradării calităților de ungere a uleiului) inducerea în piesele excesiv răcite a unor tensiuni termomecanice generatoare de fisuri.

În consecință este necesară determinarea unui regim termic optim, particular fiecărui motor.

Tendințele, în ceea ce privește nivelul regimului termic, sunt diverse. Amintim experimentările privind utilizarea unor materiale termoresistente (ceramice) care reducându-se în favoarea randamentului efectiv procentul de energie care ar fi fost evacuat prin fluidele de răcire. Deocamdată aceste cercetări sunt făcute la motoarele cu alezaje mici.

În cazul motoarelor navale de puteri mici și mijlocii, se utilizează instalații de răcire alcătuite dintr-un circuit închis – care asigură răcirea motorului - și un circuit deschis – care realizează răcirea apei din circuitul închis. La motoarele navale lente, de puteri ridicate, pe lângă circuitul deschis se utilizează mai multe circuite închise.

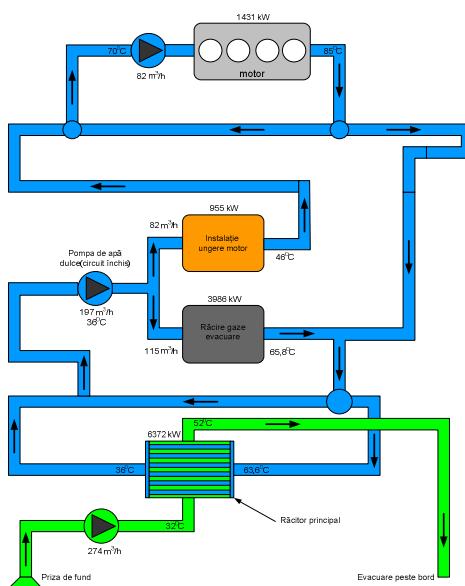


Fig. 4. Ilustrarea bilanțului termic al răcirei

Cantitatea de energie evacuate cu apă de răcire este:

$$Q_{rac} = m_{am} \cdot c_{am} \cdot \Delta T_{am} \quad (6)$$

unde căldura specifică a apei este :

$$c_{am} = 4,186 \quad [\text{kJ/kg grd}]$$

rezultă:

$$Q_{rac} = 6372 \quad [\text{kW}]$$

Având în vedere că apă de răcire preia și cantitatea de căldură evacuate prin uleiul de ungere, putem verifica dacă rezultatele obținute prin calcul pentru cantitatea de energie evacuate cu apă de răcire se încadrează în intervalul procentual al bilanțului termic prezentat mai sus.

Stim că :

$$q_{ar} = 10 \dots 25 ; \quad [\%]$$

$$q_u = 3 \dots 7 ; \quad [\%]$$

iar

$$\frac{Q_{rac}}{Q_{disp}} \cdot 100\% = 28,9\% \quad (7)$$

Se observă că valoarea calculată se încadrează în intervalul procentual.

Fluxurile energetice sunt influențate de sarcina motorului și de condițiile date de mediul ambient.

În figura 5 sunt reprezentate variațiile fluxurilor energetice.

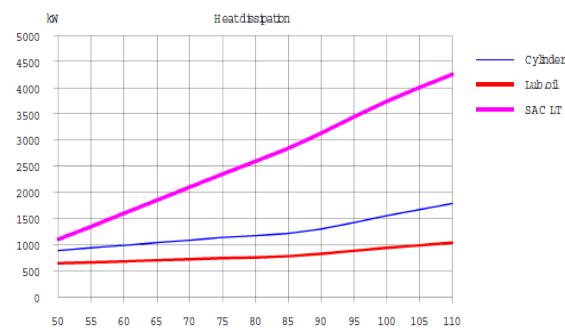


Fig. 5. Ilustrarea pierдерilor de energie prin răcirea motorului, ungere și răcirea gazelor de evacuare pentru motorul SULZER 5RT-flex 58T-B

În continuare sunt prezentate tabelar valorile fluxurilor energetice evacuate cu apă de răcire pentru motoarele mai sus menționate:

- Fluxul de energie termică introdusă în motor:

$$Q_{disp} = C_h \cdot Q_i \quad [\text{kJ/h}] \quad (8)$$

$$Q_{disp} = \frac{C_h \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (9)$$

	SULZER 5RT-flex 58T-B	K6SZ90/160A	6550MC
Q_{disp} [kW]	21978	31751,47	16223,2

- Fluxul de energie termică evacuate cu apă de răcire cilindrii:

$$Q_{rac,cil} = m_{a.cil} \cdot c_a \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

$m_{a.cil}$ - debitul masic al pompei [kg/s]

$c_a = 4,186$ - căldura specifică a apei [kJ/kg grd]

$\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$ - diferență de temperatură [°C]

	SULZER 5RT-flex 58T-B	K6SZ90/ 160A	6550MC
\dot{V}_p [m³/h]	82	275	56
$m_{a.cil}$ [kg/s]	22,7	76,39	15,56
$\dot{Q}_{rac.cil}$ [kW]	1431	4796,53	977

- Fluxul de energie termică evacuată cu apa de răcire pistoane:

$$\dot{Q}_{rac.pist} = m_{a.pist} \cdot c_a \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (11)$$

$m_{a.pist}$ - debitul masic al pompei [kg/s]

$c_a = 4,186$ - căldura specifică a apei [kJ/kg grd]

$\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$ - diferență de temperatură [°C]

	SULZER 5RT-flex 58T-B	K6SZ90/ 160A	6550MC
\dot{V}_p [m³/h]	*	200	*
$m_{a.pist}$ [kg/s]	*	55,55	*
$\dot{Q}_{rac.pist}$ [kW]	*	2325	*

* - răcirea pistoanelor se face cu ulei

- Fluxul de energie termică evacuată cu apa de răcire
- injectoare:

$$\dot{Q}_{rac.inj} = m_{a.inj} \cdot c_a \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (12)$$

$$m_{a.inj} = \rho_a \cdot \dot{V}_{a.inj} \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{kg/s}] \quad (13)$$

$c_a = 4,186$ - căldura specifică a apei [kJ/kg grd]

$$\rho_a = 1000 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$ - diferență de temperatură [grd]

	SULZER 5RT-flex 58T-B	K6SZ90/ 160A	6550MC
$\dot{V}_{a.inj}$ [m³/h]	-	18	-
$m_{a.inj}$ [kg/s]	-	5	-
$\dot{Q}_{rac.inj}$ [kW]	-	313,95	-

3. CONCLUZII

Răcirea motoarelor asigură anumite temperaturi ale pieselor în mișcare, realizând condițiile unei ungeri optime, menținând jocurile normale între piston și cilindru, și protejează unele piese ale căror temperaturi pot atinge valori la care materialele din care sunt executate nu mai rezistă.

Organizarea rațională a procesului de răcire influențează sensibil performanțele dinamice, economice și de durabilitate ale m.a.i.

Pentru a preîntâmpina răcirea insuficientă sau excesivă a fluidului de răcire, acestea având un impact dezastruos asupra funcționării motorului, se acordă o importanță deosebită proiectării și calculului instalației de răcire.

REFERINȚE

- [1] A. Pruiu, – *Instalații energetice navale*. Editura Muntenia & Editura Leda, Constanța (2000).
- [2] A. Dragalina, – *Motoare cu ardere internă*. Vol. 1,2,3, Editura Academiei Navale “Mircea cel Bătrân”, Constanța (2003).
- [3] D.Woodyard, Elsevier-Butterworth Heinemann, – *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, Woburn (2004).
- [4] www.dieselengine motor.com – *Sulzer Diesel Engines*

CONSIDERAȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA BILANȚULUI ENERGETIC PENTRU INSTALAȚIA DE UNGERE A MOTORULUI

Florian VASILE, Dumitru CATANĂ, Ion ȘERBĂNESCU

ACADEMIA TEHNICĂ MILITARĂ, București, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezintă aspecte legate de importanța ungerii mecanismului motor și a instalațiilor aferente, precum și elementele instalației de ungere care influențează bilanțul termic al motorului.. Pentru exemplificare s-a determinat cantitatea de energie necesară ungerii unui motor naval, folosind documentația tehnică.

Cuvinte cheie: bilanț termic, cantitate de energie, ungere.

Abstract. The paper presents aspects link to the importance of lubrication of engine mechanism and afferent installation and the elements of lubrication installation which influence the thermal balance of the engine. For example were determined the quantity of energy necessary of lubrication of a naval engine, using the technical documentation.

Keywords: thermal balance, energy quantity, lubrication.

1. BILANȚ ENERGETIC. INSTALAȚIA DE UNGERE.

Fluxul energetic produs prin arderea combustibilului se transformă parțial în parte putere efectivă și restul se evacuează prin diverse căi spre exterior sub formă de pierderi de fluxuri termice. Modul de repartiție a acestor pierderi depinde de tipul motorului, de felul ciclului, de condițiile de funcționare și de puterea dezvoltată.

Bilanțul energetic exprimă fluxul energetic introdus în motor prin arderea combustibilului în cilindrii motorului și diverse fluxuri energetice care se produc între motor, consumator și mediul ambient.

Prin bilanțul energetic se înțelege repartiția fluxului energetic disponibil \dot{Q}_{disp} între puterea efectivă și diferențele pierderi. Ecuația de bilanț termic este:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{rac} + \dot{Q}_{rez} \quad (1)$$

În cazul în care răcirea uleiului de ungere se realizează cu apă de mare, în circuit deschis de răcire, în ecuațiile de bilanț energetic apare un termen suplimentar $\dot{Q}_{rac.ulei}$, corespunzător

fluxului energetic preluat de apa de mare de la uleiul de ungere.

Pe de altă parte, atunci când se utilizează mai multe circuite închise de răcire, termenul \dot{Q}_{rac} se va diviza în componente corespunzătoare fiecarui circuit în parte. În astfel de cazuri ecuația bilanțului energetic devine:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{Q}_e + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{rac.cil} + \dot{Q}_{rac.pist} + \dot{Q}_{rac.inj} + \dot{Q}_{rac.ulei} \dot{Q}_{rez} \quad (2)$$

unde:

➤ \dot{Q}_{disp} = fluxul energetic disponibil introdus în motor prin arderea combustibilului ;

➤ \dot{Q}_e = puterea efectivă;

➤ \dot{Q}_{ge} = fluxul energetic evacuat cu gazele de ardere ;

➤ \dot{Q}_{rac} = fluxul energetic evacuat prin răcire ;

➤ \dot{Q}_{rez} = fluxul energetic rezidual (evacuat prin radiație);

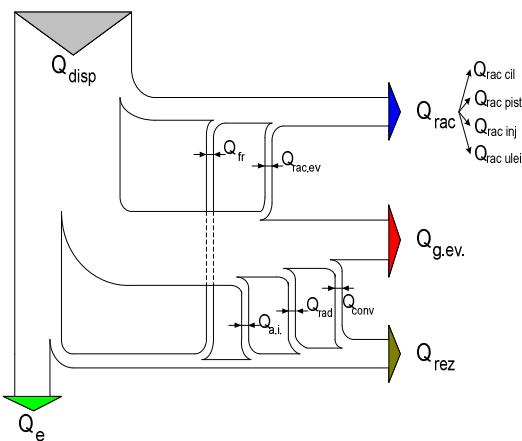


Fig. 1. Diagrama bilanțului termic

Procentual ecuația bilanțului energetic devine :

$$q_e + q_{ge} + q_{rac} + q_{rac.ulei} + q_{rez} = 100[\%] \quad (3)$$

unde :

$q_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_e = 34...50 ;$
$q_{ge} = \frac{\dot{Q}_{ge}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{ge} = 25...35 ;$
$q_{rac} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{ar} = 10...25 ;$
$q_{rac.ulei} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_u = 3...7 ;$
$q_{rez} = \frac{\dot{Q}_{rez}}{\dot{Q}_{disp}} \cdot 100[\%]$	$q_{rez} = 1...5 ;$
$\dot{Q}_{disp} = C_h \cdot Q_i \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{kW}]$	
$\dot{Q}_{disp} = \frac{P_e \cdot c_e \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}]$	

În mecanismul motor uleiul îndeplinește următoarele funcții:

- asigură micșorarea forțelor de frecare prin ungerea suprafețelor în mișcare;
- menține temperatură organelor în mișcare;
- asigură etanșarea dintre cilindru și ansamblul piston - segment;

- evacuează impurițările produse sau ajunse accidental între suprafețele în mișcare ;

- transportă și depozitează - în filtru sau în baia de ulei - aceste impurițăți;

- asigură protecția pieselor motorului de acțiunea corozivă a mediului.

Intensitatea ungerii diferitelor piese ale motorului depinde de condițiile lor de funcționare - încărcare, suprafața de frecare și viteza deplasării relative; în motorul termic cu ardere internă există frecarea de alunecare sub toate formele: uscată, semiuscată, semilichidă și lichidă.

În figura 2 este indicat modul de formare a penei de presiune în ulei la piese în mișcare de translatăie (cilindrul 2 și pistonul 1). Presiunea maximă a uleiului se obține puțin înainte de vârful penei (diagrama b); grosimea cea mai mică a stratului de ulei este de 0,001 – 0,007 mm (diagrama a). Mărimea suprafeței pozitive a diagramei presiunilor arată sarcina admisibilă, astfel încât să nu se expulzeze uleiul, asigurând frecarea lichidă. Aceasta depinde de viscozitatea uleiului și de viteza pistonului; cu cât viscozitatea și viteza sunt mai mari, cu atât presiunea și sarcina admise de ungere fluidă crește.

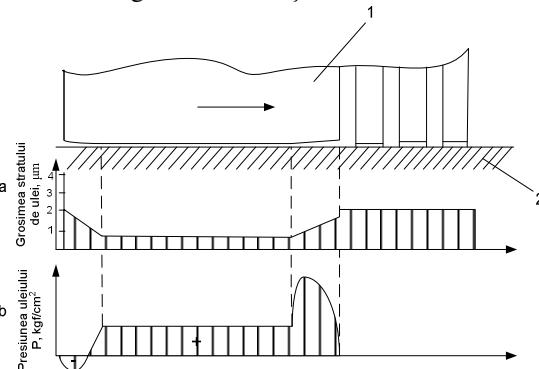


Fig. 2. Formarea penei de ulei dintre piston și cilindru

În cazul ansamblului de piese cu zinet-fus (figura 3) fusul 2 ce se rotește cu turația n plasându-se excentric față de zinetul 1, interstiușul AB umplut cu ulei va avea înălțimea h variabilă, ceea ce face ca lichidul să exercite o acțiune portantă; rezultanta componentelor verticale ale forțelor elementare ale stratului portant se află în felul acesta în echilibru cu forța exterioară R, ce apasă asupra arborelui 1. Forța R este în cazul motoarelor Diesel, rezultanta forțelor de presiune generate de evoluția gazelor de ardere în cilindri motorului.

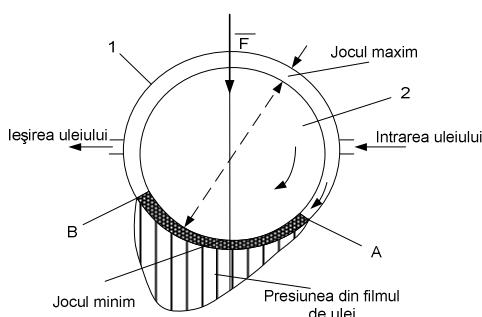


Fig. 3. Forma și poziția reciprocă a suprafețelor de ungere.
Ansamblul arbore-cuzinet

În figura 4 este arătată schema de ungere a unui motor Diesel cu șase cilindri cu carter umed, care se caracterizează pri aceea că uleiul motorului este conținut în carter. Din carter, uleiul este aspirat printr-un filtru brut și este refumat de pompa de ungere la filtrul fin; de la acest filtru, uleiul trece prin răcitorul de ulei și ajunge la rampa (conducta principală) de ungere, de unde este distribuit la cuzineții palieri. De la cuzineții palieri prin arborele cotit, ajunge la cuzineții de bielă și, de aici, la bolțul pistonului. Tot din rampa de ungere se trimit uleiul necesar celoralte articulații ale motorului, ca lagărele arborelui cu came, culbutoare etc. În schemă s-a indicat înainte de filtru fin, o priză pentru filtru de ulei în derivărie și un manometru; un al doilea manometru se pune la punctul cel mai îndepărtat de pompă, la alimentarea ultimului palier.

Sistemul de ungere cu carter uscat prezintă avantajul că permite reducerea înălțimii motorului, limitează suprafața de contact a uleiului cu gazele

fierbinți scăpate în carter, deci oxidarea lui este redusa, și permite răcirea eficientă a uleiului.

Ca dezavantaje ale sistemului sunt numărul mare de pompe de ulei, complexitatea sistemului, cantitatea mare de ulei necesară. Toate acestea duc la costuri mai mari de construcție, exploatare și întreținere. Sistemul se aplică în special în cazul motoarelor mari, deoarece permite micșorarea înălțimii motorului și o răcire eficientă a uleiului.

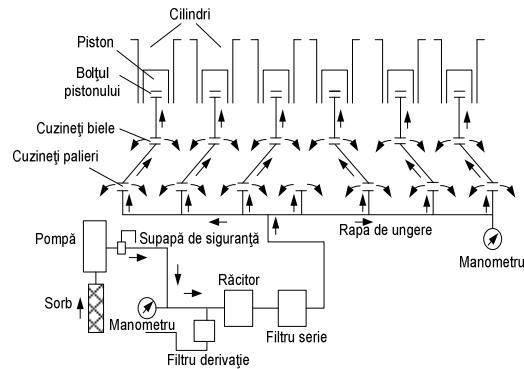


Fig. 4. Instalația de ungere a unui motor Diesel cu carter umed

Elemente componente fig.5.: 1- răcitor ulei ungere arbore cotit, 2- răcitor ulei ungere MP, 3- filtru bypass, 4- filtru cu autocurățare, 5- tanc serviciu ulei ungere cilindri, 6- tancuri depozitare ulei ungere cilindri, 7- MP(motor principal), 8- unitate filtrantă, 9- tancuri de drenaj și circulație ulei, 10- tanc decantor ulei ungere MP, 11- pompe principale de alimentare ulei ungere, 12- tanc decantor ulei ungere arbore cotit, 13- pompe alimentare ulei ungere arbore cotit.

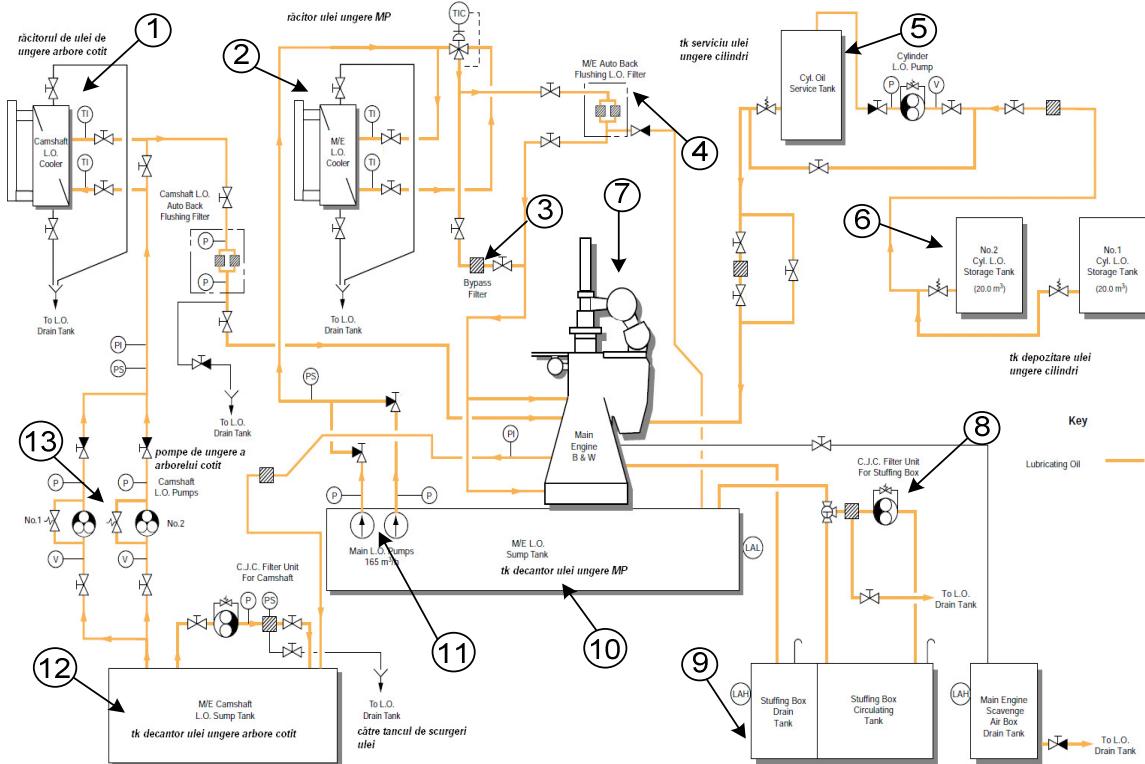


Fig. 5. Sistemul de ungere al unui motor principal

2. DETERMINAREA FLUXURILOR ENERGETICE NECESARE PENTRU UNGEREA MOTORULUI

Am ales pentru exemplificare motoarele SULZER 5RT-flex 58T-B, 8550 MCE și RTA 84(4).

Pornind de la următoarele caracteristici tehnice și valori măsurate ale motorului SULZER 5RT-flex 58T-B, în timpul funcționării:

- $P_e = 10900 \text{ kW}$ - puterea efectivă a motorului;
- $n = 100 \text{ rot/min}$ - turăția motorului;
- $c_e = 0,170 \text{ kg/kWh}$ - consumul specific efectiv de combustibil;
- $m_{am} = 274 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de apă de mare;
- $m_{cu} = 82 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul de apă necesar răcirei uleiului de ungere;
- $m_{rac.ge} = 115 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul de pompei de alimentare cu apă a caldarinei recuperatoare;
- $m_{p.a.d.} = 197 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de apă dulce (circuit închis);

➤ $m_u = 155 \text{ m}^3/\text{h}$ - debitul pompei de circulație ulei ungere;

se determină cantitatea de energie introdusă în motor prin arderea combustibilului, Q_{disp} .

$$Q_{disp} = \frac{P_e \cdot c_e \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

unde puterea calorifică inferioară a combustibilului folosit este: $Q_i = 42700 \text{ [kJ/kg]}$

Efectuând calculele rezultă:

$$Q_{disp} = 21978 \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

Pentru instalația de ungere motor, cunoscând debitul de apă dulce necesar pentru răcirea uleiului de ungere,

$$m_{cu} = 82 \text{ m}^3/\text{h}$$

și temperaturile la intrarea și ieșirea în respectiv din răcitorul de ulei, ilustrate în figură, se calculează fluxul energetic evacuat prin apă de răcire ulei ungere

$$Q_{ru} = m_{cu} \cdot c_a \cdot \Delta T_a \quad (6)$$

$$Q_{ru} = 955 \quad [\text{kW}]$$

În figura 6 este prezentată schematică instalația de ungere cu elementele care influențează bilanțul energetic al motorului.

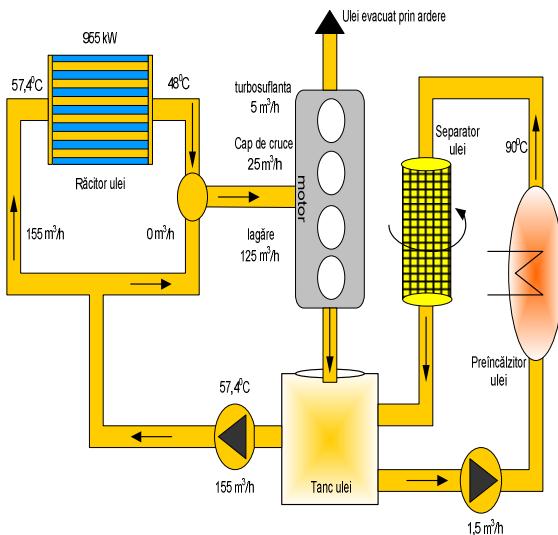


Fig. 6. Schema și parametrii funcționali ai instalației de ungere

Debitul pompei de circulație ulei ungere este, din datele tehnice ale instalației,

$$m_u = 155 \text{ m}^3/\text{h};$$

iar diferența de temperatură dintre temperatura uleiului la ieșirea și intrarea din și în motor este $\Delta T = 10,6^\circ\text{C}$. Rezultă deci cantitatea de energie evacuate cu uleiul de ungere.

$$Q_u = m_u \cdot c_u \cdot \Delta T \quad (7)$$

unde c_u este călura specifică a uleiului și are valoarea: $c_u = 2,093 \text{ [kJ/kg grd]}$

$$Q_u = 955 \quad [\text{kW}]$$

În funcție de puterea motorului calculată la anumite turări ale acestuia se pot determina schimburile de energie dintre consumatorul de energie și mediul exterior.

Pentru exemplificare s-au calculat cantitățile de energie evacuate prin răcirea motorului, ungere și caldarina recuperatoare, rezultatele fiind prezentate grafic în figura următoare.

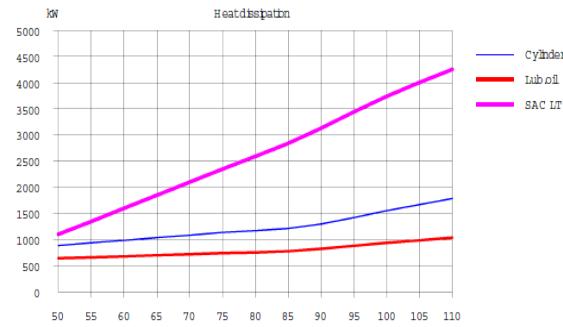


Fig. 7. Illustrarea pierderilor de energie prin răcirea motorului, ungere și răcirea gazelor de evacuare pentru motorul SULZER 5RT-flex 58T-B

În continuare sunt prezentate tabelar valorile fluxurilor energetice evacuate cu uleiul de ungere:

- Fluxul de energie termică introdusă în motor:

$$\dot{Q}_{disp} = C_h \cdot Q_i \quad [\text{kJ/h}] \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{disp} = \frac{C_h \cdot Q_i}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (9)$$

	SULZER 5RT-flex 58T-B	8550 MCE	RTA 84(4)
\dot{Q}_{disp} [kW]	21978	17337,74	26854

- Fluxul de energie termică evacuată cu uleiul de ungere mechanism motor:

$$Q_u = m_u \cdot c_u \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

$$\rho_u = 900 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (11)$$

$$m_u = \rho_u \cdot V_u \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{kg/s}] \quad (12)$$

	SULZER 5RT-flex 58T-B	8550 MCE	RTA 84(4)
V_u [m³/h]	155	250	242
m_u [kg/s]	43	62,5	60,5
$c_u = 2,093 \text{ [kJ/kg grd]}$			
ΔT [grd]	9,4	5,5	4,6
\dot{Q}_u [kW]	955	720	562

- Fluxul de energie termică evacuată cu uleiul de ungere ax cu came:

$$\dot{Q}_{u.ax} = m_{u.ax} \cdot c_u \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (13)$$

$$\dot{m}_{u.ax} = \rho_u \cdot \dot{V}_{u.ax} \cdot \frac{1}{3600} \quad [\text{kg/s}] \quad (14)$$

$\dot{V}_{u.ax}$ - debitul volumic al pompei de circulație ulei
ungere ax cu came

$$\rho_u = 900 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$c_u = 2,093 \quad [\text{kJ/kg grd}]$$

$$\Delta T = 2 \quad [\text{grd}]$$

	SULZER 5RT-f flex 58T-B	8550 MCE	RTA 84(4)
$\dot{V}_{u.ax}$ [m^3/h]	-	6,4	-
$\dot{m}_{u.ax}$ [kg/s]	-	1,6	-
$\dot{Q}_{u.ax}$ [kW]	-	6,7	-

3. CONCLUZII

Pentru menținerea temperaturii pieselor între anumite limite este necesară evacuarea unor fluxuri energetice care depind de sarcina motorului.

Caracteristicile de exploatare ale uleiului de ungere sunt influențate de variațiile mari de temperatură, fapt ce impune răcirea uleiului și menținerea acestuia în limite reduse de temperatură.

REFERINȚE

- [1] A. Pruiu, – *Instalații energetice navale*. Editura Muntenia & Editura Leda, Constanța (2000).
- [2] A. Dragalina, – *Motoare cu ardere internă*. Vol. 1,2,3, Editura Academiei Navale “Mircea cel Bătrân”, Constanța (2003).
- [3] D.Woodyard, Elsevier-Butterworth Heinemann, – *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, Woburn (2004).
- [4] www.dieselenigne motor.com – *Sulzer Diesel Engines*