

UNIVERSITATEA “DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI

Școala Doctorală de Inginerie



REZUMAT
TEZĂ DE DOCTORAT
CONTRIBUȚII PRIVIND TERMO-
ECONOMIA INSTALAȚIILOR DE
ARDERE INDUSTRIALE ECHIPATE CU
GENERATOARE GAZODINAMICE
SONICE

Doctorand,
Ing. Daniela PANĂ

Conducător științific:

Prof. univ. dr. ing. Dan SCARPETE

Referenți științifici:

Prof. univ. dr. ing. Tudor SAJIN
Conf. univ. dr. ing. Gabriel Paul NEGREANU
Conf. univ. dr. ing. Ion V. ION

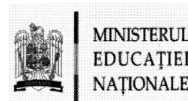
Seria: I6: Inginerie mecanică Nr. 22

GALAȚI

2014



ROMÂNIA
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați



07400/2.10.2013

Către _____

Universitatea “Dunărea de Jos “ din Galați vă face cunoscut că, în data de 28.11.2014 , ora 12⁰⁰, în SALA CONSILIULUI DE ADMINISTRAȚIE (U 80) , va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată: „**CONTRIBUȚII PRIVIND TERMO-ECONOMIA INSTALAȚIILOR DE ARDERE INDUSTRIALE ECHIPATE CU GENERATOARE GAZODINAMICE SONICE**”, elaborată de doamna/domnul **PANĂ DANIELA**, în vederea conferirii titlului științific de doctor în domeniul de doctorat **Inginerie mecanică**.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

- | | |
|----------------------------------|--|
| 1. Președinte | Conf.univ.dr.ing. Cristian-Silviu SIMIONESCU
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |
| 2. Conducător de doctorat | Prof.univ.dr.ing. Dan SCARPETE
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |
| 3. Referent oficial | Prof.univ.dr.ing. Tudor SAJIN
Universitatea „Vasile Alecsandri” din Bacău |
| 4. Referent oficial | Conf.univ.dr.ing. Gabriel NEGREANU
Universitatea POLITEHNICA din București |
| 5. Referent oficial | Conf.univ.dr.ing. Ion V. ION
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |

Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat, și vă invităm să participați la susținerea publică. În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării, vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa universității, str. Domnească nr. 47, 800008 Galați, Fax 0236 / 461353, e-mail rectorat@ugal.ro.

Rector
Prof. univ. dr. ing. Iulian **GABRIEL BĂRSAN**

I. Bărsan

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT

Introducere	4i
Notății și abrevieri	vii
Lista figurilor	x
Lista tabelelor	xiv
1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU	5(1)
1.1. Procesul de ardere	5(1)
1.1.1. Cinetica arderii	6(5)
1.1.2. Caracteristicile procesului de ardere	7(6)
1.1.3. Arderea în câmp sonor a combustibililor lichizi	12(12)
1.1.4. Arderea în câmp sonor a combustibililor gazoși	13(19)
1.2. Analiza exergetică a instalațiilor termice	16(22)
1.2.1. Definierea exergiei	16(22)
1.2.2. Exergia chimică	16(23)
1.2.3. Bilanțul exergetic	16(26)
1.3. Analiza termoeconomică	17(27)
1.4. Concluzii	18(32)
2. ANALIZA TERMONECONOMICĂ A CUPTORULUI DINTR-O SECȚIE METALURGICĂ	19(34)
2.1. Prezentarea constructiv-funcțională a cuptorului cu propulsie de 70t/h	20(34)
2.2. Analiza energetică a cuptorului	20(38)
2.3. Analiza exergetică a cuptorului	23(43)
2.4. Analiza termoeconomică a cuptorului	25(51)
2.5. Concluzii	26(55)
3. PROIECTAREA GENERATORULUI SONIC GAZODINAMIC EXPERIMENTAL	27(57)
3.1. Alegerea parametrilor dimensionali ai generatorului sonic radial destinat arderii combustibililor gazoși	27(58)
3.2. Proiectarea și construcția generatorului sonic radial experimental	28(61)
3.3. Construcția arzătorului echipat cu generatorul sonic experimental	30(63)
3.4. Concluzii	32(65)
4. CERCETĂRI ACUSTICE ȘI PARAMETRICE ALE GENERATORULUI SONIC EXPERIMENTAL	32(67)

4.1. Aparatura și metodologia măsurărilor acustice.....	32(67)
4.2. Cercetări experimentale privind emisia circulară acustică a generatorului gazodinamic de tip radial.....	33(69)
4.3. Influența presiunii și a parametrilor de reglaj asupra frecvenței și intensității acustice produse de generator.....	36(78)
4.3.1. Variația parametrilor acustici în funcție de presiunea de lucru a generatorului gazodinamic experimental cu fanta ajutorului radial de 0,5 mm	36(78)
4.3.2. Variația parametrilor acustici în funcție de presiunea de lucru a generatorului gazodinamic experimental cu fanta ajutorului radial de 0,25 mm	37(85)
4.4. Concluzii.....	38(92)
5. ÎNCERCĂRI PE CUPTORUL EXPERIMENTAL PREVĂZUT CU ARZĂTOR CU GENERATOR SONIC GAZODINAMIC	39(94)
5.1. Construcția cuptorului	39(94)
5.2. Aparatura și metodele de măsurare a parametrilor termogazodinamici.....	39(97)
5.3. Eficiența arderii în cuptor	43(100)
5.4. Emisiile de CO și NO _x produse prin arderea gazelor naturale în cuptor	44(104)
5.5. Rezultate experimentale	44(109)
5.6. Concluzii.....	50(117)
6. ANALIZA TERMOECONOMICĂ A CUPTORULUI DE 70 t/h, ECHIPAT CU GENERATOR SONIC GAZODINAMIC	51(119)
6.1. Ipotezele analizei termoeconomice.....	51(119)
6.2. Analiza termoeconomică a cuptorului	51(119)
6.3. Concluzii.....	53(121)
7. CONCLUZII GENERALE, PERSPECTIVE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE	54(123)
77.1. Concluzii generale	54(123)
7.2. Contribuții originale	56(124)
7.3. Perspective	56(125)
Lista lucrărilor publicate și prezentate	57(127)
BIBLIOGRAFIE	58(128)
ANEXA 1. Program Matlab.....	133
ANEXA 2. Desene de execuție	138
ANEXA 3. Buletine de analiză gaze de ardere	144

INTRODUCERE

Producția și consumul industrial global au depășit capacitatea de reînnoire a resurselor naturale și capacitatea guvernelor de a gestiona poluarea și deșeurile. Creșterea industrială a ajutat la ridicarea a zeci de milioane de oameni din sărăcie în multe țări în ultimele decenii, în special în aglomerările urbane în continuă creștere. Este evident că creșterea economică și urbanizarea nu au venit fără un preț. Acest fenomen este însoțit de servicii de mediu urbane inadecvate sau non-existente. Aceste deficiențe inhibă creșterea economică, constituie un factor de stres suplimentar asupra sistemelor naturale și deteriorează sănătatea publică și climatul investițional.

Interesul internațional cu privire la schimbările climatice la nivel global este în creștere. Impactul schimbărilor climatice pot fi foarte grave pentru toate țările, în special pentru țările care sunt slab echipate pentru a face față efectelor asupra producției agricole, productivității muncii și sănătății.

Intensificarea concurenței pentru resursele limitate, inclusiv apa și energia, nu pot amplifica numai conflicte în contextul industrial. Degradarea mediului și schimbările climatice pot, de asemenea, intensifica deja tendințe îngrijorătoare, cum ar fi deșertificarea, creșterea nivelului mării, evenimente meteorologice severe mai frecvente și penuria de apă dulce, ceea ce conduce în cel mai rău caz la scenarii de conflict civil și transfrontalier și migrație incontrollabilă. Utilizarea eficientă a resurselor și dezvoltarea economică cu emisii reduse de carbon pot reduce presiunile și pot ajuta la evitarea unor cauze importante profunde ale conflictului social.

Administrația de Informare asupra Energiei (U.S. Energy Information Administration - EIA) prin raportul Energy Outlook International 2013 (IEO2013) preconizează creșterea consumului mondial de energie cu 56% între 2010 și 2040 [1]. Consumul mondial total de energie se ridică la $553 \cdot 10^9$ GJ în 2010, $664 \cdot 10^9$ în 2020 și la $865 \cdot 10^9$ GJ în 2040. Energia din resurse regenerabile și energia nucleară sunt sursele de energie cu cea mai rapidă creștere din lume, fiecare având o creștere de 2,5% pe an. Cu toate acestea, combustibilii fosili continuă să furnizeze aproape 80% din consumul de energie în lume, până în 2040. Gazul natural este combustibilul fosil cu cea mai rapidă creștere în perspectivă. Consumul de gaze naturale la nivel mondial crește cu 1,7% pe an.

Arderea este cea mai veche tehnologie a umanității, ea fiind utilizată de mai bine de un milion de ani. Prin urmare, arderea a fost utilizată atât în societățile cele mai primitive cât și în cele mai sofisticate, practic a fost și este utilizată pentru totdeauna. În prezent, circa 90% din energia produsă la nivel mondial este produsă prin ardere (generarea electricității, încălzirea locuințelor, încălzire în procese industriale, transporturi, etc.) [2]. Acesta este motivul pentru care arderea a captat interesul specialiștilor. În ciuda tradițiilor lungi în aplicarea arderii, cunoașterea acestui domeniu a explodat practic în ultimii 30 de ani. În acest timp, o serie de noi tehnologii au fost dezvoltate și implementate comercial.

Instalațiile de ardere trebuie să fie cât mai performante, adică să realizeze o ardere cât mai completă, deci să aibe o eficiență cât mai mare, și de asemenea să aibe o emisie cât mai redusă de poluanți. Un factor principal ce determină eficacitatea funcționării unei instalații de ardere este obținerea amestecului carburant și a arderii perfecte a combustibililor. O tehnologie nouă de ardere a combustibililor lichizi și gazoși a apărut în anii '80, care pe lângă creșterea randamentului de ardere, realizează și micșorarea emisiei de oxizi de azot, fenomen ce apare datorită intensificării transferului de căldură și masă în flacără prin utilizarea generatoarelor sonice gazodinamice și hidrodinamice [3, 4].

Căile de creștere a eficienței unei instalații energetice sunt bine stabilite de termodinamică, dar nu și căile pentru mărirea eficacității economice. Una dintre metodologiile de evaluare a eficacității economice a unei instalații energetice a devenit cunoscută sub numele de termoeconomie sau exergoeconomie.

Prin prezenta lucrare de doctorat se dorește să se aducă o mică contribuție la preocupările de atingere a țintei naționale de economisire a energiei.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL PROCESELOR DE ARDERE

1.1. Procesul de ardere

În prezent, 87% din producția de energie primară în lume provine din arderea combustibililor fosili (figura 1.1) [6]. Arderea combustibililor fosili produce în jur de 21,3 miliarde de tone de dioxid de carbon pe an.

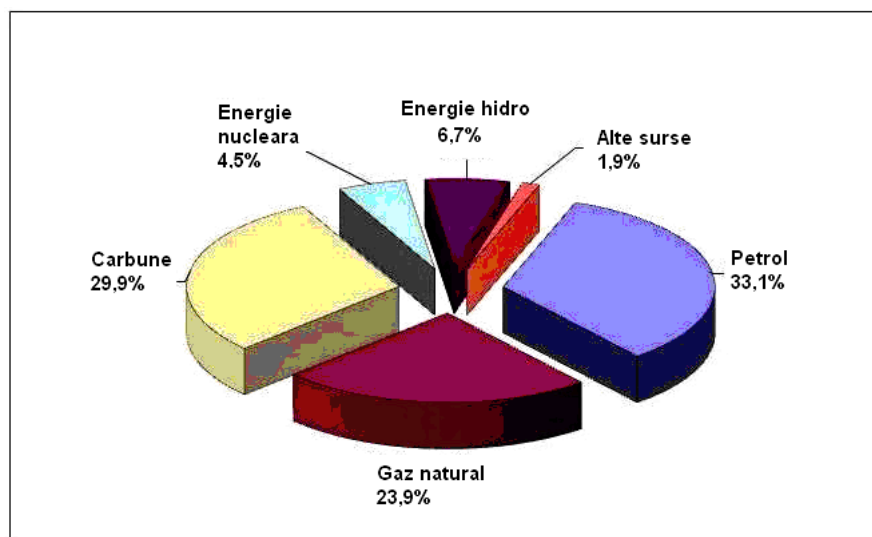


Figura 1.1. Consumul final de energie pe tipuri de combustibili în 2012 [6].

Industria este cel mai mare consumator de energie (circa 51%) sub diversele sale forme (figura 1.2), dintre care căldura are o importanță deosebită, fiind folosită fie pentru transformarea stării de agregare a unor substanțe, fie pentru diverse tratamente termice [1].

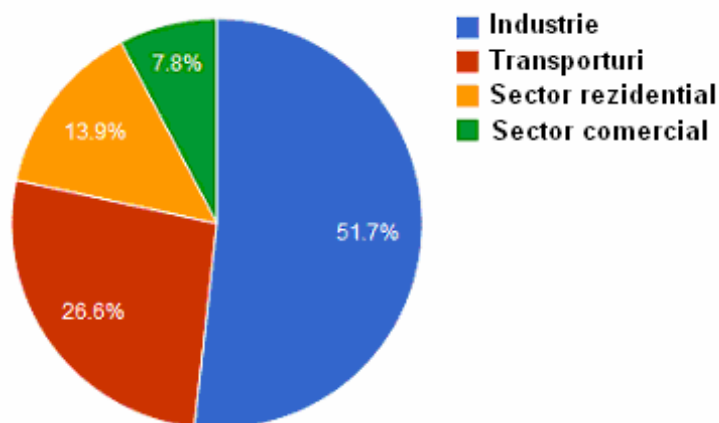


Figura 1.2. Consumul mondial de energie pe sectoare [1].

Arderea este un domeniu interdisciplinar, în care interacționează termodinamica, chimia, mecanica fluidelor și transferul de căldură și prin urmare este greu de descris în termeni simpli și în mod echilibrat între diferite științe de bază. Combustibilul și oxidantul sunt cele două componente esențiale ale unui proces de ardere [2]. Combustibilii pot fi considerați drept substanțe care eliberează căldură atunci când reacționează chimic cu un oxidant. Folosirea

practică a unui combustibil impune ca acesta să fie disponibil în cantități suficiente și ieftin, iar utilizarea sa să respecte reglementările de mediu. Combustibilii pentru transporturi și generarea de energie electrică se pot prezenta în toate stările de agregare: solid, lichid sau gaz. Formele naturale ale combustibililor solizi includ lemnul și alte forme de biomasă, turba, lignitul și cărbunele. Combustibilii lichizi sunt derivați în primul rând din țiței. Procesele de rafinare a fracțiilor distilate, cracare, reformare și îndepărtare a impurităților sunt utilizate pentru a produce mai multe produse, inclusiv benzină, motorină, carburanți pentru avioane și combustibil pentru încălzire. Cei mai utilizați combustibili gazoși pentru producerea de energie electrică și încălzire sunt gazele naturale și gazul petrolier lichefiat [2].

Știința termodinamicii prevede regulile fizico-chimice care guvernează cât de mult din energia unui combustibil poate fi transformată în energie mecanică. Mașinile termice disponibile pe piață pot transforma doar între 25% și 50% din energia combustibilului în lucru mecanic. Acestea sunt capabile de a fi îmbunătățite prin cercetare și dezvoltare în continuare, dar creșteri mari ale eficienței utilizării combustibilului nu sunt posibile de atins fără o penalizare considerabilă a costurilor [2].

Combustibilul și oxidantul sunt componentele primare în ardere. Pentru cele mai multe procese de ardere, se utilizează oxigenul din aer ca oxidant, deoarece aerul este disponibil aproape peste tot pe pământ [5]. Alegerea combustibilului depinde de scopul procesului de ardere și are în vedere siguranța și emisiile locale. Alegerea combustibilului depinde de mai mulți factori, cum ar fi: siguranța, conținutul de energie pe unitatea de volum sau de masă, caracteristicile arderii și ale combustibilului și costul [5].

Procesele de ardere variază în funcție de starea de agregare a combustibilului, făcând din aceasta o bază logică pentru clasificare [5]:

- combustibili solizi (lemn, cărbune, biomasă) - $C_aH_bO_c$ cu $a > b$ produc mai mult CO_2 când sunt arși;
- combustibili lichizi (petrol, benzină, motorină) - $C_aH_bO_c$ cu $a < b$;
- combustibili gazoși (gaz natural, hidrogen, gaz de sinteză) - $C_aH_bO_c$ cu $a \ll b$ au cel mai mic raport C/H, producând astfel cea mai mică cantitate de gaze cu efect de seră (CO_2) raportată la unitatea de energie.

În funcție de starea de agregare a reactanților (combustibilul și oxidantul), procesele de ardere pot fi: omogene, când reactanții au aceeași stare de agregare-gazoasă (specifică arderii combustibililor gazoși), și eterogene, când starea de agregare a reactanților este diferită (specifică arderii combustibililor solizi și lichizi) [8].

1.1.1. Cinetica arderii

Sistemele de ardere funcționează cu temperaturi moderate până la ridicate și, ca atare, cunoașterea exactă a cineticii chimice este foarte importantă pentru predicția emisiilor poluante și a performanțelor [10]. Viteza de ardere în reacțiile omogene reprezintă cantitatea de substanță combustibilă ce reacționează cu oxidantul în unitatea de timp și unitatea de volum [10]. Viteza de ardere în reacțiile eterogene este cantitatea de substanță ce reacționează pe unitatea de suprafață a componentului solid, în unitatea de timp [10]. Pentru o reacție de ardere, în forma sa cea mai simplă, viteza de reacție este de obicei exprimată ca o funcție de concentrațiile inițiale ale reactanților, după cum urmează [10]:

$$\frac{d(\text{comb})}{dt} = k[\text{comb}]^a [O_2]^b \quad (1.1)$$

unde: K - constanta vitezei de reacție exprimată prin relația lui Arrhenius:

$$K = A \cdot e^{-\frac{E}{R \cdot T}} \quad (1.2)$$

- a și b – parametri empirici, cunoscuți ca ordin de reacție;
- A - factorul pre-exponențial (factorul de frecvență a reacției);
- E – energia de activare a combustibilului, J/mol;

R – constanta universală a gazelor $R=8,314 \text{ J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$;

T - temperatura, K;

t – timpul, s.

Dacă o particulă de combustibil solid este expusă unui curent gazos fierbinte, care conține oxigen, aceasta va trece printr-un proces în care pot fi identificate următoarele trei etape: pierderea de apă prin uscare, pierdere de masă prin evaporare și arderea propriu-zisă [15]. Prin integrarea ecuației de bilanț termic a acestei prime etape, este posibil să se evalueze timpul necesar pentru uscarea combustibilului. A doua etapă este asociată cu un proces pirolitic, prin care produsele volatile sunt eliberate și ard atunci când vin în contact cu oxigenul din aer. Viteza acestui proces, depinde în mod natural de temperatură, dar este, de asemenea, foarte sensibilă la natura și caracteristicile combustibilului. Viteza procesului este descrisă, într-o primă aproximare, prin intermediul unei ecuații cinetice de ordinul unu [14].

Reacția eterogenă de ardere la suprafața unui combustibil solid are următoarele faze [14]:

- difuzia oxidantului spre suprafața de reacție;
- absorbția chimică a oxidantului de către combustibil, în timpul căreia moleculele sau atomii oxidantului pătrund prin suprafața de reacție;
- reacția chimică dintre combustibil și oxidant;
- desorbția produselor de reacție de la suprafață spre exterior;
- îndepărtarea spre exterior a produselor de reacție.

Dintre cele 5 etape enumerate, pentru viteza procesului de ardere sunt determinante fazele 1 și 3, prin viteza de difuzie a oxigenului spre suprafața de reacție și prin viteza reacției chimice dintre combustibil și oxidant [14]. Dintre acestea două din urmă, cea de valoare minimă determină regimul de ardere. Dacă viteza de difuzie a oxigenului este mult mai mică decât viteza reacției chimice, procesul se desfășoară în domeniul arderii difuzive. Dacă viteza reacției chimice este mult mai mică, arderea este cinetică. Când cele două viteze, de difuziune și de reacție chimică au valori apropiate, regimul de ardere se numește intermediar sau mixt [14].

1.1.2. Caracteristicile procesului de ardere

Procesul complex de ardere a combustibililor are câteva caracteristici fizice comune [14]:

- temperatura de autoaprindere;
- capacitatea de aprindere locală;
- viteza de propagare a flăcării;
- stabilitatea arderii.

Aceste caracteristici aparțin tuturor combustibililor, dar sunt mai pregnante în cazul combustibililor gazoși, la care se realizează mai ușor amestecarea cu aerul necesar arderii.

Temperatura de autoaprindere

Dacă un amestec format dintr-un combustibil gazos și oxigen se află într-o incintă, pentru o anumită temperatură în incintă, componentele se aprind, ard și eliberează căldură. O metodă de determinare a temperaturii pentru care are loc aprinderea a fost stabilită de Semenov [11, 12, 13].

Fluxul de căldură eliberată în incintă poate fi exprimat astfel [14]:

$$\Phi_g = V \cdot Q_R \cdot r \quad (1.3)$$

unde: V - volumul incintei, Q_R - căldura rezultată în urma reacției, iar r - viteza reacției (ecuația 1.1), în care se consideră că exponenții a și b sunt nuli).

Pentru temperaturi mici, se poate stabili echilibrul $\Phi_p = \Phi_g$, astfel încât viteza de ardere să nu mai crească datorită ridicării temperaturii amestecului. Acest caz staționar corespunde intersecției drepte, ce reprezintă fluxul de căldură evacuat în exterior, cu curba, ce reprezintă

fluxul de căldură eliberat prin ardere. Așa cum este reprezentat în figura 1.6 intersecția are loc în cazul I.

Când dreapta nu intersectează curba, situație în care fluxul de căldură eliberat prin ardere este întotdeauna mai mare decât fluxul de căldură evacuat, cazul III, sistemul este instabil și are loc autoaprinderea [9].

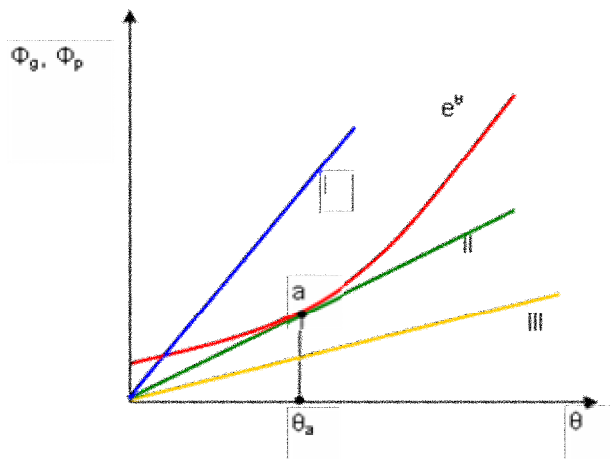


Figura 1.6. Variația fluxurilor de căldură cu temperatura amestecului de combustibil-aer [10].

Căldura disponibilă

Căldura disponibilă într-un proces este definită ca fiind puterea calorică superioară a combustibilului din care se scade căldura conținută în gazele de ardere la evacuare [9]. Totuși, o parte din această energie se pierde prin conducție prin pereții camerei de încălzire, prin radiație prin deschiderile camerei, prin infiltrarea de aer care absoarbe căldura sensibilă, precum și prin alte tipuri de pierderi, care depind de arzător, camera de încălzire și modul de desfășurare a procesului de încălzire. Reprezentarea grafică a distribuției fluxurilor de energie într-un proces se realizează adesea folosind o diagramă Sankey.

În figura 1.7 este reprezentată o diagramă Sankey simplificată care arată că doar (30-60)% din căldură se duce la încălzirea în acest exemplu. Căldura disponibilă se reduce mult cu creșterea temperaturii gazelor de ardere la evacuare și crește cu temperatura de preîncălzire a aerului de ardere prin recuperarea unei părți a căldurii conținute de gazele evacuate. Preîncălzirea combustibilului crește eficiența, dar într-o măsură mult mai mică decât preîncălzirea aerului. Deoarece masa de aer este mai mare decât debitul de combustibil, preîncălzirea combustibilului este mai puțin eficientă decât preîncălzirea aerului dacă temperatura de preîncălzire este aceeași [9].

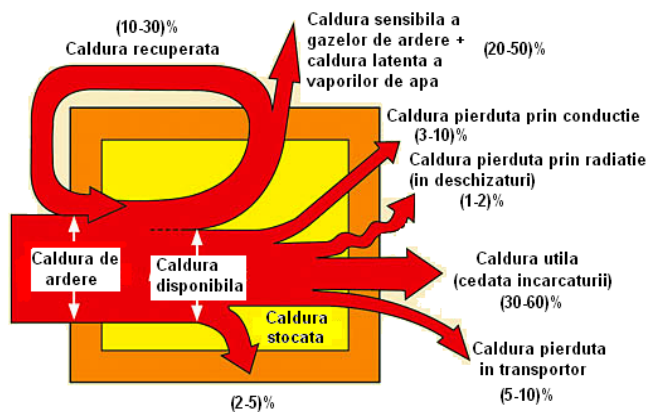


Figura 1.7. Diagrama Sankey pentru un cuptor [9].

Capacitatea de aprindere

Deoarece cantitatea netă de căldură eliberată este mai mare decât energia minimă de aprindere, reacția odată începută va continua până când practic toți reactanții se consumă. În figura 1.8, axa orizontală indică evoluția reacției, iar axa verticală energia relativă a amestecului carburant. În stânga sus, diagrama arată că amestecul combustibil - aer are un potențial ridicat de energie. În dreapta jos se remarcă faptul că produsele de ardere au relativ puțină energie chimică. Deoarece energia trebuie să se conserve, diferența dintre nivelul superior de energie și cel inferior trebuie să fie cantitatea de căldură pe care reacția de ardere o eliberează.

Curba ce descrie variația conținutului de energie nu are o pantă uniformă de-a lungul coordonatei reacției ea conținând un salt ce reprezintă energia minimă de aprindere. Din diagramă se poate concluziona că un amestec format dintr-un combustibil și aer conținând o energie chimică foarte mare poate exista într-o stare metastabilă, până când se introduce o scânteie sau flacără având suficientă energie. Odată ce sistemul atinge energia minimă de aprindere, reacția se va autosușține până când reactanții se consumă în cantitate suficientă. În acel moment, reacția nu poate elibera suficientă căldură pentru a furniza energia minimă de aprindere și flacăra se stinge [8].

Aprinderea locală a combustibililor este mult practică în instalațiile de ardere în vederea amorsării procesului de ardere. Ea se realizează cu ajutorul suprafețelor incandescente, al gazelor fierbinți și cu ajutorul scânteilor electrice [8].

Aprinderea cu corpuri incandescente constă în provocarea transferului de căldură de la un corp incandescent de temperatură superioară celei de aprindere la masa gazoasă a amestecului combustibil, în vederea încălzirii locale până la amorsarea arderii. Temperatura de aprindere locală depinde de dimensiunile caracteristice ale sursei de aprindere precum și de proprietățile amestecului carburant.

Aprinderea de la o scânteie electrică constă în introducerea într-o anumită zonă a amestecului carburant, a unei cantități de căldură formată prin arc electric între doi electrozi, în scopul încălzirii lui până deasupra temperaturii de aprindere.

Aprinderea de la gaze fierbinți sau flacără deschisă este practică mult fie cu ajutorul unei flăcări pilot, de energie redusă fie cu ajutorul zonelor turbionare de gaze fierbinți, mai ales în cazul focarelor tunel.

Viteza flăcării

La aprinderea locală a unui amestec carburant se formează o suprafață de separare între amestecul combustibil și gazele de ardere denumită front de flacără [12]. Propagarea frontului de flacără are loc cu viteza normală de ardere. Pentru a asigura imobilitatea flăcării, în arzătoarele de gaze și combustibil lichid, viteza de deplasare a amestecului carburant trebuie să fie egală cu viteza normală de ardere.

În figura 1.9 este reprezentat un arzător vertical de gaze executat constructiv din o țevă cu raza R [8]. Flacăra ce se formează la ieșirea amestecului combustibil are aproximativ forma unui con. Suprafața staționară a conului de ardere reprezintă locul geometric al punctelor în care componenta vitezei amestecului combustibil, normală la suprafața dată, w_n este egală cu viteza de propagare a flăcării U_n .

Conform *legii Gouy-Michelson*, viteza normală de propagare a flăcării este dată de relația care exprimă imobilitatea suprafeței conului de ardere [6, 12]:

$$u_n = w_n = w \cdot \cos(\varphi) \quad (1.13)$$

Viteza normală de ardere mai poate fi scrisă, ținând cont de notațiile din figură și astfel:

$$u_n = w \frac{R}{\sqrt{R^2 + h^2}} \quad (1.14)$$

Această relație stă la baza dimensionării arzătoarelor de combustibil gazos, atunci când se cunoaște valoarea vitezei normale de ardere [8].

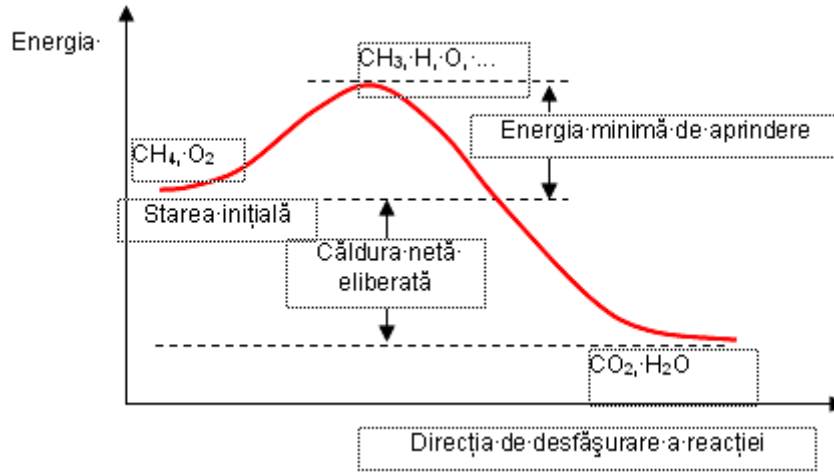


Figura 1.8. Diagrama energiei de reacție [8].

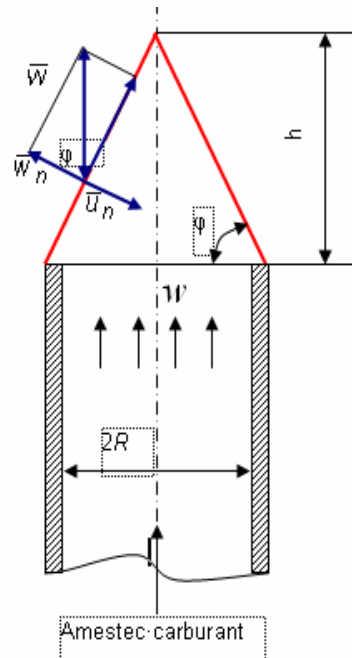


Figura 1.9. Schema unui arzător simplu de gaze [8].

Stabilitatea arderii

O flacără este stabilă dacă își păstrează forma și poziția spațială, pentru un regim dat, adică este respectată condiția [8]:

$$u_n = w_n \quad (1.15)$$

La arderea în strat a combustibililor solizi, stabilitatea arderii este asigurată pentru un domeniu destul de larg de variație a sarcinii termice de existența unor surse exterioare stabile de aprindere (flacără, stratul de cocs incandescent, suprafețe fierbinți ale focarului).

La arderea cu flacără (cărbune praf, combustibil lichid și combustibil gazos), stabilitatea arderii se asigură mai greu făcând necesară existența unor surse exterioare de aprindere (flăcări pilot, scânteii electrice) fie crearea unor curenți de recirculație cu gaze fierbinți la baza flăcării [8].

Nerespectarea condițiilor cerute de stabilitate a flăcării conduce la apariția a două fenomene [8]:

- când $u_n > w_n$, returul sau întoarcerea flăcării. Flacăra pătrunde în interiorul arzătorului sau tubulaturii de alimentare, ceea ce are ca urmare degradarea arzătorului și chiar apariția exploziei;
- când $u_n < w_n$, ruperea flăcării. Flacăra se îndepărtează și se rupe de la gura arzătorului (ambrazura arzătorului), ceea ce limitează sarcina termică maximă a arzătorului și poate conduce la acumularea de amestec exploziv în focar și în canalele de fum.

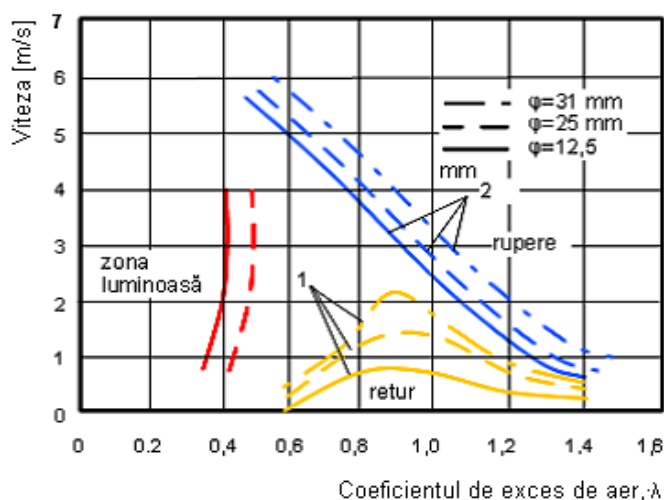


Figura 1.10. Variația vitezelor de retur și de rupere [8].

Viteza de ieșire a amestecului carburant din arzător pentru care apare fenomenul de retur sau de rupere a flăcării poartă denumirea de viteză de retur, respectiv viteză de rupere. Valorile acestora depind de diametrul orificiului de ieșire, de concentrația combustibilului în amestec, de natura combustibilului, de forma câmpului de viteze la ieșirea din orificiu și de temperatura pereților arzătorului. În figura 1.10 sunt reprezentate curbele de variație a vitezelor de retur (curbele 1) și de rupere (curbele 2) în funcție de diametrul arzătorului și excesul de aer al amestecului carburant (denumit și grad de aerare primară), în cazul arderii gazelor naturale. Se observă că pentru un anumit diametru al arzătorului, domeniul de stabilitate a arderii se îngustează pe măsură ce crește gradul de aerare primară. Stabilitatea flăcării este mult mai bună pentru amestecuri bogate ($\lambda < 1$), dar pentru valori $\lambda < 0,4$ flacăra devine luminoasă, apar puncte galbene în flacăra datorită arderii chimic incomplete [8].

În figura 1.11 este indicat domeniul de stabilitate în funcție de concentrația combustibilului-

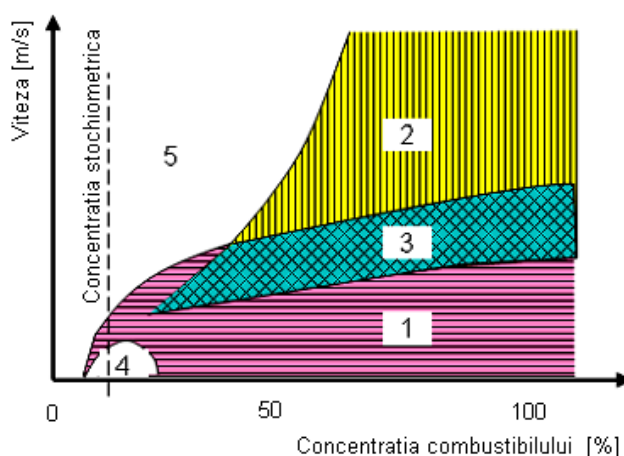


Figura 1.11. Stabilitatea arderii în funcție de concentrația combustibilului în amestecul carburant [44].

lui în amestecul carburant. În afară de zona 4 în care arderea este imposibilă din cauza returului flăcării și a zonei 5 în care arderea este imposibilă din cauza ruperii flăcării, stabilitatea arderii se obține pentru viteze mici de ieșire ale amestecului carburant din arzător (zona 1). Pentru concentrații mai mari ale combustibilului de 30%, la viteze mari are loc arderea stabilă cu desprinderea parțială (zona 3) și cu desprindere totală (zona 2).

1.1.3. Arderea în câmp sonor a combustibililor lichizi

Se știe că la arderea explozivă, concentrația oxizilor de azot este considerabil redusă în comparație cu arderea echilibrată [16]. Acest lucru are loc datorită răcirii rapide a produselor de ardere prin amestecarea rapidă cu aerul înconjurător.

Pornind de la această observație, s-a încercat obținerea unui efect similar în camerele de ardere ale instalațiilor industriale, prin crearea arderii pulsatorii [16]. Pentru aceasta, se consideră două zone distincte într-o cameră de ardere: zona de ardere centrală (de forma unui con cu vârful în direcția curgerii gazului) și zona de amestec periferică (ce înconjoară zona de ardere), figura 1.9 în care are loc amestecarea hidrocarburilor cu aerul, și se presupune că gazele de ardere se răcesc prin amestecare intensă (similară cu răcirea produselor la explozii) [16]. Procesul de răcire poate fi descris după legea lui Zeldovich astfel [17, 18, 19]:

$$\frac{dT}{dt} = -A \cdot T^2 \quad (1.16)$$

unde A – constantă ce caracterizează gradul de răcire.

Studiul regimului dinamic al camerei de ardere a evidențiat faptul că arderea vibrațională cu pulsații de presiune mari (2–4 kPa) a fost înregistrată la frecvențe de funcționare a injectoarelor $f_T \leq 342$ Hz. În regimul de ardere turbulent la frecvența de funcționare a injectoarelor $f_T = 400$ Hz, randamentul arderii diferă relativ puțin de cel corespunzător frecvenței nule. Numai în cazul amestecului de combustibil supraîmbogățit se observă micșorarea accentuată a randamentului arderii.

Se observă că la frecvențe $f_T = 260 - 280$ Hz apare un maxim al randamentului în zona de ardere vibrațională ($f_T < 400$ Hz). Astfel, creșterea randamentului de ardere poate fi obținută și în regim vibrațional. Odată cu creșterea frecvenței de funcționare a injectoarelor $f_T > 750$ Hz, neuniformitatea câmpului termic scade continuu (figura 1.13). Măsurarea temperaturii s-a efectuat în secțiunea de ieșire a arzătorului în coordonatele (φ_i, r_i) , la introducerea aerului rece.

În urma celor prezentate, în lucrarea [17] se concluzionează:

- la funcționarea pulsatorie a injectoarelor, arderea vibrațională în camera de ardere inelară are loc numai la frecvențe de lucru mai mici de 400 Hz;
- la funcționarea injectoarelor cu frecvențe de lucru de (750 – 1800) Hz și mai mari are loc arderea turbulentă, randamentul arderii crește în medie cu 20% și se micșorează neuniformitatea câmpului termic la ieșirea din cameră cu 30%;
- arderea combustibililor lichizi cu ajutorul injectoarelor sonice, cu funcționare pulsatorie are loc cu apariția zonelor nestoechiometrice ce reprezintă un nou mod de ardere cu poluare redusă a combustibililor.

În lucrarea [22] sunt prezentate cercetările efectuate asupra unei instalații de ardere industrială (cazanul nr. 2 al Centralei termoelectrice din Brăila), la care s-a montat un generator gazodinamic sonic radial pe unul dintre cele 8 injectoare de păcură de tip 82 000 000 IL MARINE (figura 1.14).

Valorile parametrilor de regim ai cazanului în funcție de presiunea de lucru a generatorului sonic sunt date în tabelul 1.3.

Concentrația poluanților gazoși în focar în funcție de parametrii de lucru ai generatorului sonic sunt prezentați în tabelul 1.4.

Tabelul 1.4. Concentrația poluanților gazoși în focar în funcție de parametri de lucru ai generatorului sonic* [22].

Nr. crt.	Presiune de lucru generator p	Debit injector	Pres. păcură	Temp. păcură	O ₂	NO _x	SO ₂	Frecvențe de lucru f _I / f _{II}	Nivel global de intensitate acustică LZ
	[MPa]								
0	0	1,2	2,7	133	6,3	308,7	491	-	-
1	0,10	1,2	2,7	133	6,3	301,6	416	14,8/7,15	100,22
2	0,15	1,2	2,6	133	6,3	301,6	416	15,2/7,4	103,52
3	0,20	1,2	2,6	133	6,3	291,6	416	15,2/7,5	107,05
4	0,25	1,2	2,6	133	5,8	278,8	434	15,8/7,6	108,23
5	0,30	1,3	2,6	129	5,3	269,7	467	16,2/8,0	109,94
6	0,35	1,3	2,6	129	5,8	257,6	433	16,1/7,8	110,36
7	0,33	1,2	2,6	129	5,8	280,9	433	16,0/7,9	110,17
8	0,30	1,2	2,6	133	5,6	269,7	467	16,2/8,0	109,94

* prima linie a tabelului reprezintă datele la funcționarea fără generator sonic.

Debitul de combustibil al injectorului este de (1,2-1,3)t/h. Debitul total de combustibil pe focar este de (18,1-18,7)t/h pentru toate cele 8 arzătoare.

S-au urmărit variația emisiilor poluante și regimul de temperaturi pentru gazele de ardere pe traseul acestora spre coșul de fum la diferite sarcini de funcționare a cazanului și diferite presiuni ale aerului de alimentare a generatorului. Rezultatele experimentale obținute sunt prezentate în tabelele 1.5. și 1.6.

S-a constatat la creșterea presiunii de lucru a generatorului, respectiv a nivelului global de intensitatea acustică, o creștere cu 24°C a temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din focar, ceea ce indică o evidentă intensificare a procesului de ardere în câmpul sonor produs de generatorul sonic.

S-a obținut o reducere cu 0,7%, conținutului de O₂ în gazele de ardere, reducere ce are loc în domeniul presiunilor de lucru a generatorului p = (0,2-0,3)MPa, cu reducerea maximă când nivelul global de intensitate acustică ajunge la valoarea L_Z = 109,94 dB, frecvențele fiind f_I = 16,2 kHz și f_{II} = 8,0 kHz .

Emisia de NO_x la arderea sonică scade de la 308,7 mg/m³ până la (257,6 - 269,7)mg/m³, cele mai mici emisii de NO_x obținându-se la funcționarea injectorului cu debitul de 1,3t/h (257,6 mg/m³), respectiv de 1,2 t/h (269,7 mg/m³) și la presiunea de lucru a generatorului sonic de 0,35 MPa, respectiv de 0,3 MPa.

S-a stabilit că emisia de NO_x în funcție de nivelul global de intensitate acustică înregistrează cele mai scăzute concentrații în jurul valorii de 110 dB (L_Z = 109,94 dB) , frecvențele fiind f_I = 16,2 kHz și f_{II} = 8,0 kHz . Diferența cea mai mare dintre emisiile de NO_x obținute la arderea clasică și la arderea sonică în cazan este de 14,78%.

Emisia de SO₂ în funcție de nivelul global de intensitate acustică a avut cele mai scăzute valori în intervalul L_Z = (100,2 – 107,5) dB , frecvențele având valorile f_I = (14,8 – 15,2)kHz și f_{II} = (7,15 – 7,5) kHz .

Randamentul crește începând cu presiunea de lucru a generatorului de 0,1 MPa, ceea ce corespunde nivelului de intensitate acustică L_Z = 100,22 dB .

1.1.4. Arderea în câmp sonor a combustibililor gazoși

Arderea combustibililor gazoși în câmp acustic [23, 24] permite obținerea unei turbulențe ridicate și deci o mai bună amestecare a combustibilului cu aerul de ardere precum și o încărcare termică a flăcării în spații restrânse. Datorită acestor efecte se realizează o ardere mai completă, analiza gazelor de ardere evidențiind eliminarea aproape completă a monoxidului de carbon [25, 26].

Arzătorul industrial cu flacără radiantă de tip TRICEM, funcționează cu gaze naturale și aer insuflat, generând o flacără radiantă prin autocarburare. Acest arzător nu asigură o amestecare bună a gazului natural cu aerul insuflat în zona de ardere, fapt pus în evidență de depunerea de cocs pe suprafața frontală a corpului central al arzătorului și de acoperire a pieselor metalice din cuptoarele de tratamente termice cu o cantitate ridicată de tunder. Echiparea arzătoarelor TRICEM, destinate cuptoarelor de încălzire și de tratamente termice la temperaturi de peste 800°C, cu generator gazodinamic radial de ultrasunete înlătură aceste neajunsuri [24].

Arzătorul TRICEM prevăzut cu generator gazodinamic a fost încercat în condiții industriale la SIDEX-S.A. Galați. Au fost montate două generatoare gazodinamice tip GR-1 (figura 1.15) pe 2 arzătoare de tip TRICEM 15. Generatoarele sunt montate pe corpul arzătoarelor în secțiunea minimă a piesei refractare. Diametrul minim al piesei refractare a fost mărit până la diametrul corpului generatorului. Arzătorul prevăzut cu generator a fost montat în cuptorul cu vatră mobilă [26].

Generatorul de ultrasunete funcționează astfel: aerul comprimat pătrunde prin canalul periferic în ajutorajul radial 1, unde atinge viteza sunetului $Ma=1$; jetul supersonic radial pătrunde în rezonatorul toroidal 2, cauzând apariția undelor acustice de înaltă frecvență.

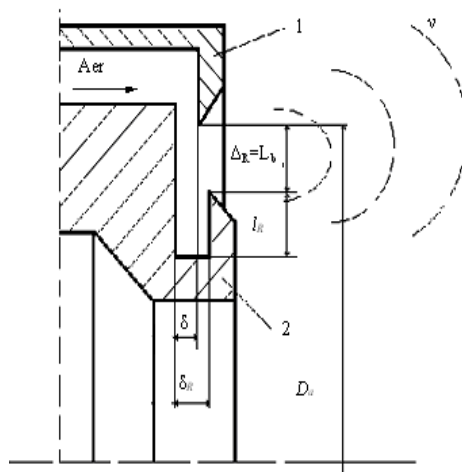
Undele acustice produse de rezonatorul toroidal interacționează între ele asigurând creșterea intensității câmpului acustic datorită fenomenului de interferență.

Încercările industriale ale arzătorului de tip TRICEM- 15 cu generatorul GR-1 s-au efectuat pe un cuptor pentru tratamente termice.

Arzătorul a fost amplasat în cuptorul cu vatră mobilă. În vederea controlului parametrilor funcționali ai generatorului a fost montat manometrului la conducta de aer de lucru, după ventilul de reglaj (figura 1.16).

Astfel, prin montarea ventilului și manometrului s-a putut efectua reglajul manual al regimului de funcționare a generatorului.

Au fost experimentate mai multe regimuri de funcționare, pentru fiecare regim efectuându-se analiza gazelor de ardere prelevate din zona de ardere a arzătorului (din interiorul piesei refractare). Compoziția gazelor de ardere (CO_2 , O_2 , CO , No_x) și coeficientul de exces de aer λ au fost determinate cu analizorul tip TESTO-350. În timpul măsurătorilor ușa cuptorului a fost deschisă [26].



(l_R – adâncimea rezonatorului; δ - fanta ajutorajului radial; Δ_R – distanța dintre ajutoraj și rezonator)

Figura 1.15. Schema generatorului radial de ultrasunete GR-1 [26].

Randamentul cuptorului este:

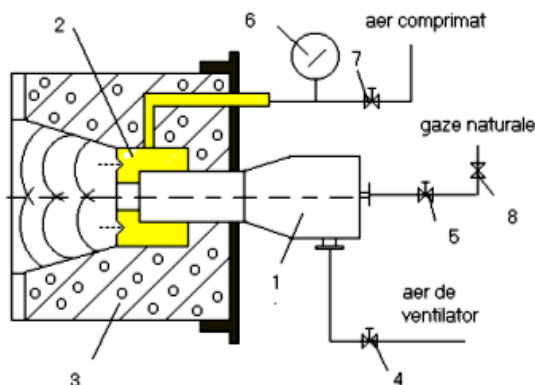
$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5) \quad [\%] \quad (1.46)$$

unde: q_2 - pierderea termică relativă prin căldura fizică a gazelor de ardere evacuate la coș [%];

q_3 - pierderea termică relativă prin ardere chimic incompletă [%];

q_5 - pierderea termică relativă prin răcirea suprafețelor exterioare ale cuptorului $q_5=4\%$.

Rezultatele obținute au evidențiat că spre deosebire de arzătorul TRICEM, care era deficitar din punctul de vedere al realizării flăcării cu ardere completă, arzătorul TRICEM echipat cu generatorul GR-1 asigură pe întreg domeniul de experimentare o ardere chimic completă.. Acest aspect conduce în principal la următoarele efecte:



1-arzătorul TRICEM-15; 2-generatorul gazodinamic radial GR-1; 3- piesă refractară; 4- ventil reglare debit aer de ardere; 5-ventil reglare debit gaze naturale; 6- manometru pentru controlul regimului de lucru al generatorului GR-1; 7- ventil de reglare a regimului de lucru a generatorului GR-1; 8-ventil "pornire-oprire" gaze naturale

Figura 1.16. Schema alimentării arzătorului echipat cu generatorul gazodinamic GR-1 [26].

- creșterea rapidității atingerii regimului nominal a cuptorului la pornire;
- asigurarea condițiilor de realizare a încălzirii mai uniforme a pieselor metalice;
- micșorarea pierderilor de material supus tratamentelor termice prin oxidare în timpul încălzirii și implicit creșterea productivității cuptorului.

Arzătorul TRICEM-15 cu generatorul gazodinamic asigură o ardere îmbunătățită (tabelul 1.7), spre deosebire de același arzător fără generator, la care a fost identificat un procent de monoxid de carbon în gazele arse de 0,8%, ceea ce duce la obținerea unei economii de combustibil de (1,2 – 2,1)%, calculată cu formula (1.28) (combustibilul folosit fiind gazul natural

În urma experimentării industriale a arzătorului TRICEM-15 cu generatorul sonic au rezultat următoarele:

- arzătorul TRICEM-15 cu generatorul GR-1 asigură o ardere chimic completă spre deosebire de arzătorul TRICEM-15, aceasta ducând la obținerea unei economii de combustibil de circa (1,2 – 2,1)%;
- coeficientul de exces de aer este de (1,06-1,15);
- arzătorul cu generatorul GR-1 are o funcționare corespunzătoare din punct de vedere ecologic, concentrația oxizilor de azot (NO_x) în gazele de ardere fiind de maxim 39 ppm, mult sub normele ecologice în vigoare.

Tabelul 1.5. Rezultatele experimentelor cu arzătorul TRICEM-15 prevăzut cu generatorul gazodinamic de ultrasunete GR-1 [26].

Nr. crt.	Presiunea aerului de alimentare a generatorului [bar]	Compoziția gazelor de ardere					Nivelul câmpului acustic, L [dB]	Frecvența de lucru, v [kHz]
		CO ₂ [%]	O ₂ [%]	CO [ppm]	N ₂ [%]	NO _x [ppm]		
1.	0,6	3,6	14,6	9,4	81,8	21	87,5	16
2.	0,8	8,4	6,2	12,4	85,4	30	99,5	20
3.	1,0	7,8	7,3	9	84,9	39	107,5	20

1.2. Analiza exergetică a instalațiilor termice

1.2.3. Bilanțul exergetic

Bilanțul exergetic al sistemului închis mai poate fi scris [4]:

$$\underbrace{(E_2 - E_1)}_{\text{variația de exergie}} = \underbrace{\int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \delta Q - [W - p_o(V_2 - V_1)]}_{\text{transferurile de exergie}} - \underbrace{T_o \cdot S_{\text{gen}}}_{\text{distrugerea de exergie}} \quad (1.64)$$

Primul termen din partea dreaptă este legat de transferul termic interpretat ca transfer de exergie însoțind transferul de energie termică:

$$E_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_o}{T_b}\right) \delta Q \quad (1.65.a)$$

Al doilea termen din partea dreaptă corespunde lucrului mecanic util net și poate fi considerat ca transfer de exergie corespunzător cu (sau însoțind) transferul de energie prin lucru mecanic:

$$E_w = W - p_o(V_2 - V_1) \quad (1.65.b)$$

Al treilea termen din partea dreaptă ține cont de distrugerea de exergie din cauza ireversibilităților din interiorul sistemului. *Distrugerea de exergie* E_D este legată de generarea de entropie prin:

$$E_D = T_o \cdot S_{\text{gen}} \quad (1.65.c)$$

În literatura de specialitate distrugerea de exergie este de asemenea denumită *distrugere de disponibilitate (availability destruction)*, *ireversibilitate (irreversibility)* și *lucru mecanic pierdut (lost work)*. Ecuația (1.65.a) este cunoscută ca *teorema Gouy Stodola*.

Forma generală a bilanțului exergetic se poate scrie:

$$\underbrace{\frac{dE_{cv}}{dt}}_{\text{fluxul variației de exergie}} = \underbrace{\sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{cv} - p_o \frac{dV_{cv}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e}_{\text{fluxuri de transfer exergetic}} - \underbrace{\dot{E}_D}_{\text{flux de exergie distrusa}} \quad (1.66.a)$$

indicii inferiori „i” și „e” se referă la intrări și, respectiv, la ieșiri.

Bilanțul exergetic pentru regim staționar ($dE_{cv}/dt = 0$ și $dV_{cv}/dt = 0$) se rezumă la:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{E}_D \quad (1.66.b)$$

Această ecuație arată că fluxul de exergie transferată la intrarea în volumul de control trebuie să fie mai mare decât fluxul de exergie transferată la ieșire; diferența o constituie fluxul de exergie distrusă în interiorul volumului de control din cauza ireversibilităților. Exprimată în funcție de fluxul de exergie transferată și distrusă, ecuația (1.66.a) ia forma:

$$0 = \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e - \dot{E}_D \quad (1.66.c)$$

unde \dot{E}_i și \dot{E}_e - fluxurile de exergie transferată la intrări și, respectiv, la ieșiri, iar $\dot{E}_{q,j}$ este dată de ecuația (1.46.a).

Randamentul exergetic

Randamentul exergetic reprezintă cota (procentajul) din exergia combustibilului asigurat sistemului, care este regăsită în exergia produsului final [4]. Mai mult, diferența dintre 100% și

valoarea procentuală a randamentului exergetic, este procentajul de exergie a combustibilului irosit în acest sistem sub formă de exergie distrusă și exergie pierdută.

O importantă utilizare a randamentelor exergetice constă în stabilirea performanțelor termodinamice ale componentelor, ansamblurilor sau chiar ale unei industrii, față de performanțele componentelor, ansamblurilor sau industriilor similare [4].

1.3. Analiza termoeconomică

Analiza termoeconomică combină analiza economică și termodinamică prin aplicarea conceptului de cost, inițial folosit doar în economie, la exergie. Majoritatea analiștilor sunt de acord că exergia este o proprietate termodinamică adecvată pentru alocarea costurilor, deoarece acesta este responsabilă pentru calitatea energiei [4, 5, 27, 29, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39].

Termoeconomia se ocupă cu sisteme de energetice realizate de către om [34]. Astfel, termoeconomia evaluează costul resurselor consumate, banii și ireversibilitățile sistemului în ceea ce privește procesul de producție în ansamblu. Analizele termoeconomice ajută la stabilirea modului în care resursele pot fi utilizate mai eficient, în scopul de a le conserva. Costurile în bani exprimă efectul economic al ineficiențelor și sunt folosite pentru a îmbunătăți eficiența financiară a proceselor de producție.

Evaluarea costului fluxurilor și proceselor într-o instalație ajută la înțelegerea procesului de formare a costurilor, de la intrarea resurselor până la produsele finale. Aceste analize pot rezolva problemele legate de sistemele energetice complexe, care nu pot fi rezolvate prin utilizarea analizelor energetice convenționale.

Printre alte aplicații ale termoeconomiei pot fi enumerate următoarele:

- evaluarea rațională a prețurilor produselor unei instalații pe criterii fizice;
- optimizarea variabilelor specifice de proces pentru a minimiza costul produsului final, adică optimizare la nivel local și global;
- detectarea ineficiențelor și calculul efectelor lor economice în exploatarea instalației, adică diagnosticarea termoeconomică a funcționării unei instalații;
- evaluarea diferitelor alternative de proiectare sau a deciziilor de exploatare și maximizarea rentabilității;
- audituri energetice.

În analiza economică, o balanță de cost este formulată pentru un sistem global cu funcționare în regim stabil astfel [4]:

$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{c,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad , \quad [\text{lei/s}] \quad (1.69)$$

în care:

$\dot{C}_{p,tot}$ - fluxul valoric al produsului, lei/s;

$\dot{C}_{c,tot}$ - fluxul valoric al combustibilului, lei/s;

\dot{Z}_{tot}^{CI} - fluxurile valorice corespunzătoare investițiilor de capital, lei/s;

\dot{Z}_{tot}^{OM} - fluxurile valorice corespunzătoare exploatarea și întreținerii, lei/s.

Această relație arată că fluxul valoric aferent produsului este egal cu fluxul valoric cheltuit pentru realizarea produsului, adică, fluxul valoric al combustibilului și fluxurile valorice corespunzătoare amortizării investițiilor de capital, exploatarea și întreținerii.

Metoda exergoeconomică de calcul al costurilor îmbunătățește și înlătură deficiențele metodei de analiză economică, prin luarea în considerare a calității energiei (exergia) [4]. Metoda exergoeconomică constă în îmbinarea ecuației de bilanț contabil cu primele două principii ale termodinamicii, relația de calcul a costurilor fiind o relație economică ce operează cu fluxuri de exergie, cărora li se atribuie costuri unitare [4].

Calcularea costurilor de exergie implică întocmirea bilanțurilor de cheltuieli pentru fiecare component al sistemului analizat.

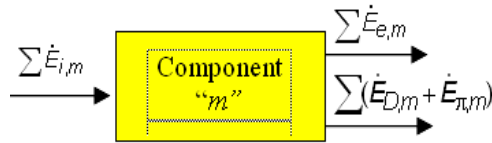


Figura 1.18. Bilanțul exergic pentru componentul "m" [4].

Costurile economisite, S, sunt [41]:

$$S = C_k \cdot j \quad (1.75)$$

Factorul valorii actuale, PWF, se calculează cu formula [41]:

Ecuția de bilanț exergic pentru un component "m" se poate scrie astfel [4]:

$$\dot{E}_{c,m} = \dot{E}_{p,m} + \dot{E}_{\pi,m} + \dot{E}_{d,m} \quad [\text{kW}] \quad (1.80)$$

în care:

$\dot{E}_{c,m}$ - fluxul exergic combustibil al componentului "m";

$\dot{E}_{p,m}$ - fluxul exergic produs de componentul "m";

$\dot{E}_{\pi,m}$ - fluxul exergic pierdut de componentul "m";

$\dot{E}_{d,m}$ - fluxul exergic distrus de componentul "m".

Ecuția de bilanț exergoeconomic, scrisă pentru același component (fig. 1.19) va fi [4]:

$$c_{c,m} \dot{E}_{c,m} + \dot{Z}_m = c_{p,m} \dot{E}_{p,m}, \quad [\text{lei/s}] \quad (1.81)$$

$$\text{PWF} = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (1.76)$$

Costul de capital anual, $\dot{C}\dot{A}_m$, se obține cu ajutorul relației [41]:

$$\dot{C}\dot{A}_m = \text{PW} \cdot \text{CRF}(i,n), \quad [\text{lei/an}] \quad (1.77)$$

Rata costului mediu \dot{Z}_m^{CI} , asociat cu capitalul de investiție se calculează cu relația: [41]:

$$\dot{Z}_m^{CI} = \frac{\dot{C}\dot{A}_m \cdot \varphi}{3600\tau}, \quad [\text{lei/s}] \quad (1.79)$$

unde φ - factorul costurilor de funcționare și întreținere având valoarea 1,06 [40].

1.4. Concluzii

În prezent, 87% din producția de energie primară în lume (pentru generarea electricității, încălzirea locuințelor, încălzire în procese industriale, transporturi, etc.) provine din arderea combustibililor fosili, iar arderea acestora produce în jur de 21,3 miliarde de tone de dioxid de carbon pe an.

Combustibilii frecvent utilizați ca surse de energie sunt gazele naturale, produsele petroliere și cărbunele. Când acestea se combină cu oxigenul, în procesul de ardere, se formează dioxid de carbon și apă printr-o serie de reacții chimice, care, de regulă, sunt foarte complexe, deoarece au loc în diferite etape și implică multe specii intermediare. Pe lângă apă și dioxid de carbon se mai formează, în cantități mult mai mici, și poluanți atmosferici care în timp se acumulează și produc efecte nocive asupra omului și mediului ambiant în ansamblul său.

Tehnicile folosite pentru creșterea randamentului arderii conduc, de regulă, la creșterea emisiilor de oxizi de azot datorită creșterii temperaturii în zona de ardere și a timpului de staționare a produselor de ardere în zona temperaturilor înalte. Metodele des utilizate pentru prevenirea formării oxizilor de azot au la bază, în general, reducerea temperaturii în zona de ardere (prin injecția apei, recircularea gazelor de ardere reci, organizarea arderii în trepte la nivel de arzător și focar), ceea ce are ca efect nedorit creșterea conținutului de nămol în gazele de ardere, adică reducerea randamentului arderii.

O tehnologie performantă de ardere a combustibililor lichizi și gazoși, apărută în anii '80, realizează pe lângă creșterea randamentului de ardere, și reducerea emisiei de oxizi de azot, prin intensificarea transferului de căldură și masă în flacără cu ajutorul generatoarelor sonice gazodinamice. Analiza construcției și funcționării generatoarelor gazodinamice ale injectoarelor sonice arată că are loc trecerea de la utilizarea jeturilor axial simetrice cu tijă centrală la jeturile radiale sau chiar axial-radiale, acestea putând fi convergente sau divergente și limitate de peretele de-a lungul căruia se dezvoltă. Aprecierea comparativă a eficacității generatoarelor ce utilizează ajutoare cu geometrii neconvenționale, efectuată pe baza măsurărilor acustice, a evidențiat faptul că la aceiași parametri geometrici ai sistemului "ajutaj-rezonator" și aceeași presiune de alimentare, puterea maximă acustică se obține la generatoarele radiale cu jetul divergent.

Valoarea maximă obținută pentru randamentul acustic (raportul dintre intensitatea acustică și energia curgerii adiabactice a jetului prin ajutaj) a fost de 29,4% la construcții cu jeturi convergente axial-radiale și de (26,7-29,1)% la construcții cu jeturi radiale. În cazul generatoarelor tradiționale cu rezonatorul de tip axial, randamentul acustic este mult mai mic (17,4%). În condițiile actuale în care întreaga omenire este preocupată cu conservarea mediului la scară globală și de lungă durată au fost dezvoltate metode de analiză care să aprecieze cât mai bine eficiența instalațiilor industriale și care să indice căile de creștere a eficienței. Singura metodă care ia în considerare aspectele economice, energetice și de mediu este analiza termoeconomică.

Prin prezenta lucrare de doctorat se dorește să se aducă o contribuție la preocupările de creștere a performanțelor energetice și de mediu ale instalațiilor de ardere prin efectuarea de cercetări teoretice și experimentale privind termoeconomia instalațiilor de ardere industriale echipate cu generatoare gazodinamice sonice.

Pentru atingerea acestui obiectiv general, au fost stabilite următoarele direcții de cercetare, ca și obiective specifice ale tezei de doctorat:

- studiul influenței frecvenței și intensității oscilațiilor de presiune produse de un generator sonic asupra eficienței și emisiei de poluanți a unei instalații industriale de ardere a gazelor naturale;
- analiza termoeconomică a instalațiilor de ardere industriale echipate cu generatoare gazodinamice sonice.

Astfel, pentru realizarea obiectivelor propuse, lucrarea conține:

- conceperea și realizarea unui generator sonic gazodinamic radial pentru un arzător de gaze naturale;
- cercetări acustice și parametrice ale generatorului sonic experimental;
- studiul arderii și al emisiei de poluanți a unui cuptor cu arzător echipat cu generator sonic; analiza termoeconomică cu luarea în considerație a aspectelor de mediu a unui cuptor cu instalație de ardere echipată cu generator gazodinamic sonic.

2. ANALIZA TERMONECONOMICĂ A CUPTORULUI DINTR-O SECȚIE METALURGICĂ

Singura metodă disponibilă în prezent, folosită pentru evidențierea celor mai puțin eficiente procese și componente ale unei instalații, este metoda termoeconomică, cu luarea în considerație și a poluării mediului [50]. În continuare, este prezentată analiza termoeconomică a unui cuptor cu propulsie, cu capacitatea maximă de încălzire a țagelilor de 70t/h.

2.1. Prezentarea constructiv-funcțională a cuptorului cu propulsie de 70 t/h

Cuptorul cu propulsie de 70 t/h deservește un laminor de profile mijlocii și este prevăzut cu 3 zone de încălzire cu reglaj independent a temperaturii după cum urmează: zona de încălzire superioară; zona de încălzire inferioară și zona de egalizare (figura 2.1). Cuptorul se află în dotarea S.C. Laminor S.A Brăila.

Structura de rezistență a cuptorului este constituită dintr-o construcție metalică confecționată din tablă și profile laminate. Pereții cuptorului sunt din tablă la exterior și din zidărie refractară la interior. Zidăria pereților laterali este formată din două straturi: unul termoizolant ușor realizat lângă peretele din tablă din cărămidă termoizolatoare și mai multe straturi de cărămidă de șamotă.

Zidăria pereților frontali este formată dintr-un strat izolator realizat cu cărămidă termoizolatoare ușoară (diatomit) și din cărămidă de șamotă.

Bolta cuptorului este plană și este confecționată în sistemul "suspendat", fiind realizată din cărămizi de șamotă profilate special, care sunt fixate de grinzile metalice ale cuptorului cu agrafe din sârmă. Spațiul dintre cărămizi este umplut printr-un procedeu special de turnare și batere.

Evacuarea materialelor încălzite din cuptor, în vederea laminării, se face prin împingerea prin cuptor, cu ajutorul mașinii de propulsie, până în dreptul planului înclinat. Materialul cade pe calea cu role care îl duce la prima cajă de laminare.

Așezarea și înaintarea materialului ce urmează să fie încălzit în cuptor, se face pe cele 4 glisiere, așezate simetric în lungul zonei de-a lungul cuptorului.

Cuptorul este prevăzut cu arzătoare tip GARI-T fabricate de S.C. ARMAX GAZ S.A Mediaș, care folosesc drept combustibil gaz metan (figura 2.1). Ele sunt echipate cu un tunel de amestecare a gazelor naturale cu aerul de ardere (ce pătrunde sub un anumit unghi în jetul de combustibil imprimând o mișcare de vârtej), realizat din beton refractar. La ieșirea din tunel, amestecul se aprinde și generează o flacără radiantă scurtă, având temperatură ridicată. Numărul arzătoarelor montate pe cuptor este 24, repartizate astfel: zona de încălzire superioară 9 arzătoare de $150 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$; zona de încălzire inferioară -6 arzătoare de $200 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ și zona de egalizare - 9 arzătoare de $100 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$.

Evacuarea gazelor de ardere din cuptor se face prin canale subterane înzidite, cu ajutorul unui coș cu tiraj natural, când nu trec prin cazanul recuperator. Când gazele trec prin cazanul recuperator, tirajul se realizează cu ajutorul unui exhaustor și coș.

Reglarea presiunii în cuptor se face cu ajutorul unui registru rotativ montat pe canalul de fum, după preîncălzitorul de aer (recuperator).

Dimensiunile cuptorului sunt:

- lungimea utilă = 19,5 m;
- lățime (interior zidărie) = 6,6 m;
- suprafața utilă a vetrei = 17 m^2 ;
- secțiunea canalului de gaze de ardere = $5,7 \text{ m}^2$

Caracteristicile tehnice ale cuptorului sunt prezentate în tabelul 2.2, iar caracteristicile semifabricatelor și combustibilului (gaze naturale) sunt prezentate în tabelul 2.3 .

2.2. Analiza energetică a cuptorului

Pentru efectuarea bilanțului termic și exergetic se consideră că temperatura de referință este egală cu temperatura mediului ambiant: $t_{\text{ref}} = t_o = 0^\circ\text{C}$ și presiunea de referință egală cu cea a mediului ambiant $p_{\text{ref}} = p_o = 1,013 \text{ bar}$.

Bilanțul termic al cuptorului se compune din următoarele fluxuri de căldură:

- fluxul de căldură chimică a combustibilului introdus în cuptor;
- fluxul de căldură introdus cu apa de alimentare a cazanului recuperator;
- fluxul de căldură fizică semifabricatelor introduse în cuptor;
- fluxul de căldură degajată prin reacția exotermă de oxidare a oțelului;



Figura 2.1. Cuptorul cu propulsie de 70t/h.

Tabelul 2.2. Parametrii de funcționare ai cuptorului (mărimi măsurate/determinate).

Nr. crt.	Mărimea	UM	Valoarea
1.	Masa țăgalelor intrate în cuptor (62,3 t/h), G_i	kg/s	17,61
2.	Masa țăgalelor ieșite din cuptor, G_e	kg/s	17,33
3.	Masa metalului ars în cuptor (1,5%), G_a	kg/s	0,26
4.	Debitul de combustibil, B	m^3_N/s	0,412
5.	Debitul de aer pentru ardere ($\lambda_f = 1,05$), L	m^3_N/s	4,13
6.	Temperatura semifabricatelor (țagle) la intrare în cuptor, $t_{sf,i}$	°C	230
7.	Temperatura semifabricatelor (țagle) la ieșire din cuptor, $t_{sf,e}$	°C	1200
8.	Temperatura aerului preîncălzit, t_{ap}	°C	475
9.	Temperatura gazelor de ardere la ieșire din cuptor, t_{g0}	°C	1400
10.	Temperatura gazelor de ardere la ieșire din preîncălzitorul de aer, t_{g1}	°C	433
11.	Temperatura gazelor de ardere la coșul de fum, t_{gac}	°C	157
12.	Temperatura apei de răcire a glisierelor, t_{ari}/t_{are}	°C	22/45
13.	Debitul de apă de răcire a glisierelor, A_r	m^3_N/s	0,05
14.	Presiunea apei de răcire a glisierelor	bar	3
15.	Parametrii aburului saturat produs		
16.	- temperatură	°C	188
17.	- presiune	bar	12
18.	- debitul de abur produs, G_{ab}	kg/s	1,94
19.	Coeficientul de exces de aer la ieșire din cuptor	-	1,15
20.	Coeficientul de exces de aer la ieșire din preîncălzitorul de aer	-	1,35
21.	Coeficientul de exces de aer la ieșire din cazanul recuperator	-	1,54

- fluxul de căldură fizică a semifabricatelor ieșite din cuptor:
- fluxul de căldură a aburului produs:
- fluxul de căldură absorbită prin reacția endotermă la trecerea din Fe γ în Fe α:
- fluxul de căldură pierdută cu materialul ars:
- fluxul de căldură pierdută cu gazele de ardere evacuate la coș:
- fluxul de căldură a gazelor de ardere la ieșire din preîncălzitorul de aer:
- fluxul de căldură a gazelor de ardere la ieșire din cuptor:
- fluxul de căldură pierdut prin ușile de alimentare/evacuare și laterale ale cuptorului.
- căldura pierdută în exterior prin pereții cuptorului.
- căldura pierdută cu apa de răcire:
- căldura pierdută în exterior prin pereții preîncălzitorului de aer.
- fluxul de căldură pierdută în exterior prin pereții cazanului recuperator [54]:

În tabelul 2.4 sunt date căldurile intrate și cele ieșite din instalație, exprimate în valori absolute cât și procentual.

Tabelul 2.4. Bilanțul termic al cuptorului.

CĂLDURĂ INTRATĂ	kW	%
Energia chimică a combustibilului	14 788,02	78.81
Căldura semifabricatelor intrate	2 005	10,69
Căldura apei de alimentare a cazanului recuperator	487,62	2,6
Căldura dezvoltată prin reacții exoterme	1 480,5	7.89
TOTAL	18 763,27	100
CĂLDURĂ IEȘITĂ		
Căldura semifabricatelor ieșite	8 318,4	44,33
Căldura aburului	5 405,84	28,81
Căldura pierdută cu materialul ars	124,8	0,67
Căldura pierdută cu apa de răcire	4,8	0,03
Căldura gazelor de ardere evacuate la coș	2 022,61	10,78
Căldura absorbită prin reacții endoterme	884,37	4,71
Căldura pierdută prin deschideri	1,83	0,01
Căldura pierdută prin pereții cuptorului	850,7	4,53
Căldura pierdută prin pereții preîncălzitorului de aer	711,12	3,79
Căldura pierdută prin pereții cazanului recuperator	438,75	2,34
TOTAL	18764,53	100

În figura 2.8 sunt prezentate în procente fluxurile de căldură ieșite din instalație.

Se poate observa că fluxul util de căldură (căldura conținută de semifabricate la ieșirea din cuptor și căldura aburului produs) reprezintă 73,14% din fluxul total de căldură intrată în instalație, restul de 26,86% reprezentând pierderile termice ale instalației.

Cele mai mari pierderi se produc prin evacuarea gazelor de ardere la coș (10,78%) și sunt urmate de pierderile prin reacții endoterme (4,71%) și pierderile în exterior prin pereții cuptorului (4,53 %). Cele mai mici pierderi sunt cele cu apa de răcire (0,03%) și cele ce au loc prin deschideri (0,01%).

Randamentul termodinamic al întregii instalații a cuptorului este:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{sf,e} - \dot{Q}_{sf,i} + \dot{Q}_{aalim}}{\dot{Q}_{cb} + W_{Palim} + W_{VA} + W_{GA}} = 58,81 \% \quad (2.20)$$

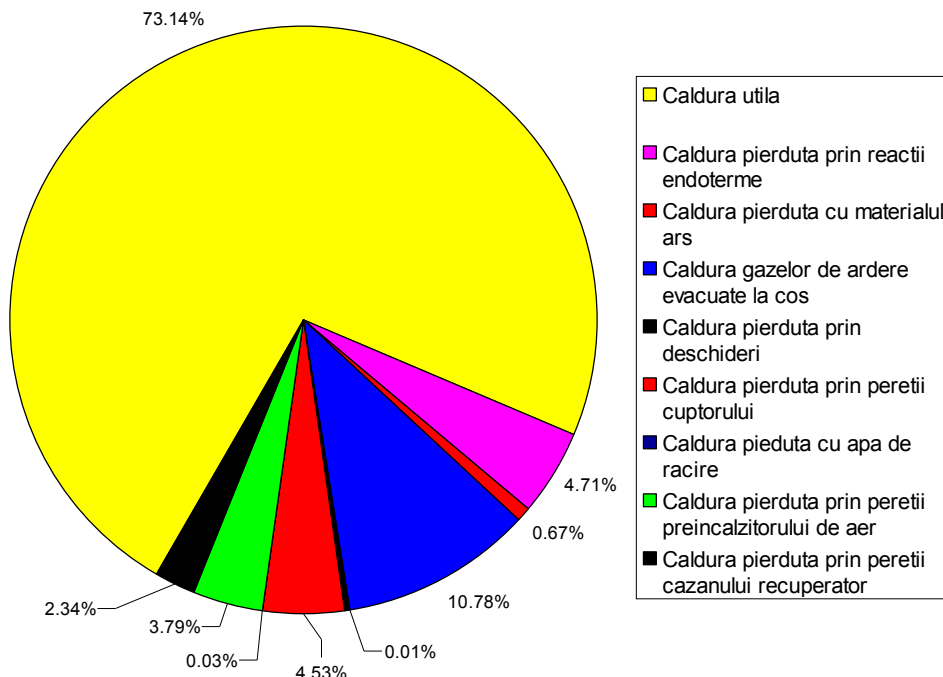


Figura 2.8. Fluxurile de căldură ieșite din instalație.

2.3. Analiza exergetică a cuptorului

În cuptor și instalațiile anexe au loc pierderi de exergie datorate arderii incomplete, pierderii de căldură prin pereții, dar și distrugerii de exergie.

Principalele surse de distrugere a exergiei (generare a ireversibilităților termodinamice) în cuptor sunt:

- arderea combustibilului cu procesele componente: difuzia reactanților, reacția de oxidare, schimbul de căldură dintre speciile chimice, amestecarea produșilor de reacție;
- schimbul de căldură la diferență finită de temperatură dintre gazele de ardere și semifabricate, aerul de ardere și apă;
- curgerea gazelor de ardere, a aerului și apei cu pierdere de presiune (datorită frecării);
- amestecarea gazelor de ardere cu aerul infiltrat prin neetanșeități;
- comprimarea apei în pompa de alimentare.

Analiza exergetică este divizată în două părți: prima parte analizează procesul adiabatic de ardere, iar a doua parte procesul de transfer de căldură în cuptor, preîncălzitor de aer și respectiv cazanul recuperator.

Prin ardere, exergia combustibilului se transformă în exergie a produselor de ardere, transformarea integrală a exergiei combustibililor corespunzând cazului ideal, cazului în care procesul de ardere se desfășoară reversibil.

Bilanțul exergetic, realizat pe componente, este prezentat în continuare.

- fluxul de exergie a aerului de ardere:
- fluxul exergetic intrat în focar cu combustibilul.
- fluxul de exergie a căldurii reacțiilor exoterme:
- fluxul de exergie a căldurii reacțiilor endoterme:
- fluxul de exergie a gazelor de ardere la temperatura adiabatică de ardere.

Fluxul de exergie distrusă și pierdută în procesul de ardere este:

$$\dot{E}_{d,p}^{ard} = \dot{E}_{cb} + \dot{E}_a + \dot{E}_{exo} - \dot{E}_{gad} - \dot{E}_{end} = 5067 \text{ [kW]} \quad (2.29)$$

Randamentul exergetic al arderii:

$$\eta_{\text{exe}}^{\text{ard}} = \frac{\dot{E}_{\text{gad}}}{\dot{E}_{\text{cb}} + \dot{E}_{\text{a}} + \dot{E}_{\text{exo}} - \dot{E}_{\text{end}}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{d,p}}^{\text{ard}}}{\dot{E}_{\text{cb}} + \dot{E}_{\text{a}} + \dot{E}_{\text{exo}} - \dot{E}_{\text{end}}} = 76,17\% \quad (2.30)$$

În cuptor, o parte din exergia gazelor de ardere se distruge prin schimbul de căldură la diferență finită de temperaturi, datorită curgerii cu frecare a gazelor de ardere prin cuptor și datorită infiltrării de aer fals (prin amestecare), iar o parte se pierde datorită pierderii de căldură prin pereții cuptorului.

Ecuția de bilanț exergetic pentru cuptor este:

$$\dot{E}_{\text{g}_0} + \dot{E}_{\text{sf},i} = \dot{E}_{\text{sf},e} + \dot{E}_{\text{g}_1} + \dot{E}_{\text{d,p}}^{\text{C}} \quad [\text{kW}] \quad (2.31)$$

Exergia distrusă și pierdută este:

$$\dot{E}_{\text{d,p}}^{\text{C}} = \dot{E}_{\text{g}_0} + \dot{E}_{\text{sf},i} - \dot{E}_{\text{sf},e} - \dot{E}_{\text{g}_1} \quad [\text{kW}] \quad (2.32)$$

Fluxul de exergie distrusă și pierdută în preîncălzitorul de aer este:

$$\dot{E}_{\text{d,p}}^{\text{PA}} = \dot{E}_{\text{g}_0} + W_{\text{VA}} - \dot{E}_{\text{g}_1} - \dot{E}_{\text{a}} = 11544,13 + 7 - 7946,76 - 3083 = 444,37 \quad [\text{kW}] \quad (2.44)$$

unde W_{PA} - energia electrică consumată de ventilatorul de alimentare cu aer: $W_{\text{VA}} = 70\text{kW}$

In tabelul 2.5 este prezentat bilanțul exergetic al cuptorului.

Tabelul 2.5. Bilanțul exergetic al cuptorului.

EXERGIA INTRATĂ	kW
Fluxul de exergie chimică a combustibilului	16975,1
Fluxul de exergie a semifabricatelor intrate	795,54
Fluxul de exergie a apei de alimentare a cazanului recuperator	4,30
Fluxul de exergie dezvoltată prin reacții exoterme	1006,11
Puterea ventilatorului de aer	70
Puterea ventilatorului de gaze de ardere	100
Puterea pompei de alimentare cu apă a cazanului recuperator	10
TOTAL EXERGIE INTRATĂ	18563,27
EXERGIA IEȘITĂ	kW
Fluxul de exergie a semifabricatelor ieșite	5175,409
Fluxul de exergie a aburului	2285,789
Fluxul de exergie a gazelor de ardere evacuate la coș	582,98
Fluxul de exergie absorbită prin reacții endoterme	720,46
Fluxul de exergie pierdută și distrusă în focar	6237,74
Fluxul de exergie pierdută și distrusă în cuptor	1176,50
Fluxul de exergie pierdută și distrusă în preîncălzitorul de aer	1000,70
Fluxul de exergie pierdută și distrusă în cazanul recuperator	1363,043
TOTAL EXERGIE IEȘITĂ	18542,62

Comparativ cu randamentul termodinamic, randamentul exergetic este mult mai mic (32% față de 58,81%). Acest lucru se explică prin faptul că exergia spre deosebire de energie nu se conservă, ea putând fi distrusă și pierdută.

Valorile procentuale ale pierderilor și distrugerilor de exergie ce au loc în componentele instalației sunt: 23,91% în camera de ardere, 4,8% în cuptor, 4,22% în cazanul recuperator și 2,83% în preîncălzitorul de aer.

2.4. Analiza termoeconomică a cuptorului

Costul exergetic al semifabricatelor produse de cuptor se calculează cu ajutorul următoarei ecuații de bilanț al costurilor exergetice, scrisă la funcționarea în regim staționar [61]:

$$\dot{C}_{sf,e} = \dot{C}_{cb} + \dot{C}_{sf,i} + \dot{C}_{el} + \dot{C}_{aal} - \dot{C}_{abur} + \dot{C}_{mediu} + \dot{Z}_{cuptor}^{CI} + \dot{Z}_{cuptor}^{OM} \quad [\text{lei/s}] \quad (2.51)$$

unde: \dot{C}_{cb} - fluxul valoric al combustibilului utilizat. Costul gazelor naturale pentru consumatorii finali conectați direct la sistemul de transport, cu un consum anual între 1 162,79 MWh și 11 627,78 MWh, este de 87,9 lei/ MWh. Costul exergetic al gazelor naturale este:

$$c_{e,cb} = 2,44 \cdot 10^{-5} \text{ lei/kJ} \quad (2.52)$$

Fluxul valoric al combustibilului este:

$$\dot{C}_{cb} = c_{e,cb} \cdot \dot{E}_{cb} = 2,44 \cdot 10^{-5} \cdot 16\,975,1 = 0,414 \quad [\text{lei/s}] \quad (2.53)$$

\dot{C}_{aal} - fluxul valoric al apei de alimentare.

Fluxul valoric al energiei electrice se determină cunoscând puterile de antrenare și costul specific al energiei electrice $c_{el} = 0,2872 \text{ lei/kWh} = 7,97 \cdot 10^{-5} \text{ lei/kJ}$.

\dot{C}_{abur} - fluxul valoric al aburului produs este. Acesta se calculează cu formula;

$$\dot{C}_{abur} = G_{ab} \cdot c_{eabur} \cdot e_{abur} = 0,186 \quad [\text{lei/s}] \quad (2.56)$$

în care costul exergetic al aburului conform [61] este $c_{eabur} = 5,82 \cdot 10^{-5} \text{ [lei/kJ]}$

Fluxul valoric al energiei electrice este:

$$\dot{C}_{el} = c_{el} (W_{Palim} + W_{VA} + W_{VGA}) = 7,97 \cdot 10^{-5} (10 + 70 + 100) = 0,0143 \quad [\text{lei/s}] \quad (2.57)$$

\dot{Z}_{cuptor}^{CI} - rata de cost aferentă amortizării investiției cazanului.

Pentru exploatarea și întreținerea cuptorului se fac următoarele cheltuieli:

- salarii pentru 2 operatori cu salariul brut de 3450 lei/lună;
- salarii pentru 1 mecanic și 1 electrician întreținere cu salariul brut de 2850 lei/lună;
- salarii pentru 2 mecanici reparații cu salariul brut de 4250 lei/an.

$$\dot{Z}_{cuptor}^{OM} = \frac{2 \cdot 3450 + 2 \cdot 2850}{30 \cdot 24 \cdot 3600} + \frac{2 \cdot 4250}{365 \cdot 24 \cdot 3600} = 0,0488 \quad [\text{lei/s}] \quad (2.64)$$

\dot{C}_{mediu} - fluxul valoric al taxelor de mediu care includ taxa de energie și taxa de poluare.

Costul exergetic al semifabricatelor produse de cuptor este:

$$c_{e-sf,e} = \frac{\dot{C}_{cb} + \dot{C}_{sf,i} + \dot{C}_{aal} - \dot{C}_{abur} + \dot{C}_{el} + \dot{Z}_{cuptor}^{CI} + \dot{Z}_{cuptor}^{OP} + \dot{C}_{taxe}}{\dot{E}_{sf,e}} = 0,002856 \quad [\text{lei/kJ}] \quad (2.69)$$

Costul specific al semifabricatelor cu temperatura de 1200°C produse de cuptor este:

$$C_{sf,e} = C_{esf,e} \cdot e_{sf,e} = 0,002856 \cdot 293,662 = 0,8387 \text{ [lei/kg]} \quad (2.70)$$

Costul specific al semifabricatelor crește prin încălzirea în cuptor de la 0,8 lei/kg la 0,8383 lei/kg.

2.5. Concluzii

Pentru încălzire se folosesc mai multe tipuri de instalații care pot fi grupate în instalații care folosesc pentru încălzire combustibili lichizi sau gazoși și instalații care folosesc pentru încălzire curentul electric.

Singura metodă disponibilă în prezent, folosită pentru evidențierea celor mai puțin eficiente procese și componente ale unei instalații, este metoda termoeconomică, cu luarea în considerație și a poluării mediului.

În acest capitol a fost efectuată analiza termoeconomică a unui cuptor cu propulsie, cu capacitatea maximă de încălzire a țagelilor de 70 t/h, care deservește un laminor de profile mijlocii, și se află în dotarea S.C. Laminorul S.A Brăila.

Analiza energetică a cuptorului de 70 t/h a evidențiat faptul că randamentul termodinamic al întregii instalații a cuptorului este de 58,81%. De asemenea, analiza energetică a cuptorului a evidențiat că pierderea de căldură prin gazele de ardere evacuate la coș are ponderea cea mai însemnată (10,78%) dintre pierderile de căldură ale întregii instalații. În cuptor și instalațiile anexe au loc pierderi de exergie datorate arderii incomplete, pierderii de căldură prin pereții, dar și distrugerii de exergie.

Analiza exergetică a cuptorului de 70 t/h a evidențiat că randamentul exergetic al arderii are valoarea de 76,17%, în timp ce randamentul exergetic al întregii instalații a cuptorului este de 32%. Ca și în cazul analizei energetice a cuptorului, analiza exergetică a evidențiat faptul că fluxul de exergie a gazelor de ardere evacuate la coș are valoarea cea mai mare (4843,34 kW) dintre pierderile exergetice ale instalației cuptorului.

Analiza termoeconomică a cuptorului de 70 t/h a evidențiat că relația costului exergetic al semifabricatelor produse de un cuptor, pentru costuri constante ale combustibilului, electricității, apei de alimentare și semifabricatelor brute, conduce la concluzia că principalii parametri funcționali ce determină costul sunt:

- debitul de material încălzit. Din acest motiv, încărcarea cuptorului trebuie să fie cât mai apropiată de cea nominală, caracterizată de consum minim de combustibil;
- debitul de combustibil, B ce depinde de randamentul exergetic al cuptorului;
- energia electrică consumată de ventilatoarele de alimentare cuptor cu aer, evacuare gaze de ardere și de pompa de alimentare cu apă a cazanului recuperator;
- coeficientul de exces de aer din cuptor, care determină temperatura din cuptor;
- ratele de cost aferente întreținerii cuptorului;
- emisiile poluante ale cuptorului;
- temperatura de evacuare a gazelor la coș.

Rezultatele analizei termoeconomice arată că cea mai mare pondere în costul exergetic al semifabricatelor produse de cuptor o are costul semifabricatelor brute (96,53%), urmat fiind de costul combustibilului (2,84%), costul exploatării și întreținerii cazanului (0,33%) și costul de mediu (0,16%).

Prin urmare, soluțiile de reducere a costului semifabricatelor încălzite în cuptor sunt:

Creșterea randamentului exergetic al cuptorului prin:

1. Îmbunătățirea arderii.

- realizarea arderii cât mai complete cu exces de aer redus prin folosirea de arzătoare eficiente și cu emisii poluante reduse (se reduc și penalitățile datorate emisiilor poluante);

- controlul automat al arderii (conduce și la scăderea ratei de cost aferentă întreținerii);

reducerea pierderilor și distrugerilor de exergie (pierderea de căldură în exterior prin pereți, pierderea de căldură prin evacuarea gazelor de ardere la coș). Căldura conținută de

gazele de ardere evacuate la coș poate fi recuperată utilizând recuperatoare de căldură cu condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere).

2. Recuperarea căldurii conținute de semifabricatele încălzite și din apa de răcire;
3. Conducerea optimă a ventilatoarelor de alimentare cu aer și a ventilatoarelor de evacuare a gazelor de ardere în vederea reducerii consumului de energie electrică.

3. PROIECTAREA GENERATORULUI SONIC GAZODINAMIC EXPERIMENTAL

Rezultatele obținute la investigarea arderii în cuptoare în câmp sonic creat cu ajutorul generatoarelor sonice experimentale montate pe arzătoarele existente permit elaborarea principiilor de proiectare și a metodei de calcul pentru determinarea parametrilor geometrici și funcționali ai generatoarelor gazodinamice de tip radial.

Generatoarele sonice gazodinamice pot fi folosite pe arzătoarele existente fără costuri prea mari de investiții și fără a afecta capacitatea instalației de ardere.

În figura 3.1 este prezentată schematic funcționarea unui generator sonic de tip radial (toroidal) cu punerea în evidență a undelor sonice.

Când combustibilul este introdus în câmpul ultrasonic, acesta suferă schimbări fizice și chimice induse de energia iradiațiilor ultrasonice [76]. În acest mod calitatea combustibilului este modificată chimic și fizic fiind promovată arderea, cu reducerea formării de funingine. Datorită ciclurilor de destindere ce urmează celor de comprimare din unda acustică, temperatura scade local și astfel se împiedică formarea NO_x în cantitate mare.

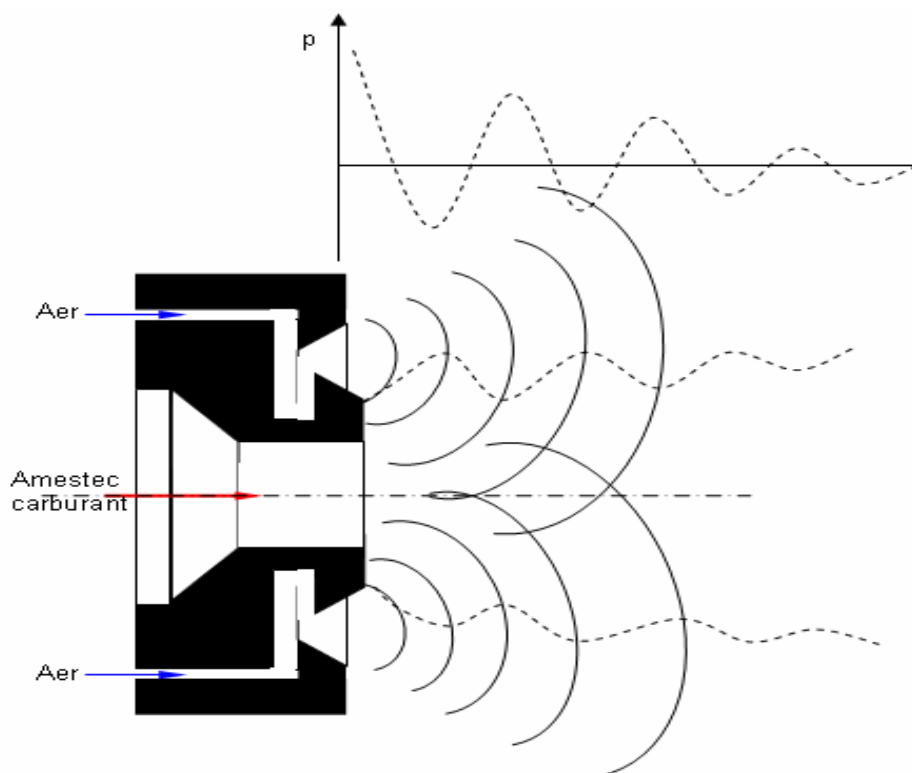


Figura 3.1. Funcționarea unui arzător cu generator sonic radial [76].

3.1. Alegerea parametrilor dimensionali ai generatorului sonic radial destinat arderii combustibililor gazoși

Alegerea parametrilor dimensionali ai generatorului experimental se face utilizând metoda de calcul pentru generatoarele sonice axiale [2,66], considerând că parametrii

geometrici ai jeturilor supersonice radiale, în secțiune transversală coincid cu cei din jetul supersonic axial-simetric.

Generatorul are forma unui tor, care se fixează pe capul arzătorului, în centrul căruia se află admisia combustibilului (poziția 3, figura 3.2).

Calculul pornește cu determinarea parametrului de neizobaritate a jetului generatorului:

$$n = \frac{p + p_f}{p_f} \quad (3.1)$$

unde pentru p (presiunea aerului comprimat de alimentare) se alege pentru început valoarea minimă $p = 0,1$ MPa). Pentru presiunea în camera de ardere se alege în prima aproximare valoarea egală cu presiunea atmosferică (0,1013 MPa).

3.2. Proiectarea și construcția generatorului sonic gazodinamic experimental

Întrucât investigațiile utilizării generatorului gazodinamic sonic pe arzătoarele cuptorului pentru care s-a efectuat analiza termoeconomică din Capitolul 2 nu a fost posibilă, s-a procedat la construirea unui cuptor de forjă experimental, de dimensiuni mici, dotat cu arzător de gaze naturale de tip GBS construit de firma Industrial Burner Systems. Prin urmare, a fost proiectat și construit un generator gazodinamic radial de ultrasunete pentru acest arzător.



Figura 3.3. Arzător de gaze tip GBS cu tub ceramic radiant tip Silit SKS [84].

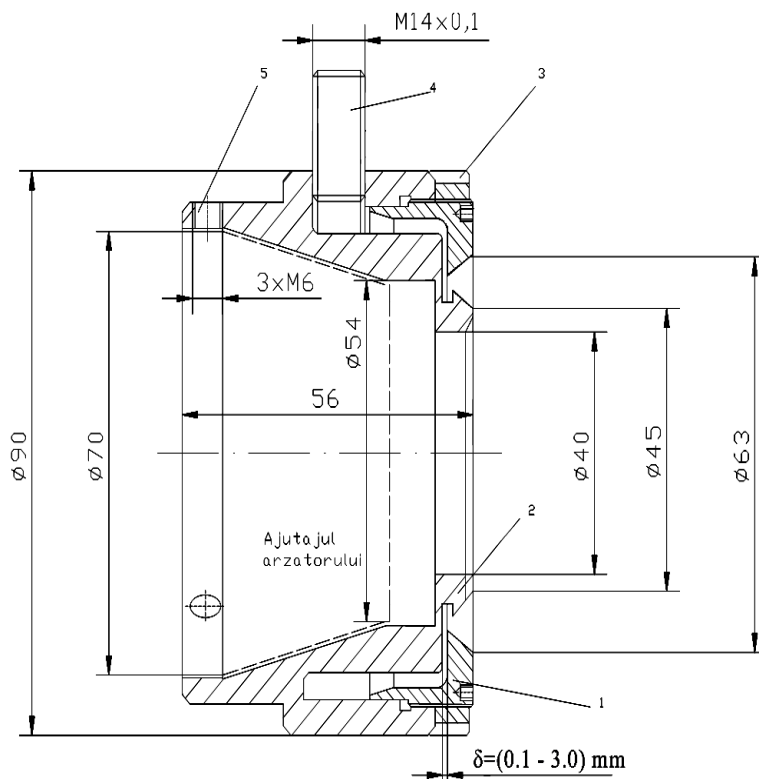
Generatorul sonic a fost proiectat pentru debitul nominal al arzătorului $B = 15\text{m}^3/\text{h}$.

Dimensiunile generatorului gazodinamic radial (fig. 3.4), calculate după metoda prezentată mai înainte sunt:

- fanta ajutorului $\delta = (0,1 \div 3)\text{mm}$ (reglabilă);
- fanta rezonatorului $\delta_R = 2\text{mm}$;
- diametrul ajutorului $D_a = 56\text{mm}$;
- distanța dintre ajutorul și rezonatorul radial $\Delta_R = 1\text{mm}$.

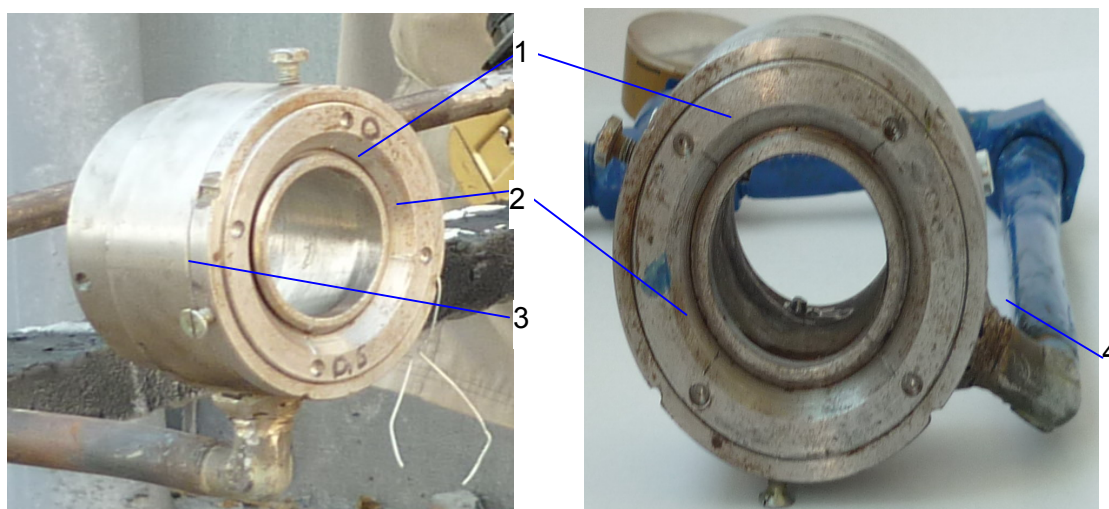
Generatorul se fixează pe tubul arzătorului prin intermediul unui șurub de fixare. Aerul comprimat pătrunde în generatorul radial gazodinamic prin ștuțul 4, el ieșind prin fanta formată de ajutorul 1 și rezonatorul 2.

Pentru a exista posibilitatea de reglare a interstițiului format între cele două piese (ajutaj și rezonator) ele au fost asamblate prin intermediul unui filet cu pas foarte fin. Acordarea rezonatorului 2 se efectuează prin rotirea piesei 1 care schimbă fanta dintre ajutaj și rezonatorul radial.



- 1 - ajutaj radial; 2 - rezonator; 3 - piuliță de fixare a ajutajului;
4 - racord de alimentare cu aerul de lucru;
5 - șurub fixare generator pe tubul arzătorului.

Figura 3.4. Generatorul sonic gazodinamic experimental de tip radial.



- 1-ajutaj radial; 2 – știft de reglare ajutaj; 3 - șurub de fixare a ajutajului; 4- racord de alimentare cu aerul de lucru.

Figura 3.5.a. Realizarea practică a ansamblului generatorului gazodinamic de tip radial-vedere laterală și din față .

3.3. Construcția arzătorului echipat cu generatorul sonic gazodinamic

Schema arzătorului pe care s-a montat generatorul este prezentată în figura 3.6. Arzătorul funcționează cu gaze naturale și cu aer insuflat la suprapresiune. El este echipat cu tub de amestec gaz-aer confecționat din material ceramic refractar. La ieșirea din tub, se generează o flacără radiantă scurtă, având temperatură ridicată. Aerul insuflat poate fi rece sau preîncălzit. Arzătorul este echipat cu aprindere electrică și detector de flacără cu ionizare. Prin reglarea arzătorului pot fi create diferite forme și viteze ale flăcării.

În figura 3.7 realizarea practică a părților componente ale arzătorului.

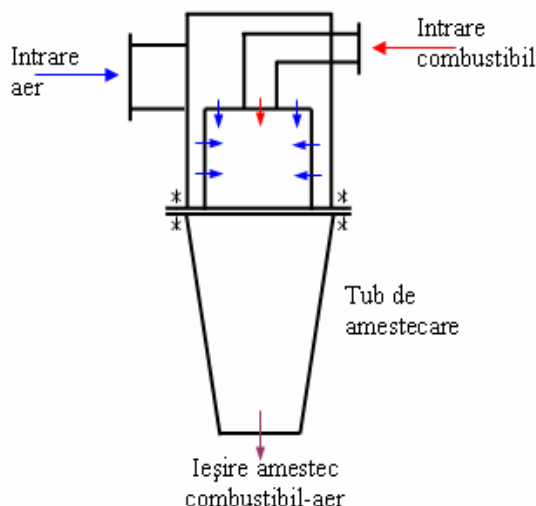


Figura 3.6. Schema arzătorului de gaze tip GBS.

Combustibilul, gaz natural, intră în corpul arzătorului printr-un racord lateral, opus celui de aer, și ajunge într-un tub central. Aerul are o admisie tangențială în corpul arzătorului de unde iese printr-o serie de orificii longitudinale și radiale în camera de amestec, unde întâlnește jetul de combustibil. Aici are loc amestecarea combustibilului cu aerul, pe măsură ce acesta se deplasează în lungul tubului arzătorului.

Arzătorul, având montat generatorul sonic experimental, este prezentat în figura 3.8.

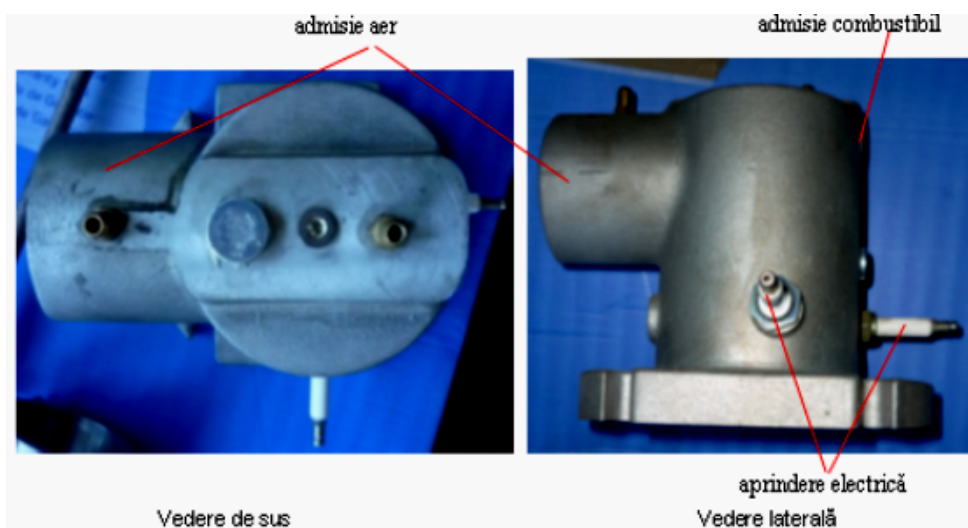


Figura 3.7. Realizarea practică a arzătorului GBS [72].



Figura 3.7. Realizarea practică a arzătorului GBS [72].



Figura 3.8. Realizarea practică a arzătorului tip GBS cu gaze naturale prevăzut cu generator sonic gazodinamic radial.

Caracteristicile arzătorului sunt date în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Caracteristicile arzătorului de gaze tip GBS (IBS).

Debit nominal de gaz natural	15 m ³ _N /h
Presiunea nominală a gazului	480 mmCA
Debitul nominal de aer	150 m ³ _N /h
Presiune nominală aer	
➤ la temperatura de 20°C	41 mmCA
➤ la temperatura de 100°C	52 mmCA
➤ la temperatura de 200°C	66 mmCA
➤ la temperatura de 300°C	81 mmCA
Lungimea vizibilității flăcării	0,74 m
Raportul de reglare combustibil (Debit maxim/Debit minim)	15/1

3.4. Concluzii

Arzătoarele de gaze combustibile folosite în cuptoare trebuie să realizeze amestecarea cât mai intimă a combustibilului cu aerul cu un consum minim de energie și cu exces redus de aer, să realizeze flăcări cu temperaturi ridicate având forme și dimensiuni conforme cu cerințele utilizatorului. Generatoarele sonice gazodinamice sunt dispozitivele care ajută arzătoarele să realizeze cerințele impuse. Deși sunt relativ simplu de construit și exploatat acestea nu au o răspândire prea largă.

Arzătoarele sonice de tip axial pot fi utilizate numai în procesele de atomizare și de emulsionare fină a lichidelor sau a combustibililor lichizi.

Pentru îmbunătățirea arderii combustibililor gazoși cu emisii poluante reduse a fost ales generatorul gazodinamic radial, la care ultrasunetele acționează periferic în jurul rădăcinii flăcării, nemaifiind necesară răcirea rezonatorului.

Alegerea parametrilor dimensionali ai generatorului experimental s-a efectuat utilizând metoda de calcul destinată generatoarelor axiale, considerând că parametrii geometrici ai jeturilor supersonice radiale, care, practic, nu sunt studiate, sunt egali cu cei ai jeturilor supersonice axial-simetrice care sunt bine studiate.

Pentru parametrii inițiali:

- presiunea aerului comprimat: $p = 0,25 \text{ MPa}$;
- frecvența de radiație sonoră: $f = 20 \text{ kHz}$;
- debitul de combustibil gazos: $B = 15 \text{ m}^3\text{N/h}$;

S-a proiectat generatorul gazodinamic radial cu următoarele dimensiuni:

- fanta ajutorului: $\delta = 0,1 \div 3 \text{ mm}$ (reglabilă);
- fanta rezonatorului: $\delta_R = 2 \text{ mm}$;
- diametrul ajutorului: $D_a = 56 \text{ mm}$;
- distanța dintre ajutorul și rezonatorul radial: $\Delta_R = 1 \text{ mm}$.

Generatorul gazodinamic sonic radial a fost realizat pentru a fi montat pe arzătorul de gaze naturale de tip GBS al unui cuptor de forjă experimental.

4. CERCETĂRI ACUSTICE ȘI PARAMETRICE ALE GENERATORULUI SONIC EXPERIMENTAL

4.1. Aparatura și metodologia măsurărilor acustice

Cercetările au fost efectuate în incinta firmei S.C. CUNAX FEROSTIL S.A din Brăila. Măsurătorile s-au realizat cu ajutorul sonometrului Solo 01dB-Metravib [80], iar rezultatele au fost înregistrate pe un laptop (figura 4.1).

Măsurarea zgomotului s-a efectuat cu un singur lanț de măsurare prezentat în figura 4.2. Pentru fiecare măsurătoare a fost înregistrată spectrograma corespunzătoare pe laptop.

Au fost efectuate măsurători pentru determinarea nivelurilor de putere acustică ale surselor de zgomot în conformitate cu Standardul privind emisiile de zgomot SR EN ISO 3744/ /2009 [77].

Măsurătorile efectuate au vizat nivelul intensității acustice și frecvența undelor produse de generator. Pentru a putea determina diagrama circulară de emisie acustică a generatorului, s-au efectuat măsurători ai parametrilor acustici în partea frontală a generatorului prin deplasarea sonometrului pe raza de 1 metru în domeniul unghiurilor $\theta = 0 \div 180^\circ$ (unghiul $\theta = 90^\circ$ corespunde direcției axiale a microfonului din figura 4.4).

Parametrii de lucru ai generatorului pentru care s-au efectuat măsurătorile sunt:

- presiunea de lucru a generatorului: $p = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25 \text{ MPa}$;
- fanta ajutorului: $\delta = 0,25 \text{ mm}$ și $\delta = 0,50 \text{ mm}$.

S-a cercetat emisia circulară a câmpului acustic produs de generatorul radial experimental și s-au determinat nivelul de intensitate acustică și frecvența produse de generator.

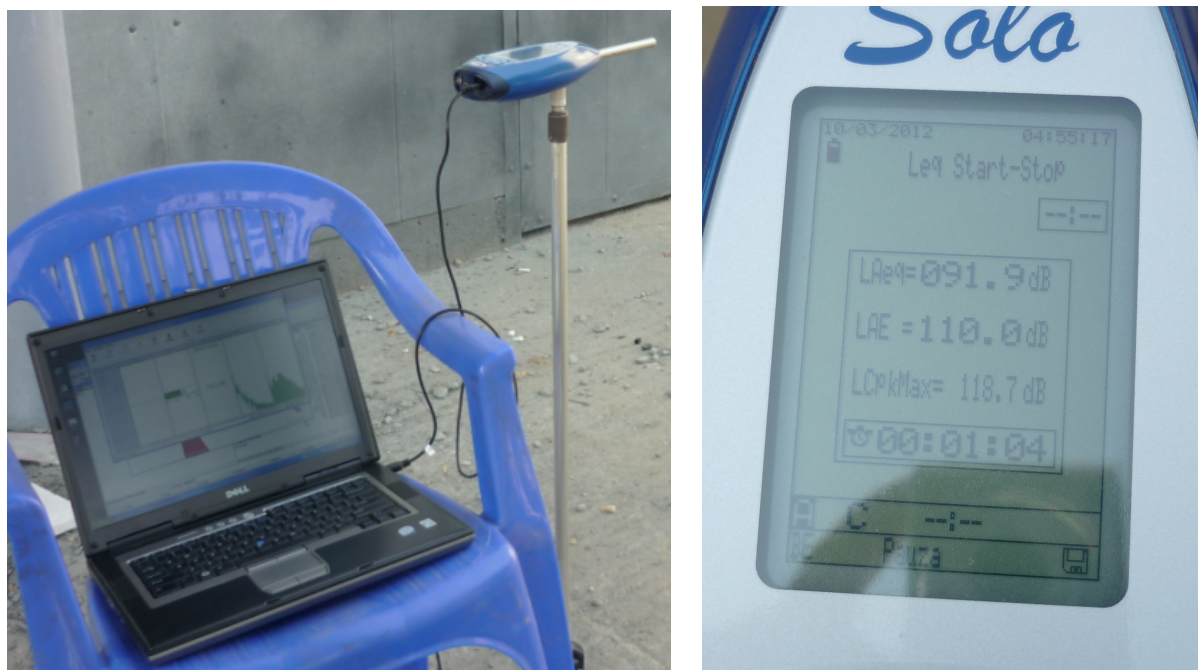


Figura 4.1. Sonometrul Solo 01dB cu laptop pentru înregistrarea spectrogramei.

Instalația folosită pentru investigații este prezentată în figura 4.3.

În tabelul 4.1 sunt prezentate valorile numerice înregistrate și indicate în figurile 4.5 - 4.18 ale nivelului de intensitate acustică și frecvenței produse de generator.

Nivelul global al intensității L_{θ} (tabelul 4.1) variază, în funcție de poziția sonometrului față de generatorul sonic, de la 103,9 dB până la 117,4 dB, iar diferența rezultată de 13,5 dB corespunde cu aproximație de 4 ori variației intensității acustice.

Tabelul 4.1. Parametrii acustici în funcție de unghiul de emisie θ ai generatorului experimental radial.

Unghiul θ	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Nivelul global, L_{θ} , dB	105,6	108,1	115,1	117,4	112,3	103,9	107,0
Prima frecvență, f_1 , kHz	19,05	19,00	19,09	19,21	19,18	19,05	-
A doua frecvență, f_{11} , kHz	-	-	-	12,23	12,23	-	-

Frecvența are valori cuprinse între 19,00 kHz și 19,21 kHz, deci practic frecvența nu se modifică. Se observă, totodată, că la două unghiuri din domeniul 90° - 120° aparține celei de-a doua frecvențe cu valori în jurul a 12,23 kHz, cu nivelul de intensitate acustică de 76 dB (figura 4.13). Aceasta se datorează undelor produse de compresor corespunzător cu turația [25].

Variația nivelelor de intensitate acustică L , prezentată în figura 4.19, arată că maximum de emisie are loc în direcția frontală a generatorului radial ($\theta = 90^{\circ}$).

4.2. Cercetări experimentale privind emisia circulară acustică a generatorului gazodinamic de tip radial

Măsurarea emisie acustice s-a efectuat la presiunea constantă $p = 0,2$ MPa a generatorului cu fanta $\delta = 0,50$ mm, în planul orizontal ce trece prin axa de simetrie a generatorului, pentru diferite unghiuri de măsurare din domeniul $\theta = (0^{\circ} - 180^{\circ})$ (figura 4.4).

În figurile 4.5 - 4.18 este prezentat spectrul de emisie acustică a generatorului radial experimental și zoom-ul spectrului acustic în zona primei frecvențe ($p = 0,20$ MPa, $\delta = 0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 0^{\circ}$).

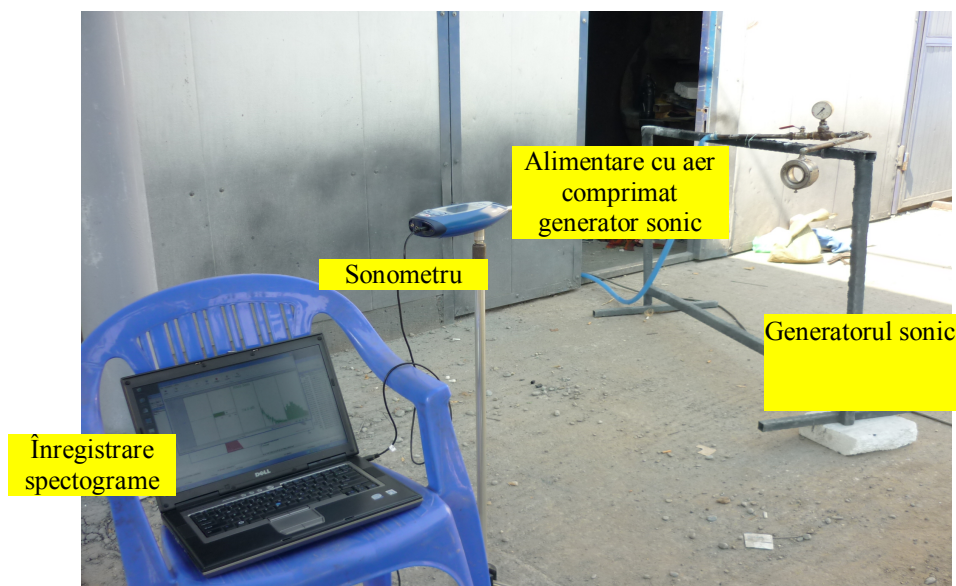


Figura 4.3. Instalația folosită la măsurătorile acustice ale generatorului sonic.

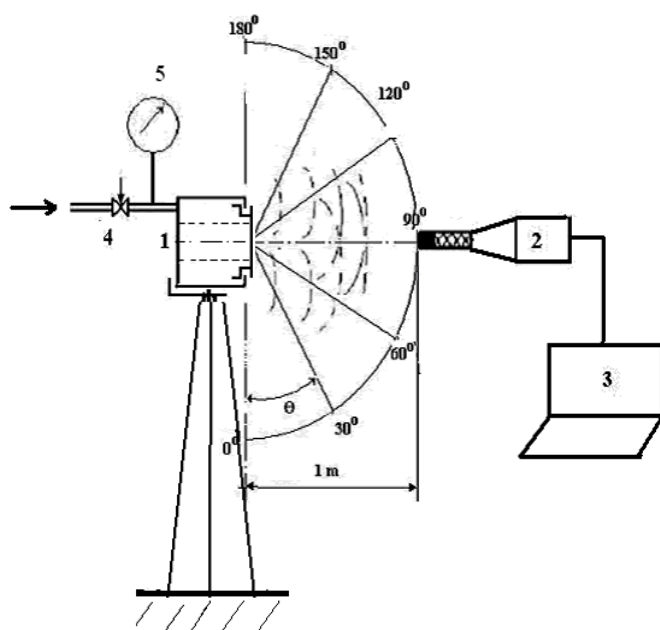


Figura 4.4. Schema efectuării măsurărilor la diferite unghiuri de emisie acustică a generatorului.

În tabelul 4.1 sunt prezentate valorile numerice înregistrate și indicate în figurile 4.5 - 4.18 ale nivelului de intensitate acustică și frecvenței produse de generator.

Tabelul 4.1. Parametrii acustici în funcție de unghiul de emisie θ ai generatorului experimental radial.

Unghiul θ	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Nivelul global, L_θ , dB	105,6	108,1	115,1	117,4	112,3	103,9	107,0
Prima frecvență, f_i , kHz	19,05	19,00	19,09	19,21	19,18	19,05	-
A doua frecvență, f_{ii} , kHz	-	-	-	12,23	12,23	-	-

Nivelul global al intensității L_{θ} (tabelul 4.1) variază, în funcție de poziția sonometrului față de generatorul sonic, de la 103,9 dB până la 117,4 dB, iar diferența rezultată de 13,5dB corespunde cu aproximație de 4 ori variației intensității acustice.

Frecvența are valori cuprinse între 19,00 kHz și 19,21 kHz, deci practic frecvența nu se modifică. Se observă, totodată, că la două unghiuri din domeniul 90° - 120° apariția celei de-a doua frecvențe cu valori în jurul a 12,23 kHz, cu nivelul de intensitate acustică de 76 dB (figura 4.13, 4.14). Aceasta se datorează undelor produse de compresor corespunzător cu turația [25].

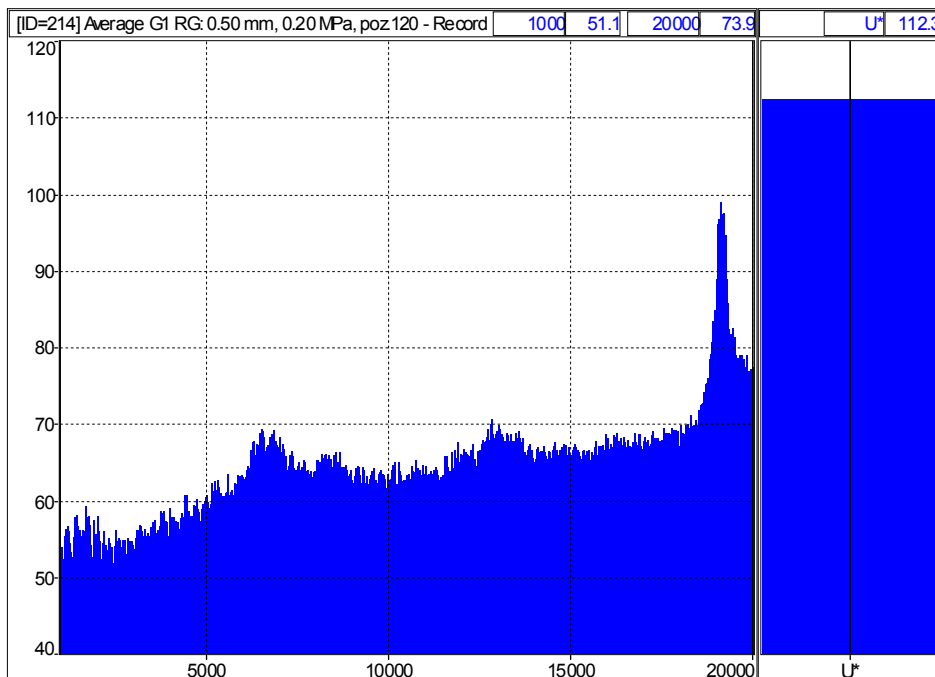


Figura 4.13. Spectrul pulsațiilor la presiunea de lucru $p=0,20$ MPa, $\delta=0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 120^{\circ}$

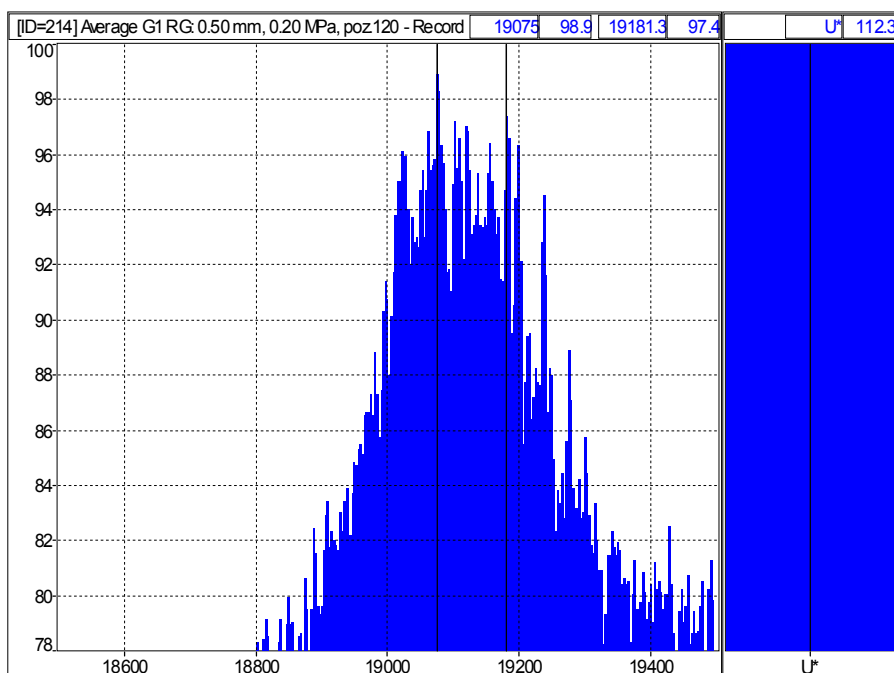


Figura 4.14. Zoom-ul spectrului acustic în zona primei frecvențe ($p=0,20$ MPa, $\delta=0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 120^{\circ}$).

Variația nivelelor de intensitate acustică L , prezentată în figura 4.19, arată că maximum de emisie are loc în direcția frontală a generatorului radial ($\theta = 90^\circ$).

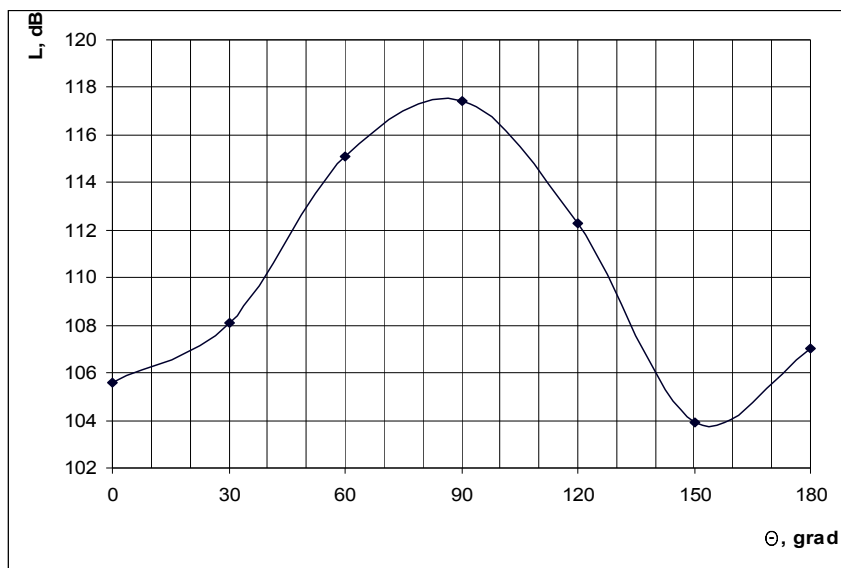


Figura 4.19. Nivelul intensității acustice L în funcție de unghiul de emisie θ al generatorului gazodinamic radial (presiunea de lucru $p = 0,20$ MPa, fanta ajutorului $\delta = 0,50$ mm).

4.3. Influența presiunii și a parametrilor de reglaj asupra frecvenței și intensității acustice produse de generator

Deoarece construcția generatorului radial experimental permite numai schimbarea fantei ajutorului δ și a presiunii manometrice de alimentare p , s-a cercetat numai influența acestor parametri asupra frecvenței și nivelului de intensitate acustică. Cel mai important parametru gazodinamic care determină regimul de funcționare a generatorului îl reprezintă presiunea de alimentare p , MPa.

4.3.1. Variația parametrilor acustici în funcție de presiunea de lucru a generatorului gazodinamic experimental cu fanta ajutorului radial de 0,5 mm

În funcție de presiunea de alimentare a generatorului p , este prezentat spectrul de emisie acustică a generatorului radial (figurile 4.20 - 4.29). Fanta ajutorului radial a fost $\delta = 0,05$ mm, iar sonometrul a fost plasat la unghiul $\theta = 90^\circ$.

Din măsurătorile efectuate rezultă că nivelul intensității globale L variază de la 89,90 dB până la 107,90 dB, diferența fiind de 18 dB. Aceasta corespunde aproximativ de 14 ori variației intensității acustice I/I_0 și de 5 ori presiunii sonore p/p_0 .

Din analiza spectrală numerică FFT (Fast Fourier Transformer) rezultă două frecvențe pentru câmpul acustic produs de generator, care în funcție de presiune ($p = 0,05$ - $0,3$ MPa), variază în domeniul (6,3-8,0) kHz și în domeniul (14,8-16,1) kHz.

Variația nivelului intensității acustice L în funcție de presiunea de lucru a generatorului gazodinamic radial poate fi exprimată prin următoarea funcție polinomială (Figura 4.30), determinată cu ajutorul softului MathCAD PLUS:

$$L = -3,1542 \cdot p^4 + 45,208 \cdot p^3 - 234,4 \cdot p^2 + 523,94 \cdot p - 331,6 \quad (4.6)$$

având abaterea medie pătratică (eroarea de aproximare) $R^2 = 1$.

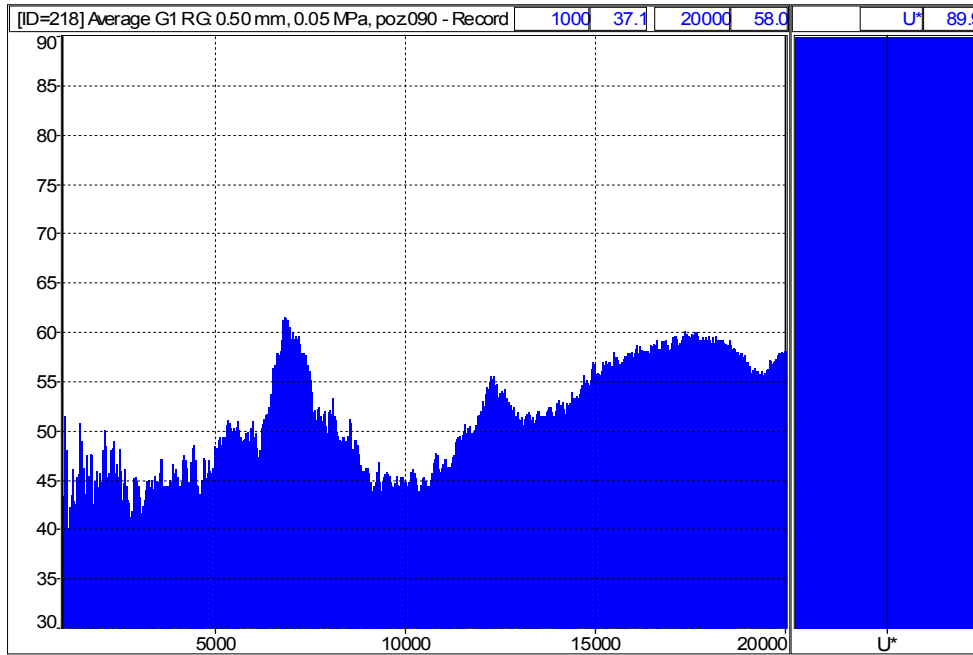


Figura 4.20. Spectrul pulsațiilor la presiunea de lucru $p = 0,05$ MPa, $\delta = 0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^\circ$.

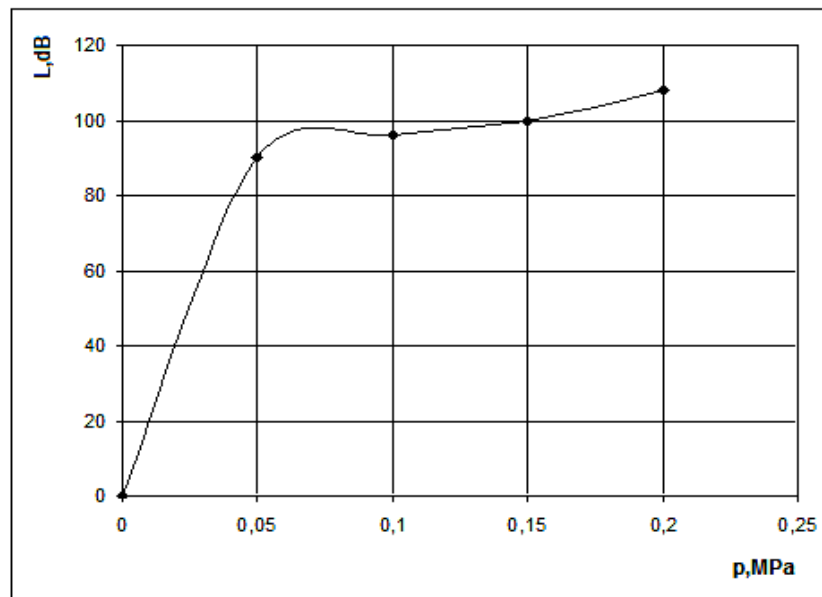


Figura 4.30. Variația nivelului global L al intensității acustice în funcție de presiunea de lucru pentru fanta $\delta = 0,5$ mm a ajutorajului radial.

4.3.2. Variația parametrilor acustici în funcție de presiunea de lucru a generatorului gazodinamic experimental cu fanta ajutorajului radial de 0,25 mm

Spectrele de emisie acustică a generatorului sonic radial, în funcție de presiunea de alimentare ($p = 0,05$ - $0,30$ MPa), pentru fanta ajutorajului $\delta = 0,25$ mm sunt prezentate în figurile 4.32-4.43. Microfonul a fost situat la unghiul de emisie $\theta = 90^\circ$. Valorile numerice măsurate sunt prezentate în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3. Variația parametrilor acustici în funcție de presiunea de lucru a generatorului (fanta ajutorului radial $\delta = 0,25$ mm).

Presiunea, p, MPa	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,30
Intensitate globală, L, dB	0	96,00	100,3	102,3	102,3	103,4	102,3
Prima frecvență, f_1 , kHz	0	17,52	19,35	18,78	19,98	19,72	18,81
A doua frecvență, f_{II} , kHz	0	6,70	6,80	6,96	6,97	6,98	6,31

Frecvența de bază cu nivelul de intensitate acustică mai ridicat este de 8 kHz (figura 4.36) și nu cea de la 16 kHz, așa cum a fost în cazul fantei $\delta = 0,5$ mm (figura 4.24).

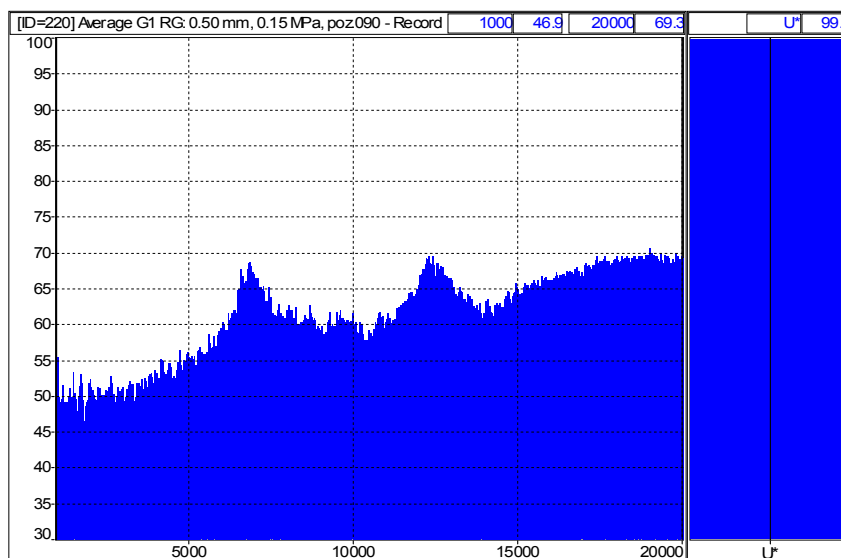


Figura 4.24. Spectrul pulsațiilor la presiunea de lucru $p = 0,15$ MPa, $\delta = 0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^\circ$

4.4. Concluzii

Metodologia de testare a generatorului gazodinamic radial de ultrasunete a fost aplicată în vederea montării generatorului pe un arzător de gaze al unui cuptor pentru forjă de la S.C. CUNAX FEROSTIL S.A din Brăila.

Parametrii câmpului acustic produs de generatorul sonic gazodinamic radial au fost determinați experimental. S-a măsurat intensitatea acustică și frecvența produse de generator.

Prin deplasarea sonometrului în jurul generatorului, pe o traiectorie circulară cu raza de 1 metru situată în planul orizontal al generatorului, s-au măsurat parametrii acustici în partea frontală a generatorului (în domeniul unghiurilor $\theta = 0^\circ \div 180^\circ$) pentru determinarea diagramei circulare de emisie acustică a generatorului.

S-a studiat influența mărimii fantei ajutorului ($\delta = 0,25$ mm; $\delta = 0,50$ mm) și a presiunii de lucru a generatorului ($p = 0,05$; $0,10$; $0,15$; $0,20$; $0,25$; $0,30$ MPa) asupra caracteristicilor câmpului acustic produs de generator.

Din analiza spectrogramelor înregistrate la determinarea emisie circulare acustice ($p = 0,20$ MPa, $\delta = 0,50$ mm) se constată că:

- nivelul global al intensității L_θ (figura 4.19) variază, în funcție de poziția sonometrului față de generatorul sonic, de la 103,9 dB până la 117,4 dB, iar diferența rezultată de 13,5dB corespunde cu aproximație de 4 ori variației intensității acustice;
- frecvența are valori cuprinse între 19,00 kHz și 19,21 kHz, deci practic frecvența nu se modifică.
- la două unghiuri din domeniul $90^\circ \div 120^\circ$ apare a doua frecvență cu valori în jurul a 12,23kHz, cu nivelul de intensitate acustică de 76 dB (figura 4.13).

Aceasta se datorează undelor produse de compresor corespunzător cu turația [30].

➤ maximul de emisie are loc în direcția frontală a generatorului radial ($\theta = 90^\circ$).

Variația nivelului intensității acustice totale în funcție de unghiul de emisie indică faptul că generatorul sonic nu poate fi considerat o sursă punctiformă, ci reprezintă un cuadripol transversal, adică o sursă complexă formată din 2 dipoli care pulsează în direcții perpendiculare [78,79].

Din măsurătorile efectuate pentru $\delta = 0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^\circ$ și diferite presiuni de alimentare a generatorului sonic rezultă că:

➤ nivelul intensității globale L variază de la 89,90 dB până la 107,90 dB, diferența fiind de 18 dB. Aceasta corespunde aproximativ de 14 ori variației intensității acustice I/I_0 și de 5 ori presiunii sonore p/p_0 ;

➤ există două frecvențe pentru câmpul acustic produs de generator, care în funcție de presiune ($p = 0,05-0,3$ MPa), variază în domeniul (6,3-8) kHz și în domeniul (14,8-16,1)kHz.

➤ analiza rezultatelor obținute pentru $\delta = 0,25$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^\circ$ și diferite presiuni de alimentare a generatorului sonic indică următoarele:

- inversarea frecvențelor. Frecvența de bază cu nivelul de intensitate acustică mai ridicat este de 8 kHz (figura 4.36) și nu cea de la 16 kHz, așa cum a fost în cazul fantei $\delta = 0,5$ mm (figura 4.24);

- nivelul total de intensitate acustică la diferite presiuni rămâne practic neschimbat (tabelul 4.3), ceea ce arată că mărirea fantei au fost adoptată corespunzător.

5. ÎNCERCĂRI PE CUPTORUL EXPERIMENTAL PREVĂZUT CU ARZĂTOR CU GENERATOR SONIC GAZODINAMIC

Deoarece cercetările experimentale nu au putut fi efectuate pe cuptorul pentru care s-a realizat analiza termoeconomică în capitolul 2, din motive tehnologice (funcționarea continuă nu a permis oprirea pentru modificarea arzătoarelor și efectuarea experimentelor), s-a procedat la construirea unui cuptor de mici dimensiuni destinat încălzirii semifabricatelor în vederea forjării, la S.C. Cunax Ferostil S.R.L din Brăila.

5.1. Construcția cuptorului

Arzătorul este montat la partea superioară a cuptorului (unde se află o cutie cu material termoizolant) având flacăra îndreptată în jos.

După confecționarea cuptorului, acesta a fost testat mai întâi cu 3 arzătoare de gaze naturale mai mici pentru a vedea comportarea cuptorului (figura 5.2).

În figura 5.3 este prezentată o vedere cu tavanul cuptorului în care se poate vedea generatorul sonic experimental, iar în figurile 5.4 și 5.5 sunt prezentate instalația de alimentare cu aer comprimat a arzătorului și a generatorului sonic și respectiv a elementelor de control al presiunii aerului.

5.2. Aparatura și metodele de măsurare a parametrilor termogazodinamici

Debitul de gaze naturale a fost măsurat cu ajutorul debitmetrului ultrasonic portabil FLUXUS G601 (figura 5.6) ale cărui caracteristici sunt date în tabelul 5.2.

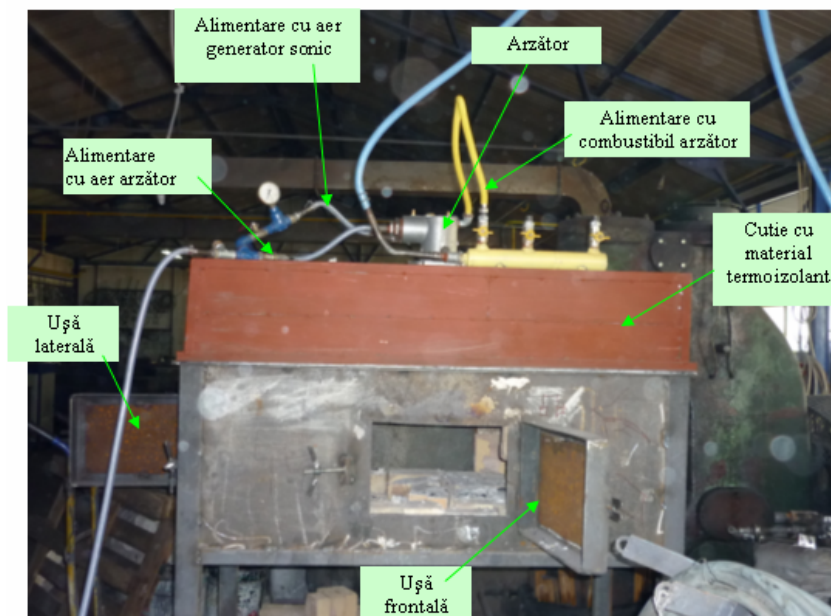


Figura 5.1. Cuptorul experimental pentru testarea arzătorului echipat cu generator sonic gazodinamic radial.



Figura 5.2. Testarea cuptorului cu 3 arzătoare de gaze mai mici.

Tabelul 5.2. Caracteristicile debitmetrului ultrasonic FLUXUS G601 [82].

Mărimea caracteristică	Valoarea
Principiul de măsurare	Principiul corelării timpilor de tranzit
Temperatura de lucru	(-40...+170)°C
Diametru conductă	DN 30... 1600
Viteză de curgere	(0,01...35) m/s
Acuratețe	± 0,5 %
Repetabilitate	0,15 %
Putere	< 6 W



Figura 5.3. Vedere interioară a cuptorului (generatorul sonic este amplasat în tavanul cuptorului).

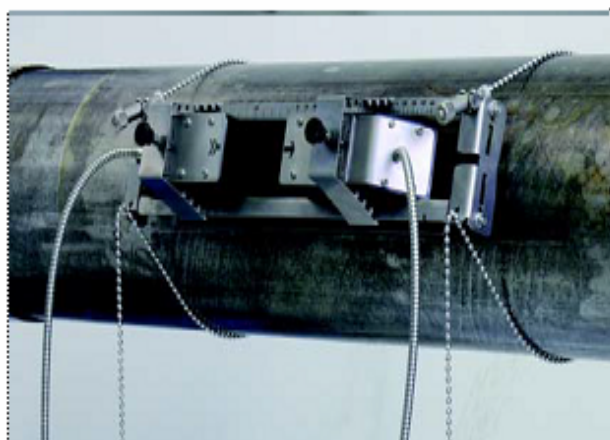


Figura 5.6. Debitmetru de gaze ultrasonic portabil FLUXUS G601.

Analiza gazelor de ardere s-a efectuat cu un analizor model Minilyzer 02 al firmei germane Afriso-Euro-Index (figura 5.7). Minilyzer 02 este un aparat digital portabil, cu microprocesor având dimensiuni reduse [83].

Aparatul dispune de pompă suplimentară de curățare a senzorilor, cu funcționare automatizată în funcție de calitatea arderii. Caracteristicile analizorului sunt prezentate în tabelul 5.3. Mărimile măsurate sunt: concentrațiile de O_2 , CO , NO , temperatura gazelor de ardere, temperatura aerului de combustie, tiraj, presiune, diferență de presiune și diferența de temperatură.

În figura 5.8 este prezentată o imagine cu sonda analizorului introdusă în cuptor pentru analiza gazelor de ardere.



Figura 5.7. Analizor de gaze de ardere MINILYZER 02.

Tabelul 5.3. Caracteristicile analizorului de gaze de ardere MINILYZER 02 [83].

Parametrul	Tip senzor	Domeniul de măsurare	Rezoluția
O ₂	electrochimic	0... 21 %	0,1 %
CO	electrochimic	0... 4000 ppm	1 ppm
NO	electrochimic	0... 2000 ppm	1 ppm
NO _x	calculat	0... 5000 ppm	1 ppm
CO ₂	calculat	0... CO ₂ max	0,1 %
Temperatură aer	termocuplu Pt100	-20...+100°C	0,1°C
Temperatură gaze de ardere	termocuplu TCK	0...+1000°C	0,1°C
Diferența de temperatură	calculat		0,1°C
Tiraj	punte	±150 hPa	1hPa
Coeficient de exces de aer	calculat	1,00-∞	0,01
Eficiența arderii	calculat	1-99,9%	0,1



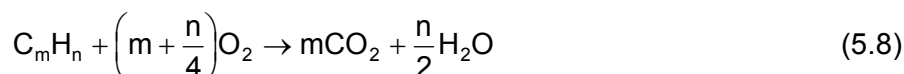
Figura 5.8. Analiză gaze de ardere în cuptorul experimental.

Parametrii arderii dați de analizorul Minilyzer 02 sunt obținuți cu ajutorul următoarelor relații [83]:

- concentrația de CO₂;
- randamentul arderii (conform cărții tehnice a analizorului);
- coeficientul de exces de aer;

5.3. Eficiența arderii în cuptor

Pentru a determina eficiența arderii gazelor naturale în cuptorul experimental este necesar să se cunoască volumul de aer necesar arderii, volumele de gaze de ardere precum și conținutul de căldură al gazelor de ardere (entalpia). Determinarea volumelor de aer necesar arderii și de gaze de ardere a unui combustibil gazos se face utilizând reacția stoechiometrică de ardere a hidrocarburii gazoase cu formula chimică generală C_mH_n:



Tabelul 5.5. Calculul incertitudinilor de măsurare și de determinare a mărimilor experimentale.

Nr. crt.	Mărimea măsurată	Valoarea numerică (domeniul de măsură)	Aparat de măsurare, incertitudinea absolută sau formula de calcul	Incertitudinea relativă, [%]
	Temperatura gazelor fierbinți	(500-1400) ^o C	Termocuplu si milivoltmetru, ±0,001 ^o C	≤ 0,0002
	Presiunea aerului ventilat	(40-200) mm H ₂ O	Manometru diferențial, tip U, ± 1 mm H ₂ O	2,50-0,91
	Presiunea aerului comprimat	(1,0-10) bar	Manometru Bourdon, Cl 1,5	0,15-0,11
	Debitul de aer comprimat	(0,32-63) m ³ _N /h	Debitmetru de masă termică Elektronik EE771, ± 1,5%	1,67
	Debitul de gaze naturale	(1-100) m ³ _N /h	Debitmetru de gaze ultrasonic portabil FLUXUS G601, ± 0,5 %	0,033
	Debitul de apă	(25-35) l/h	Debitmetru electromagnetic MegFlux, ±0,25%	0,40-0,29
	Compoziția chimică a gazelor de ardere O ₂ CO NO NO _x CO ₂	(0... 21) % (0... 4000) ppm (0... 2000) ppm (0... 5000) ppm (0... CO ₂) max	Analizor cu celule electrochimice tip Minilyzer 02, 0,1 % 1 ppm 1 ppm 1 ppm 0,1 %	2,1 1,33 1 2,5 0,32
	Debitul de aer de ardere	(10-500) m ³ _N /h	Diafragmă tip KENT ± 0,1 m ³ _N /h	0,12-0,07
	Temperatura apei la intrarea în cazan	(15-80) ^o C	Termometru cu mercur ± 1 ^o C	6,67
	Temperatura aburului la ieșirea din cazan	(100- 250) ^o C	Termocuplu cromel-alumel, Cl 1,5	1,96-1,08
	Temperatura în cuptor	(1200-1270) ^o C	Termocuplu Pt., Rh-Pt-13, racordat la un milivoltmetru electronic cu afișaj direct în grade Celsius, Cl 1,5	1,625-1,54
	Temperatura aerului de ardere	(100-260) ^o C	Termocuplu cromel-alumel, Cl 1,5	7,50-6,92
	Temperatura flăcării	(1610-1660) ^o C	Pirometru cu radiație totală Raytek, Cl 1,5	1,58-1,54
	Intensitatea acustică	(30-137) dB(Sonometrul Solo 01dB, Cl 1	

Randamentul arderii se determină cu ajutorul analizorului de gaze de ardere prevăzut cu posibilitatea calculării și afișării acestei mărimi.

Prin ardere, exergia combustibilului se transformă în exergie a produselor de ardere, transformarea integrală a exergiei combustibililor corespunzând cazului ideal, caz în care procesul de ardere se desfășoară reversibil.

5.4. Emisiile de CO și NO_x produse prin arderea gazelor naturale în cuptor

Intervenția în reducerea emisiilor de monoxid de carbon și oxizi de azot rezultate prin arderea combustibililor organici necesită cunoașterea mecanismelor de formare ale acestora. Geneza poluanților în procesele de ardere este strâns legată de reacțiile chimice individuale ce susțin arderea.

Odată cu creșterea raportului aer/combustibil, în condiții adiabactice, concentrația de CO din gazele de ardere scade, iar cea de NO_x crește până atinge un maxim, după care scade. Instalațiile de ardere funcționează cu exces de aer (oxigen) pentru a asigura o emisie redusă de CO și o eficiență ridicată a arderii. Oxigenul în exces compensează imperfecțiunile amestecării reactanților și variațiile zilnice și sezoniere ale temperaturii și umidității aerului și ale compoziției combustibilului. Creșterea temperaturii de ardere duce la scăderea concentrației de CO și la creșterea concentrației de NO_x.

Emisia de CO este foarte importantă mai ales la cuptoarele mici care nu sunt prevăzute cu sistem de colectare a gazelor de ardere și CO ajunge în atmosfera din jurul cuptorului.

Oxigenul aflat în exces în flacără influențează în mică măsură concentrația de CO. Concentrația de CO scade cu creșterea concentrației de oxigen în flacără ca urmare a faptului că oxigenul în exces compensează imperfecțiunile amestecării reactanților dar și ca urmare a diluării amestecului de gaze.

Procesul de ardere a combustibililor organici conduce și la formarea de oxizi de azot. Aproximativ 95% din oxizii de azot din gazele de ardere se găsesc sub formă de monoxid de azot și numai 5% sub formă de dioxid de azot [65].

5.5. Rezultate experimentale

Au fost efectuate mai multe încercări pe cuptorul experimental, mai întâi încercându-se arzătorul fără generatorul sonic și cu diferite valori ale excesului de aer.

Au fost urmărite emisiile de CO și NO_x, eficiența arderii (randamentul termic și exergetic), temperatura adiabatică și temperatura gazelor de ardere pentru diferite presiuni ale aerului de alimentare a generatorului sonic gazodinamic.

Rezultatele experimentelor realizate pe cuptor sunt prezentate în tabelele 5.9. și 5.10. În timpul încercărilor s-a păstrat neschimbat debitul de gaze naturale de 2 m³/h și celelalte condiții de ardere, mai puțin debitul de aer al arzătorului, presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic și fanta ajutorului generatorului sonic.

În figurile 5.12-5.18 sunt prezentate flăcările din cuptorul experimental produse în diferite condiții. Cele mai bune rezultate, adică randament de ardere maxim, temperatura maximă a flăcării și emisia minimă de CO au fost obținute pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,2 MPa și fanta generatorului sonic de 0,25 mm.

Rezultate aproape la fel de bune au fost obținute și pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,15 MPa și fanta generatorului sonic de 0,5 mm. Pentru ambele mărimi ale fantei generatorului sonic, la presiuni mari ale aerului de alimentare a generatorului sonic, flacăra se scurtează mult astfel că ea nu mai atinge piesele din cuptor.

Deoarece folosirea aerului de alimentare a generatorului sonic conduce la creșterea excesului de aer în flacără s-a încercat să se obțină același coeficient de exces de aer prin ajustarea debitului aerului de alimentare a arzătorului pentru două presiuni diferite ale aerului de alimentare a generatorului sonic.

Tabelul 5.9. Performanțele cuptorului în funcție de presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic, pentru fanta ajutajului $\delta=0,5$ mm.

Nr. crt.	Presiunea de lucru generator sonic	Concentrație O ₂	Emisie CO ^a	Emisie CO ₂	Emisie NO ^a	Emisie NO _x ^a	Temperatură gaze	Temperatură aer	Randamentul instalației de ardere	Coef. exces aer, λ	Temperatura adiabatică ^b	Randament exergic al instalației de ardere	Nivel global de intensitate acustică ^c
	MPa	%	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	°C	°C	%	-	°C	%	dB
1	0	4,25	352	4,5	111	175	678	27,2	92,8	1,25	1771,5	80,35	0
2	0,05	2,89	337	4,4	108	161	684	27,2	92,9	1,22	1930,2	80,86	89,9
3	0,10	2,04	200	4,8	176	184	702	27,2	93,8	1,19	2045,8	80,57	95,8
4	0,15	1,7	116	5	189	196	744,6	27,2	94,3	1,12	2096,4	80,25	102,8
5	0,20	1,02	69	5,3	202	213	780	27,2	95,3	1,07	2235	79,469	107,9
6	0,25	1,09	393	5,4	157	172	655	27,2	89,4	1,14	2205,8	79,1	-

^a valori recalculat pentru valoarea de referință a oxigenului O_{ref} de 3%;

^b valori calculate;

^c valori luate din tabelul 4.4 în funcție de presiunea de lucru a generatorului sonic.

În figura 5.13 este prezentată flacăra arzătorului de gaze naturale GARIT –T fără să aibe montat pe el generatorul sonic gazodinamic. Se poate observa că flacăra este albastră cu puține zone portocalii, cu nucleul bine situat la nivelul pieselor ce trebuie încălzite în cuptor.

Tabelul 5.10. Performanțele cuptorului în funcție de presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic, pentru fanta ajutajului $\delta=0,25$ mm.

Nr. crt.	Presiunea de lucru generator sonic	Concentrație O ₂	Emisie CO ^a	Emisie CO ₂	Emisie NO ^a	Emisie NO _x ^a	Temperatură gaze	Temperatură aer	Randamentul instalației de ardere	Coef. exces aer	Temperatura adiabatică ^b	Randament exergic al instalației de ardere	Nivel global de intensitate acustică ^c
	MPa	%	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	°C	°C	%	-	°C	%	dB
1	0,05	3,92	134	5,2	142	156,8	647	31,7	93,6	1,18	1867,2	80,77	96
2	0,10	3,95	125	4,5	156	162	698	31,7	94,5	1,21	1847,2	80,71	99,3
3	0,15	1,8	103	4,8	176	156,8	752	31,7	96,7	1,05	2096,4	80,25	100,2
4	0,20	1,81	97,7	4,4	170	150,4	738	31,7	95,6	1,05	2096,4	80,25	101,1
5	0,20	4,21	99	4,2	117	131	665	31,7	92,4	1,23	1736,1	80,11	102,6
6	0,25	5,19	93	3,9	57	84	614	31,7	90,5	1,25	1653,9	79,4	103,4
7	0,30	6,23	78	3,1	49	61	575	31,7	87,3	1,32	1538,5	78,07	103,8

^a valori recalculat pentru valoarea de referință a oxigenului O_{ref} de 3%;; ^b valori calculate;

În figurile 5.14-5.17 sunt prezentate flăcările din cuptorul experimental produse în diferite condiții. Cele mai bune rezultate, adică randament de ardere maxim, temperatura maximă a flăcării și emisia minimă de CO au fost obținute pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,2 MPa și fanta generatorului sonic de 0,25 mm.

Rezultate aproape la fel de bune au fost obținute și pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,15 MPa și fanta generatorului sonic de 0,5 mm. Pentru ambele mărimi ale fantei generatorului sonic, la presiuni mari ale aerului de alimentare a generatorului sonic, flacăra se scurtează mult astfel că ea nu mai atinge piesele din cuptor.

Deoarece folosirea aerului de alimentare a generatorului sonic conduce la creșterea excesului de aer în flacăra s-a încercat să se obțină același coeficient de exces de aer prin ajustarea debitului aerului de alimentare a arzătorului pentru două presiuni diferite ale aerului de alimentare a generatorului sonic.

În figura 5.14 este prezentată flacăra produsă de arzător prevăzut cu generatorul sonic cu fanta $\delta=0,5$ mm și care este alimentat cu aer la presiunea de 0,05MPa. Se poate observa că flacăra este lungă, cu zone extinse de culoare portocalie, ceea ce indică o ardere imperfectă datorită proastei funcționări a generatorului sonic.

Flacăra din figura 5.15 este produsă pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,3 MPa și fanta generatorului de 0,25 mm. Aceasta este foarte scurtă, în formă de evantai. Se pot observa zone de culoare portocalie, ceea ce indică prezența combustibilului ars incomplet. Forma flăcării nu este corespunzătoare pentru că ea nu vine în contact cu piesele din cuptor.

Figura 5.16 prezintă flacăra arzătorului obținută la presiunea maximă de 0,3 MPa a aerului de alimentare a generatorului sonic și fanta generatorului sonic de 0,5 mm. Flacăra este scurtă, dispersată la nivelul capului arzătorului, adică la nivelul tavanului, fără să atingă piesele din cuptor. Deși flacăra este invizibilă cu zone de albastru, ceea ce indică o ardere aproape completă, datorită formei ea este necorespunzătoare încălzirii pieselor din cuptor.



Figura 5.14. Funcționarea arzătorului cu generatorul sonic la presiunea aerului de alimentare de 0,15 MPa, fanta generatorului de 0,25 mm.



Figura 5.15. Funcționarea arzătorului cu generatorul sonic la presiunea aerului de alimentare maximă de 0,3 MPa și fanta generatorului de 0,25 mm.



Figura 5.16. Funcționarea arzătorului cu generatorul sonic

Flacăra albastruie aproape invizibilă din figura 5.17 are forma corespunzătoare, nucleul ei fiind situat la nivelul pieselor ce trebuie încălzite. Culoarea indică o ardere bună, cu puțin combustibil ars incomplet.

Variația emisiei de NO_x cu nivelul intensității acustice este prezentată în figura 5.19 pentru fanta generatorului sonic de 0,5 mm și respectiv de 0,25 mm. În primul caz emisia are o tendință crescătoare, pe când în al doilea caz, aceasta crește ușor, după care începe să scadă.

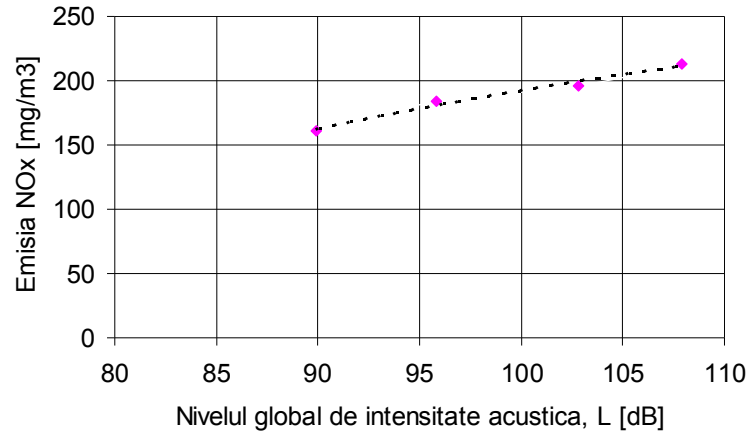
Creșterea intensității acustice are efecte diferite asupra variației temperaturii gazelor de ardere. Pentru fanta de 0,5 mm, temperatura gazelor crește, iar pentru fanta de 0,25 mm, aceasta variază foarte puțin (figura 5.20).

Pentru ambele dimensiuni ale fantei de 0,5 mm și respectiv de 0,25 mm, randamentul arderii are aproximativ aceeași variație cu creșterea intensității acustice, crește până la o anumită valoare, după care scade (figura 5.21).

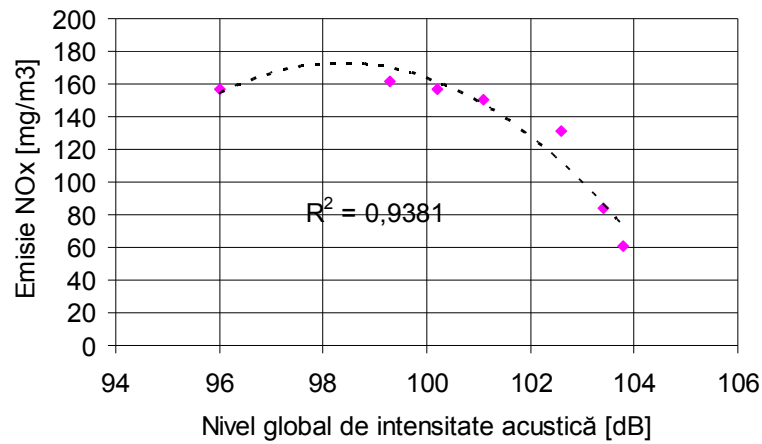
Spre deosebire de randamentul arderii, randamentul exergetic scade continuu cu creșterea nivelului intensității acustice pentru ambele dimensiuni ale fantei generatorului sonic (figura 5.21).



Figura 5.17. Funcționarea arzătorului cu generatorul sonic la presiunea aerului de alimentare de 0,2 MPa și fanta generatorului de 0,25 mm.



a)
Figura 5.19.a. Variația emisiei de NO_x cu nivelul intensității acustice pentru fanta generatorului sonic $\delta=0,5$ mm



b)
Figura 5.19.b. Variația emisiei de NO_x cu nivelul intensității acustice pentru fanta generatorului sonic $\delta=0,25$ mm.

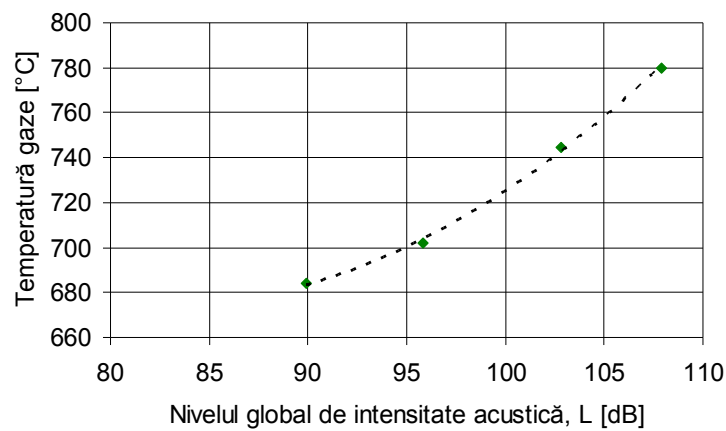


Figura 5.20.a) Variația temperaturii gazelor în cuptor cu nivelul intensității acustice pentru fanta generatorului sonic $\delta=0,5$ mm.

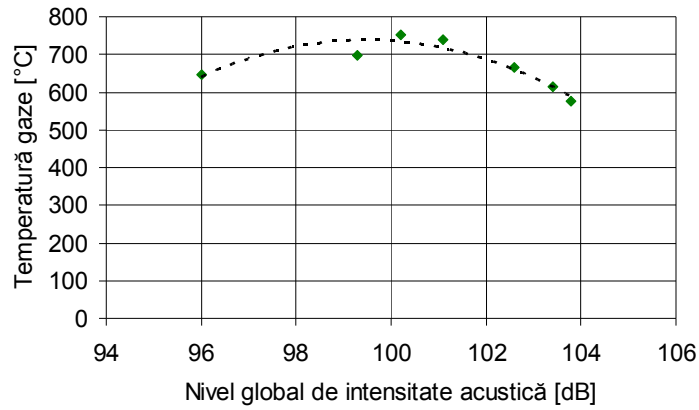
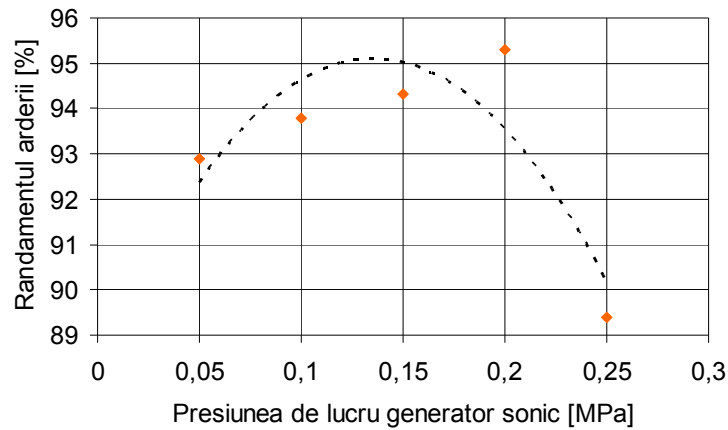
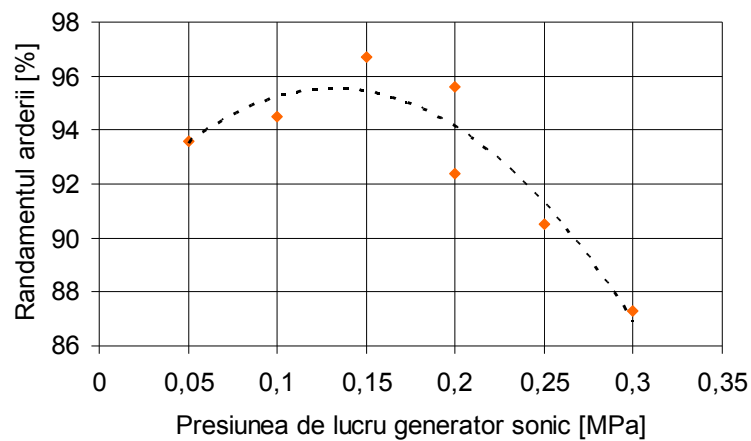


Figura 5.20.b) Variația temperaturii gazelor în cuptor cu nivelul intensității acustice pentru fanta generatorului sonic $\delta=0,25$ mm.



a)



b)

Figura 5.21. Variația randamentului arderii cu nivelul intensității acustice pentru fanta generatorului sonic $\delta=0,5$ mm (a) și $\delta=0,25$ mm (b).

5.6. Concluzii

Pentru a vedea efectele utilizării generatorului sonic gazodinamic asupra arderii gazelor naturale au fost efectuate încercări pe cuptorul experimental dotat cu arzătorul de gaze naturale GARIT-T.

În timpul încercărilor s-a păstrat neschimbat debitul de gaze naturale (de 2 m³/h), temperatura aerului de ardere și celelalte condiții de ardere, mai puțin presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic și fanta ajutorului generatorului sonic.

Cele mai bune rezultate, adică randamentul de ardere maxim, temperatura maximă a flăcării și emisia minimă de CO au fost obținute pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,15 MPa și fanta generatorului sonic de 0,25 mm.

Rezultate aproape la fel de bune au fost obținute și pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,2 MPa și fanta generatorului sonic de 0,5 mm.

Pentru ambele mărimi ale fantei generatorului sonic, la presiuni mari ale aerului de alimentare a generatorului sonic, flacăra se scurtează mult astfel că ea nu mai atinge piesele din cuptor.

Deoarece folosirea aerului de alimentare a generatorului sonic conduce la creșterea ușoară a excesului de aer în flacără s-a încercat să se obțină același coeficient de exces de aer prin ajustarea debitului aerului de alimentare a arzătorului pentru două presiuni diferite ale aerului de alimentare a generatorului sonic.

S-a încercat acest lucru pentru fanta generatorului de 0,5 mm și presiunile aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,15 și 0,20 MPa. S-a constatat o reducere a performanțelor arderii la ajustarea aerului de alimentare a arzătorului.

Analiza rezultatelor obținute a pus în evidență următoarele:

- emisia de CO scade cu creșterea intensității acustice pentru cele două mărimi ale fantei generatorului de 0,25 mm și de 0,5 mm. În al doilea caz descreșterea este mai accentuată;
- emisia de NO_x are o tendință crescătoare cu creșterea intensității acustice pentru fanta generatorului de 0,5 mm, pe când pentru fanta de 0,25 mm, aceasta crește ușor, după care începe să scadă;
- creșterea intensității acustice are efecte diferite asupra variației temperaturii gazelor de ardere. Pentru fanta de 0,5 mm, temperatura gazelor crește, iar pentru fanta de 0,25 mm, aceasta variază foarte puțin;
- pentru ambele mărimi ale fantei de 0,5 mm și respectiv de 0,25 mm, randamentul arderii are aproximativ aceeași variație cu creșterea intensității acustice, crește până la o anumită valoare, după care scade;
- spre deosebire de randamentul instalației de ardere, randamentul exergetic al instalației de ardere scade continuu cu creșterea nivelului intensității acustice pentru ambele mărimi ale fantei generatorului sonic.

Emisia de CO a scăzut de la 352 mg/m³_N la 103 mg/m³_N ceea ce înseamnă o reducere cu 70%.

Emisia de NO_x a scăzut puțin, de la 175 mg/m³_N la 156,8 mg/m³_N ceea ce înseamnă o reducere de numai 10%. Această reducere are loc pe seama reducerii excesului de aer din flacără.

Temperatura gazelor de ardere a crescut de la 678°C la 752°C, iar randamentul instalației de ardere de la 92,8% la 96,7%, adică o creștere de 4%.

Coeficientul de exces de aer a scăzut de la 1,25 la 1,05.

6. ANALIZA TERMOECONOMICĂ A CUPTORULUI DE 70 t/h, ECHIPAT CU GENERATOR SONIC GAZODINAMIC

Deoarece investigațiile privind utilizarea generatoarelor sonice gazodinamice nu au putut fi efectuate pe cuptorul de 70 t/h din dotarea S.C. Laminorul S.A Brăila, pentru care s-a efectuat analiza termoeconomică din Capitolul 2, acestea au fost efectuate pe un cuptor experimental mai mic.

Utilizarea generatorului sonic gazodinamic nu necesită costuri suplimentare, dat fiind faptul că debitul de aer consumat de generatorul sonic este foarte mic, de numai 9,4 kg/h, iar costul de investiție total cu generatorul sonic este neglijabil față de costul instalației.

Generatorul sonic pentru un arzător cu debitul de $(100-200) \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ costă 420 lei, deci costul de investiție total este de 10 080 lei, mult mai mic decât costul instalației de 375 000 lei. S-a observat din analiza termoeconomică a cuptorului de la Capitolul 2 că amortizarea investiției instalației reprezintă sub 1% din costul semifabricatului încălzit în cuptor.

6.1. Ipotezele analizei termoeconomice

În continuare se prezintă analiza termoeconomică a cuptorului cu propulsie de 70t/h în ipoteza că utilizând generatoare sonice gazodinamice la toate cele 24 de arzătoare montate pe cuptor s-ar obține aceleași rezultate și anume:

- reducerea emisiei de CO cu 70%;
- reducerea emisiei de NO_x cu 10%;
- creșterea temperaturii gazelor de ardere în cuptor cu 9%;
- creșterea randamentului instalației de ardere cu 4%;
- reducerea coeficientului de exces de aer de la 1,22 la 1,07.

6.2. Analiza termoeconomică a cuptorului

Creșterea randamentului arderii conduce la reducerea debitului de combustibil ceea ce duce la reducerea fluxului valoric al taxelor de mediu și a fluxul valoric al combustibilului.

Creșterea randamentului arderii cu 4% conduce la reducerea debitului de combustibil cu 4%, ceea ce înseamnă reducerea fluxul valoric al combustibilului cu 4%, conform relației:

$$\dot{C}_{\text{cb}} = c_{\text{e,cb}} \cdot \dot{E}_{\text{cb}} = c_{\text{e,cb}} \cdot B \cdot \varphi \cdot Q_s = 2,44 \cdot 0,96 \cdot 0,412 \cdot 1,04 \cdot 39\ 617 = 0,397 \text{ lei/s} \quad (6.1)$$

Reducerea emisiei de oxizi de azot cu 10% conduce la reducerea fluxului valoric al taxelor de mediu:

$$\dot{C}_{\text{mediu}} = B \cdot Q_i \cdot c_{\text{ener}} + P_{\text{SO}_2} \dot{m}_{\text{SO}_2} + P_{\text{NO}_x} \dot{m}_{\text{NO}_x} \quad (6.2)$$

$$\dot{C}_{\text{mediu}} = 0,96 \cdot 0,412 \cdot 35888 \cdot 10^{-6} \cdot 0,3 \cdot 4,45 + 0 + 0,0324 \cdot 0,9 \cdot 0,04 = 0,0205 \text{ lei/s}$$

Reducerea debitului de combustibil și reducerea coeficientului de exces de aer conduc la reducerea fluxul valoric al energiei electrice deoarece se reduce debitul de aer necesar arderii precum și debitul de gaze de ardere (scade puterea de antrenare a ventilatoarelor).

Puterea ventilatorului de aer se calculează cu relația [91]:

$$W_{\text{VA}} = \frac{B \cdot \lambda_f \cdot V_a^0 \cdot \beta_{1\text{va}} \cdot \beta_{2\text{va}} \cdot \Delta p_{\text{va}} \cdot \psi_{\text{va}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{va}}} \quad [\text{kW}] \quad (6.3)$$

unde: B - debitul de combustibil, $\text{m}^3_{\text{N}}/\text{s}$;

λ_f – coeficientul de exces de aer din focar;

V_a^0 [$\text{m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}}$] – volumul teoretic de aer de ardere;

β_{1va} – coeficient de siguranță pentru debit: $\beta_{1va}=1,1$ [92];

β_{2va} – coeficient de siguranță pentru presiune: $\beta_{2va}=1,2$ [92];

Δ_{pva} [Pa] – presiunea realizată de ventilator;

Ψ_{va} – coeficient de comprimare a aerului în ventilator. Pentru $\Delta_{pva} \leq 3\text{Pa} \rightarrow \Psi_{va} = 1$ [92];

η_{va} – randamentul ventilatorului.

Dintre toate mărimile din relația de mai sus, doar debitul de combustibil, B și coeficientul de exces de aer, λ_f se modifică. Asta înseamnă că puterea ventilatorului devine:

$$W_{VA} = 70 \cdot 0,96 \frac{1,07}{1,22} = 58,937 \text{ kW} \quad (6.4)$$

Puterea ventilatorului de gaze de ardere se calculează cu relația [91]:

$$W_{VGA} = \frac{B \cdot V_{ga}(\lambda_c) \cdot \beta_{1vg} \cdot \beta_{2vg} \cdot \Delta p_{vg} \cdot \Psi_{vg}}{\eta_{vg}} \cdot 10^{-3} \text{ [kW]} \quad (6.5)$$

unde: $V_{ga}(\lambda_c)$ [m³N/m³N] – volumul de gaze de ardere corespunzător coeficientului de exces de aer de la coș:

$$V_{ga}(\lambda_c) = V_{ga}^0 + (\lambda_c - 1)V_a^0 \quad (6.6)$$

unde: V_{ga}^0 [m³N/ m³N] – volumul teoretic de gaze de ardere;

β_{1vg} – coeficient de siguranță pentru debit: $\beta_{1vg}=1,1$ [92];

β_{2vg} – coeficient de siguranță pentru presiune: $\beta_{2vg}=1,2$ [92];

Δ_{pva} [Pa] – presiunea realizată de ventilator;

Ψ_{va} – coeficient de comprimare a aerului în ventilator. Pentru $\Delta_{pva} \leq 3\text{Pa} \rightarrow \Psi_{va} = 1$ [92];

η_{va} – randamentul ventilatorului.

Volumul de gaze de ardere corespunzător evacuării la coș se calculează cu ajutorul programului realizat în Matlab din Anexa I. Volumul de gaze se reduce de la 16,317 m³N/m³N la 14,981 m³N/m³N, ceea ce înseamnă o reducere de 8,21%.

Puterea ventilatorului de gaze de ardere va fi:

$$W_{VGA} = 100 \cdot 0,96 \cdot 0,92 = 88,32 \text{ kW}$$

Fluxul valoric al energiei electrice este:

$$\dot{C}_{el} = c_{el}(W_{Pa,lim} + W_{VA} + W_{VGA}) = 7,97 \cdot 10^{-5}(10 + 58,937 + 88,32) = 0,0125 \text{ lei/s} \quad (6.7)$$

În tabelul 6.1 sunt prezentate comparativ rezultatele analizei termoeconomice a cuptorului cu propulsie de 70t/h în cele două cazuri: fără utilizarea generatorului sonic și cu utilizarea generatorului sonic. Se poate observa că:

- au rămas neschimbate următoarele fluxuri: fluxul exergetic al semifabricatelor intrate în cuptor; fluxul valoric al apei de alimentare; fluxul valoric al aburului produs; rata de cost aferentă amortizării investiției cuptorului și rata de cost aferentă funcționării și întreținerii cuptorului;
- fluxul valoric al combustibilului s-a redus de la 0,414 lei/s la 0,397 lei/s (reducere de 4,28%);

- fluxul valoric al energiei electrice s-a redus de la 0,414 lei/s la 0,397 lei/s (reducere de 14,4%);
- fluxul valoric al taxelor de mediu s-a redus de la 0,0212 lei/s la 0,0205 lei/s (reducere de 3,4%).

Prin utilizarea generatorului sonic la cuptorul cu propulsie de 70 t/h se realizează o reducere a fluxului valoric al pieselor încălzite în cuptor de la 14,779 lei/s la 14,760 lei/s. Aceasta înseamnă o reducere de numai 0,126 %. Considerând o perioadă de funcționare a cuptorului de 8 ore pe zi și 20 de zile pe lună rezultă o economie pe durata unui an de 128836,142 lei.

Tabelul 6.1. Bilanțul exergoeconomic al cuptorului.

FLUXUL	Cuptor fără generator sonic	Cuptor cu generator sonic
	lei/s	lei/s
Fluxul valoric al combustibilului	0,414	0,397
Fluxul valoric al semifabricatelor intrate în cuptor	14,088	14,088
Fluxul valoric al apei de alimentare	$5,031 \cdot 10^{-3}$	$5,031 \cdot 10^{-3}$
Fluxul valoric al energiei electrice	0,0143	0,0125
Fluxul valoric al aburului produs	0,186	0,186
Rata de cost aferentă amortizării investiției cuptorului	$1,58 \cdot 10^{-3}$	$1,58 \cdot 10^{-3}$
Rata de cost aferentă funcționării și întreținerii cuptorului	0,0488	0,0488
Fluxul valoric al taxelor de mediu	0,0212	0,0205
FLUXUL VALORIC AL SEMIFABRICATELOR IEȘITE DIN CUPTOR	14,779	14,760

6.3. Concluzii

Rezultatele cercetărilor privind utilizarea generatoarelor sonice gazodinamice efectuate pe un cuptor experimental mai mic au fost utilizate pentru analiza termoeconomică a cuptorului cu propulsie de 70 t/h, în ipoteza că toate cele 24 de arzătoare montate pe cuptor sunt echipate cu generatoare sonice gazodinamice. De asemenea, s-a admis ipoteza că prin utilizarea generatoarelor sonice gazodinamice s-ar obține aceleași rezultate ca și în cazul cuptorului experimental, și anume:

- reducerea emisiei de CO cu 70%;
- reducerea emisiei de NO_x cu 10%;
- creșterea temperaturii flăcării cu 9%;
- creșterea randamentului instalației de ardere cu 4%;
- reducerea coeficientului de exces de aer de la 1,22 la 1,07.

Reducerea debitului de combustibil și reducerea coeficientului de exces de aer conduc la reducerea fluxului valoric al energiei electrice deoarece se reduce debitul de aer necesar arderii precum și debitul de gaze de ardere (scade puterea de antrenare a ventilatoarelor).

Volumul de gaze de ardere corespunzător evacuării la coș se calculează cu ajutorul programului realizat în Matlab din Anexa I. Volumul de gaze se reduce de la 16,317 m³_N/m³_N la 14,981 m³_N/m³_N, ceea ce înseamnă o reducere de 8,21%.

Rezultatele analizei termoeconomice a cuptorului cu propulsie de 70t/h în cele două cazuri, fără utilizarea generatoarelor sonice și cu utilizarea generatoarelor sonice, evidențiază că:

- ❖ au rămas neschimbate următoarele fluxuri: fluxul exergetic al semifabricatelor intrate în cuptor; fluxul valoric al apei de alimentare; fluxul valoric al aburului produs; rata de cost aferentă amortizării investiției cuptorului și rata de cost aferentă funcționării și întreținerii cuptorului;

- ❖ fluxul valoric al combustibilului s-a redus de la 0,414 lei/s la 0,397 lei/s (reducere de 4,28%);
- ❖ fluxul valoric al energiei electrice s-a redus de la 0,414 lei/s la 0,397 lei/s (reducere de 14,4%);
- ❖ fluxul valoric al taxelor de mediu s-a redus de la 0,0212 lei/s la 0,0205 lei/s (reducere de 3,4%).

Prin utilizarea generatorului sonic la cuptorul cu propulsie de 70 t/h se realizează o reducere a fluxului valoric al pieselor încălzite în cuptor de la 14,779 lei/s la 14,760 lei/s. Aceasta înseamnă o reducere de numai 0,126 %. Considerând o perioadă de funcționare a cuptorului de 8 ore pe zi și 20 de zile pe lună rezultă o economie pe durata unui an de 128836 lei.

7. CONCLUZII GENERALE, PERSPECTIVE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

7.1. Concluzii generale

Cercetările efectuate pentru dezvoltarea unor metode fizice efective de influențare a proceselor de amestecare, pulverizare și în special de ardere simultană a combustibililor lichizi și gazoși au condus la utilizarea energiei vibrațiilor acustice din domeniile sonice și ultrasonice. Metoda dezvoltată este una dintre cele mai efective în intensificarea proceselor, în special în vehicularea unor volume mari de lichide sau gaze. Pe baza acestei metode au fost dezvoltate dispozitive ce pot funcționa cu consum minim de energie pentru intensificarea proceselor de ardere și reducerea emisiilor poluante.

Generarea vibrațiilor sonice sau ultrasonice constă în conversia energiei unui jet lichid sau gazos în mișcare în energia vibrațiilor cu frecvența înaltă prin întrepătrunderea celor două jeturi inițial separate și dirijarea lor sub un anumit unghi pe o suprafață curbată.

Pentru generarea mai eficientă a vibrațiilor, a fost dezvoltat un generator radial, în care un jet de aer trece printr-un ajutor toroidal cu formarea de vibrații ce interferează cu jetul de combustibil. Prin modificarea frecvenței și intensității vibrațiilor care depind doar de cădere de presiune în ajutor este posibilă generarea de vibrații cu domeniu larg de frecvență fără a modifica dimensiunile generatorului ultrasonic. Aceasta tehnică a permis dezvoltarea duzelor ultrasonice pentru arderea combustibililor lichizi și a deșeurilor de combustibili lichizi, arzătoarelor ultrasonice de combustibili gazoși și amestecătoarelor hidraulice ultrasonice.

Analiza exergoeconomică reprezintă cel mai puternic instrument de studiu și optimizare a sistemelor termoeenergetice. Metoda de analiză exergoeconomică ce ține seama și de costurile de mediu a fost aplicată cu succes la cuptorul cu propulsie de 70t/h. Aceasta a scos în evidență avantajele termice, economice și de mediu ale utilizării generatorului sonic gazodinamic pe arzătoarele cuptorului.

Analiza energetică a cuptorului cu propulsie și capacitatea de 70t/h a relevat următoarele: fluxul util de căldură (căldura conținută de semifabricate la ieșirea din cuptor și căldura aburului produs) reprezintă 73,14% din fluxul total de căldură intrată în instalație, restul de 26,86% reprezentând pierderile termice ale instalației.

Cele mai mari pierderi se produc prin evacuarea gazelor de ardere la coș (10,78%) fiind urmate de pierderile prin reacții endoterme (4,71%) și pierderile în exterior prin pereții cuptorului (4,53 %). Cele mai mici pierderi sunt cele cu apa de răcire (0,03%) și cele ce au loc prin deschideri (0,01%).

Randamentul exergetic al cuptorului este mult mai mic decât randamentul termic (32% față de 58,81%). Acest lucru se explică prin faptul că exergia spre deosebire de energie nu se conservă, ea putând fi distrusă și pierdută. Valorile procentuale ale pierderilor și distrugerilor de exergie ce au loc în componentele instalației sunt: 23,91% în camera de ardere, 4,8% în cuptor, 4,22% în cazanul recuperator și 2,83% în preîncălzitorul de aer.

Analiza exergoeconomică arată că cea mai mare pondere în costul exergetic al semifabricatelor încălzite în cuptor o are costul semifabricatelor brute (96,53%), urmat fiind de

costul combustibilului (2,84%), costul exploatării și întreținerii cuptorului (0,33%) și costul de mediu (0,16%).

Cercetările acustice și parametrice ale generatorului sonic experimental au arătat că: nivelul global al intensității L_{θ} variază, în funcție de poziția sonometrului față de generatorul sonic, de la 103,9 dB până la 117,4 dB; frecvența are valori cuprinse între 19,00kHz și 19,21 kHz, deci practic frecvența nu se modifică; la două unghiuri din domeniul $(90\div 120)^{\circ}$ apare a doua frecvență cu valori în jurul a 12,23kHz, cu nivelul de intensitate acustică de 76 dB; maximul de emisie are loc în direcția frontală a generatorului radial ($\theta = 90^{\circ}$).

Variația nivelului intensității acustice totale în funcție de unghiul de emisie indică faptul că generatorul sonic nu poate fi considerat o sursă punctiformă, ci reprezintă un cuadripol transversal, adică o sursă complexă formată din 2 dipoli care pulsează în direcții perpendiculare.

Măsurătorile efectuate pentru fanta generatorului $\delta = 0,50$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^{\circ}$ și diferite presiuni de alimentare a generatorului sonic au relevat următoarele: nivelul intensității globale L variază de la 89,90 dB până la 107,90 dB, diferența fiind de 18 dB; există două frecvențe pentru câmpul acustic produs de generator, care, în funcție de presiune ($p = 0,05-0,3$ MPa), variază în domeniul (6,3-8) kHz și în domeniul (14,8-16,1)kHz.

Rezultatele obținute pentru fanta generatorului $\delta = 0,25$ mm, unghiul de emisie $\theta = 90^{\circ}$ și diferite presiuni de alimentare a generatorului sonic au arătat că: are loc inversarea frecvențelor (frecvența de bază cu nivelul de intensitate acustică mai ridicat este de 8 kHz și nu cea de la 16kHz, așa cum a fost în cazul fantei $\delta = 0,5$ mm); nivelul total de intensitate acustică la diferite presiuni rămâne practic neschimbat, ceea ce arată că mărimea fantei au fost adoptată corespunzător.

Încercările efectuate pe cuptorul experimental prevăzut cu arzător tip cu generator sonic gazodinamic, la S.C. CUNAX FEROSTIL S.R.L din Brăila au condus la următoarele concluzii: cele mai bune rezultate, adică randamentul maxim al arderii, temperatura maximă a flăcării și emisia minimă de CO au fost obținute pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,15 MPa și fanta generatorului sonic de 0,25 mm.

Emisia minimă de NO_x s-a obținut tot pentru fanta de 0,25 mm, dar pentru presiuni mai mari ale aerului de alimentare a generatorului sonic. Rezultate aproape la fel de bune au fost obținute și pentru presiunea aerului de alimentare a generatorului sonic de 0,20 MPa și fanta generatorului sonic de 0,5 mm.

Pentru ambele mărimi ale fantei generatorului sonic, la presiuni mari ale aerului de alimentare a generatorului sonic, flacăra se scurtează mult astfel că ea nu mai atinge piesele din cuptor.

Utilizarea generatorului sonic a condus la: reducerea emisiei de CO de la $352 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$ la $94,6 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$ ceea ce înseamnă o reducere cu 70%; reducerea emisiei de NO_x de la $175 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$ la $156,6 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$, ceea ce înseamnă o reducere de numai 10%; creșterea temperaturii gazelor de ardere de în cuptor la 678°C la 752°C (creștere de 9,8%), creșterea randamentului instalației de ardere de la 92,8% la 96,7%, adică o creștere cu 4%; reducerea coeficientul de exces de aer ca urmare a îmbunătățirii condițiilor de ardere a de la 1,22 la 1,07. Consumul de aer necesar alimentării generatorului sonic este foarte mic, de numai 9,4 kg/h sau $7,23 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$.

Analiza termoeconomică a cuptorului cu propulsie și capacitatea de 70t/h efectuată în ipoteza că utilizând generatoare sonice gazodinamice la toate cele 24 de arzătoare montate pe cuptor s-ar obține aceleași rezultate ca și la cuptorul experimental a arătat că: fluxul valoric al combustibilului s-a redus de la 0,414 lei/s la 0,397 lei/s (reducere de 4,28%); fluxul valoric al energiei electrice s-a redus de la 0,0143lei/s la 0,0125 lei/s (reducere de 14,4%); fluxul valoric al taxelor de mediu s-a redus de la 0,0212 lei/s la 0,0205 lei/s (reducere de 3,4%).

Ca o concluzie finală, se poate spune că prin utilizarea generatorului sonic la cuptorul cu propulsie și capacitatea de 70 t/h se realizează o reducere a fluxului valoric al pieselor încălzite în cuptor de la 14,779 lei/s la 14,760 lei/s. Asta înseamnă o reducere de numai 0,126 %, dar economia ce se poate realiza într-un an, considerând o perioadă de funcționare a cuptorului de 8 ore pe zi și 20 de zile pe lună, este de 128836,142 lei.

7.2. Contribuții originale

Principalele contribuții personale în realizarea acestui studiu sunt:

- efectuarea analizei energetice, exergetice și termoeconomice cu luarea în considerare a efectelor de mediu a cuptorului cu propulsie și capacitatea maximă de încălzire a țagelilor de 70t/h de la S.C. Laminorul S.A Brăila. Analiza a permis evidențierea direcțiilor de creștere a performanțelor termoeconomice și de mediu ale cuptorului;
- realizarea unui program în limbajul MATLAB care efectuează calculul arderii unui combustibil gazos, calculul temperaturii adiabatică, calculul entalpiei și exergiei gazelor de ardere, calculul randamentului exergetic;
- proiectarea și execuția unui generator sonic gazodinamic radial pentru a fi testat pe un arzător de gaze tip GBS al unui cuptor pentru forjare;
- efectuarea de cercetări acustice și parametrice ale generatorului sonic experimental la care a fost folosită aparatură și soft moderne. Cercetările au scos în evidență influențele mărimii fantei ajutorului și a presiunii de lucru a generatorului asupra caracteristicilor câmpului acustic produs de generator. De asemenea, experimentele au evidențiat că generatorul sonic nu este o sursă punctiformă, ci reprezintă un cuadripol transversal, adică o sursă complexă formată din 2 dipoli care pulsează în direcții perpendiculare;
- proiectarea și construirea unui cuptor pentru efectuarea încercărilor cu generatorul sonic gazodinamic;
- efectuarea de experimente pe cuptorul experimental dotat cu arzătorul tip GBS pe care s-a montat generator sonic realizat. Au fost obținute următoarele rezultate: emisia de CO a scăzut cu 70%; emisia de NO_x a scăzut cu 10%; temperatura gazelor de ardere în cuptor a crescut cu 9,8%; randamentul instalației de ardere a crescut cu 4%; coeficientul de exces de aer a scăzut de la 1,22 la 1,07;
- efectuarea analizei rentabilității termoeconomice și de mediu a utilizării generatorului sonic gazodinamic la cuptorul cu propulsie și capacitatea de 70t/h. Analiza a relevat reducerea costului semifabricatelor încălzite în cuptor cu numai 0,126 %, ceea ce înseamnă o economie anuală de 128836,142 lei.

7.3. Perspective

Tehnologia sonică de ardere este una dintre tehnologiile care realizează aceste deziderate. Este o tehnologie ce se poate aplica atât la arzătoarele noi cât și la cele existente, fără costuri investiționale mari și fără a afecta capacitatea arzătorului. La Facultatea de Inginerie din Brăila au fost realizate cercetări privind arderea în câmp sonor a combustibililor lichizi și gazoși atât pe instalații mici cât și pe instalații mari de ardere. Rezultatele experimentale obținute au arătat că tehnologia sonică este eficientă.

Nu a fost cercetată arderea simultană a combustibililor lichizi cu combustibili gazoși. Pentru caracterizarea procesului de ardere este necesară efectuarea de diferite măsurători (temperaturi, viteze, concentrații, etc.) și implicit aparatură diversă și performantă. Toate acestea conduc spre înțelegerea mai bună a fenomenelor, înțelegere necesară optimizării arderii.

LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE ȘI PREZENTATE

1. Pană D., *Eficiențizarea proceselor metalurgice prin arderea intensificată a combustibililor*, Sesiunea Cercurilor Științifice Studentești din Facultatea de Inginerie Brăila, Mai 2010, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, University Press, ISSN 2068-6277.
2. Ion V.I., Pană D., Bălan G., *Exergoeconomic analysis of a furnace for heat treatment*, Proceeding of the 8th International Conference on Industrial Power Engineering, April 14-15, 2011, Bacău, ROMANIA, pp.185-190.
http://www.eusew.eu/upload/events/71_36_program_ciei_2011.pdf
3. Pană D., *Improving furnace performance by waste heat recovery-Economic analysis*, The Annals of "Dunărea de Jos" University of Galați, Fascicle V Technologies in Machine Building, Fascicle V, 2013, pp. 31-34.
<http://www.cmrs.ugal.ro/TMB/2013/L06%20Pana.pdf>
4. Pană D., *Acoustic and parametric studies of the experimental radial sonic generator*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanical Engineering, 2013, Issue Vol. 1, pp. 77-80.
<http://www.ann.ugal.ro/im/>
5. Pană D., Scarpete D., Măcuță S., Ion V.I., *The influence of pollution reduction on performance of a combined cycle cogeneration power plant*, Proceedings of the 1st International Workshop Danube - Black Sea, 3E - Energy, Environment & Efficiency, IWEEE 2013, "Dunarea de Jos" University of Galati, 29-30 May 2013 published in the Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Mathematics, Physics, Theoretical Mechanics, Fascicle II, Year V(XXXVI) 2013, No. 2, pp. 185-191.
http://www.phys.ugal.ro/Annals_Fascicle_2/Year2013/Annals%202013%20volume%20II.htm
6. Pană D., *Second law analysis of a furnace for metal heating*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati, Fascicle XIV Mechanical Engineering, 2013, Vol. 2, pp. 77-80.
<http://www.ann.ugal.ro/im/>
7. Pană D., *Combustion performance of a gas fired burner equipped with ultrasonic gas generator*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati Fascicle IV Refrigerating Technique, Internal Combustion Engines, Boilers and Turbines, 2013, ISSN 1221-4558.
<http://www.stim.ugal.ro/Items/Annals/2013-Annals.htm>
8. Pană D., Ion V.I., *Pollutant emissions of a metal heating furnace*, The 3rd International Conference of Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development - TE-RE-RD, June 12-14, 2014, Mamaia, Romania.
9. Pană D., Scarpete D., *Energy and exergy analysis of the 70t/h furnace for heat treating*, Scientific Conference of Doctoral Schools from UDJ Galați, CSSD-UDJG 2014, Second Edition, GALAȚI, 15-16th of May 2014, „Dunărea de Jos” University of Galați.
10. Pană D., *Influența excesului de aer de ardere asupra performanțelor termoeconomice și de mediu ale instalațiilor de ardere*, Sesiunea de Comunicări ale Cercurilor științifice Studentești SCCSS14, mai 2014, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, Facultatea de Inginerie din Brăila.
11. Pană D., Ion V.I., Drăgan M., *Metal heating furnace with flue gases condensation - thermoeconomic analysis*, The Annals of "Dunarea de Jos" University of Galati. Fascicle IX Metallurgy and Materials Science, 2014 (acceptată pentru publicare).

BIBLIOGRAFIE

- [1] U.S. Energy Information Administration, *International Energy Outlook 2013 with Projections to 2040*, July 2013 (www.eia.gov/ieo).
- [2] Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R. W., *Combustion – Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th Edition, Springer, 2007.
- [3] Bălan G., *Principii de elaborarea a sistemelor tehnice cu injectoare sonice*, Teză de doctor habilitat, Universitatea Tehnică a Moldovei, Chișinău, 2001.
- [4] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York, 1996.
- [5] Valero, A., *Thermoeconomics: The meeting point of Thermodynamics, Economics and Ecology*, Proceedings of Second Law Analysis of Energy Systems: towards the 21st Century, CIRCUS-Roma, July 5-7, 1995, pp. 293-305.
- [6] *World Energy Consumption: Social, Economic and Political Risks 2012 – 2050*, 25 January 2014, The Cultural Economist (<http://tceconomist.blogspot.ro/2014/01/world-energy-consumption-social.html>) (<http://tceconomist.blogspot.ro/>)
- [8] Ungureanu C., Pănoiu N., Zubcu V., Ionel I., *Combustibili. Instalații de ardere. Cazane*, Editura Politehnica, Timișoara, 1998.
- [9] Baukal Ch. E., *Industrial Combustion Pollution and Control*, Marcel Dekker Inc., 2004.
- [10] Carra S., *Combustion and detonation in Encyclopaedia of Hydrocarbons*, ENI, Volume V, Istituto della Enciclopedia Italiana Fondata da Giovanni Treccani, Rome, 2005.
- [11] Borman G.L., Ragland K.W., *Combustion engineering*, Boston (MA), McGraw-Hill, 1998.
- [12] Glassman I., *Combustion*, San Diego (CA), Academic Press, 1996.
- [13] Turns, S. R., *An Introduction to Combustion – Concepts and Applications*, 2nd Edition, McGraw-Hill, 2000.
- [14] Ion V.I., *Instalații de ardere*, Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, 2010.
- [15] Lefebvre A.H., *Atomization and Sprays*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
- [16] Avvaru B., Patil M.N., Gogate P.R., Pandit A.B., *Ultrasonic atomization: Effect of liquid phase properties*, Ultrasonics 44, 2006, pp. 146–158.
- [17] Bălan G., *Tehnologii sonice*, Conferința Națională de Termotehnică cu participare Internațională, Ediția a XIV-a, U.T.C., București, 2004.
- [18] Ionel I., *Intensificarea arderii prafului de carbune în câmp de ultrasunete*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1987.
- [19] Bălan G., *Pulverizarea gazodinamica a lichidelor*, Conferința Națională de Termotehnică cu Participarea Internațională, Ediția a XIV-a, U.T.C., București, 2004.
- [22] Popa D., *Cercetări privind ecologizarea arderii pentru instalații mari de ardere utilizând sistemele sonice*, Teză de doctorat, Univ. „Dunărea de Jos”, Galați, 2010.
- [23] Hussainov M., Käär H., Shcheglov I., Tiikma T., *Sonic stimulation of natural gas combustion*; Proc. Estonian Acad. Sci. Eng. No. 3, 1997, pp. 147–157.
- [24] Wissenberger J., *Arzătoare cu generator de vibrații sonice sau ultrasonice*, Brevet, Dumag, Austria, In: Buletin pt. Invenții și inovații, Nr.4, p. 68, 1973.
- [25] Bălan G., Ciurea A., Bălan V., Bordei M., *The Sonic Technologies*, Quatrieme Edition du Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique COFRET'08, 11 – 13 June 2008, Nantes - France, pp. 20-29.

- [26] Bălan G., Ion V.I., *Creșterea randamentului arderii în cuptoarele industriale metalurgice cu ajutorul generatorului gazodinamic de ultrasunete*, Lucrările celei de a X-a Conferințe Națională de Termotehnică, vol. 2, Universitatea "Lucian Blaga" Sibiu, 2000, pag. 21-29.
- [27] Moran M.J., Shapiro H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 6th Edition, John Wiley & Sons, 2010.
- [29] Ahern J.E., *The exergy method of energy systems analysis*, Wiley, 1980.
- [30] Norio S., *Chemical Energy and Exergy. An Introduction to Chemical Thermodynamics for Engineers*, Elsevier, 2004.
- [33] Szargut, J., *Exergy and Ecology*, Proceedings of Second Law Analysis of Energy Systems: towards the 21st Century, CIRCUS-Roma July 5-7, 1995, pag. 11-19.
- [34] Valero A., Usón S., Torres C., Valero A., *Application of Thermoconomics to Industrial Ecology*, Entropy. 2010; 12(3), pp. 591-612.
- [35] Gaggioli R. A., Wepfer W.J., *Exergy economics*, Energy: The International Journal, 5, 1980, pp. 823-837.
- [36] Makarytchev, S.V., *Environmental pollution evaluation-an exergy approach*, Proceedings of 1st Int. Symp. on Issues in Environmental pollution, Denver, USA, 1998.
- [37] Manfrida, G., Galli, R., *Exergy accounting of environmental pollution by power plants*, ECOS'95, July 11-15, Istanbul, pag. 576-583.
- [38] Creyts, J.C, Carey, V.P., *Use of extended exergy analysis as a tool for assessment of the environmental impact of industrial processes*, AES-Vol. 37, ASME 1997.
- [39] Frangopoulos, A.C, Caralis, C.Y, *A global environomic approach for energy system analysis and optimization*, part 1, Proceeding of ENSEC'93, Cracow, Poland.
- [40] Tsatsaronis G., Pisa J., *Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems-application to the CGAM problem*, Energy International Journal, Vol. 19, No. 3, 1994, pp. 287-321.
- [41] Tsatsaronis G., *Thermo-economic analysis and optimization of energy systems*, Prog. Energy Combustion Sci., Vol. 19, 1993, pp. 227-257.
- [44] Baukal C., *The John Zink Hamworthy Combustion Handbook*, Vol.2, Design And Operations, Second Edition, CRC Press, 2013.
- [50] Valero A., Usón S., Torres C., Valero A., *Application of Thermoconomics to Industrial Ecology*, Entropy. 2010; 12(3), pp. 591-612.
- [61] Panait T., *Exergoeconomia sistemelor termoenergetice*, Dunărea de Jos, Galați, 2003.
- [65] Ion V.I., *Protecția mediului în energetică*, Ed. Arionda, Galați, 2000.
- [66] European Commission, Brussels, COM(2011) 169/3, Proposal for a Council Directive amending Directive 2003/96/EC restructuring the Community framework for the taxation of energy products and electricity,
http://ec.europa.eu/taxation_customs/resources/documents/taxation/com_2011_169_en.pdf
- [76] *** The DUMAG® Nozzle and the Hartmann Ultrasonic Generator (<http://www.ctp-dumag.com/produkte-und-leistungen/brennstoffzufuhr/>)
- [77] Popa, D., Balan, G., *The new sonic technologies for the environmental protection in heat-and-power engineering*, Acta Technica Napocensis, The Technical University of Cluj-Napoca, Series: Applied Mathematics and Mechanics, Vol. II, No. 52,2009, p. 235-242.
- [78] *** SR EN ISO 3744:2009 CT 274 Acustică. Determinarea nivelurilor de putere acustică ale surselor de zgomot utilizând presiunea acustică. Metodă tehnică în condiții apropiate de cele ale unui câmp liber deasupra unui plan reflectant

- [79] Edelman K.S., Edelman S., *Understanding Ultrasound Physics*, Third Edition, E.S.P. Ultrasound, 2004.
- [80] *** Cartea tehnică a sonometrului Solo 01db-Metravib
- [91] Meinhard T.S., *Fluid Mechanics for Engineers*, Springer, 2010.
- [92] Kutz, M., *Mechanical Engineers Handbook*, John Wiley & Sons, 1998.