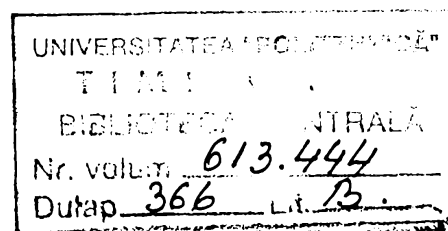


UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE INGINERIE HUNEDOARA

## TEZĂ DE DOCTORAT

CERCETĂRI PRIVIND SCHIMBUL DE CĂLDURĂ LA CUPTOARELE  
ADÂNCI CU FLACĂRĂ ÎNTOARSĂ ÎN VEDEREA OPTIMIZĂRII  
TEHNOLOGIEI DE ÎNCĂLZIRE

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA



Conducător doctorat:  
prof.dr.ing.IOAN ILCA

Doctorand:  
ing.NADIA T.POTOCEANU

1997

1

## INTRODUCERE

Prezenta lucrare este o sinteza a activității de cercetare desfășurată de autoare în domeniul agregatelor și instalațiilor termice și al noilor tehnologii de încălzire.

Obiectivul principal al tezei de doctorat constă în demonstrarea viabilității și eficienței cuptoarelor adânci în condițiile utilizării unor arzătoare moderne și a schimbătoarelor de căldură adecvate. Lucrarea încearcă să îmbine pregătirea de specialitate și cunoștințele autoarei privind proiectarea și optimizarea instalațiilor termice metalurgice.

Teza este structurată pe cinci capitole și se întinde pe 171 pagini. Ea cuprinde 237 relații, 37 figuri (fără cele din anexe), fotografii, 48 tabele și fișe de rezultate, IV anexe și 2 programe de optimizare. De asemenea sunt prezentate 124 referințe bibliografice, din care 19 aparțin autoarei, iar 1 a fost publicat într-o revista de specialitate din străinătate (Austria).

Acum, după finalizarea lucrării, autoarea dorește să-și exprime, în primul rând, mulțumirile față de conducătorul științific, Prof.dr.ing. IOAN ILCA, pentru îndrumarea științifică competentă și deosebitul sprijin acordat în pregătirea și finalizarea tezei.

Totodată, aduce mulțumiri domnului Prof.dr.ing. IOAN CĂRȚIȘ pentru sprijinul concret acordat în momentele dificile.

Mulțumirile mele se adresează și colectivelor de specialiști de la C.S. R.-S.A. pentru posibilitățile oferite de a realiza concret, pe cuptorul adânc, cercetările necesare cât și prelucrarea rezultatelor experimentale.

Nu în ultimul rând, autoarea mulțumește tuturor colegilor de la Facultatea de Inginerie a Universității "Eftimie Murgu" din Reșița și celor de la Facultatea de Inginerie Hunedoara, care l-au făcut sugestii utile în timpul elaborării tezei și cu care a purtat discuții rodnice în acest sens, precum și celor care au contribuit la redactarea acestei lucrări.

Reșița, la 20 martie 1997

Autoarea

## CUPRINS

Terminologie și simboluri	... 7
Cap.1.Stadiul actual al realizării încălzirii în cuptoarele adânci cu flacără întoarsă	... 8
1.1.Cuptoare adânci - concepție, evoluție.	... 8
1.2.Influența temperaturii încălzirii asupra deformabilității.	... 10
1.3.Analiza situației într-un laminor blum ing .	... 16
	... 18
Cap.2.Studii privind transferul de căldură în tipul de cuptor analizat.	
2.1.Conducția termică.	... 18
2.1.1.Mărimi generale.	... 18
2.1.2.Legea conducției termice.	... 19
2.1.2.1.Condiții limită pentru rezolvarea ecuației conducției termice	... 20
2.1.3.Conducția termică staționară.	... 22
2.1.3.1.Conductivitatea termică a unui perete omogen în absența surselor de căldură.	... 22
2.1.3.2.Pereți cu structuri compuse.	... 27
2.1.3.3.Intensificarea procesului de transmitere a căldurii.	... 30
2.1.3.4.Conductivitatea termică a unei bare.	... 30
2.1.3.5.Transmiterea căldurii printr-un perete cu nervuri.	... 32
2.1.3.6.Conducția termică în prezența surselor de căldură.	... 35
2.1.4.Conducția termică nestaționară	... 38
2.1.4.1.Procese tranzitorii	... 38
2.1.4.2.Regimul uzual de încălzire (răcire)	... 44
2.1.4.3.Procesele încălzirii (răcirii) continue	... 46
2.1.4.4.Procese periodice	... 48
2.2.Transferul de căldură convectiv în mediu monofazat	... 50
2.2.1.Principii fundamentale	... 50
2.2.2.Sistemul ecuațiilor diferențiale ale transmiterii de căldură convective	... 52
2.2.3.Metodele teoriei similitudinii	... 55

2.2.3.1. Dimensiunea utilizată, temperatura caracteristică	... 57
2.2.3.2. Analogia hidrodinamică a căderii de temperatură în convecția turbulentă.	... 57
2.2.3.3. Modelul cu dublu strat.	... 58
2.2.4. Transferul de căldură la curgerea fluidelor prin tuburi.	... 60
2.2.4.1. Regimul vâscos.	... 62
2.2.4.2. Regimul vâscoso-gravitațional	... 63
2.2.4.3. Regimul turbulent.	... 64
2.2.5. Transferul de căldură la curgerea mediului de încălzire în jurul unui corp.	... 64
2.2.5.1. Placa plană.	... 64
2.2.5.3. Corpuri de formă complexă.	... 65
2.2.5.3. Curgerea transversală în interiorul grupurilor de canale sau conducte.	... 66
2.2.5.4. Mediul pseudo-fluid cu gaz.	... 66
2.2.6. Transferul de căldură la viteze mari ale mediului fluid.	... 67
2.3. Radiația termică.	... 70
2.3.1. Principii fundamentale.	... 70
2.3.2. Legile radiației termice.	... 72
2.3.3. Transferul de căldură între corpuri delimitate de medii transparente	... 74
2.3.3.1. Coeficienții unghiulari	... 76
2.3.4. Transferul de căldură între gaz și suprafața solidă a corpurilor	... 76
2.3.4.1. Particularitățile radiației și absorbției gazelor	... 76
2.3.4.2. Legea de bază a schimbului de căldură într-un mediu radiant-absorbant.	... 77
2.3.4.3. Radiația proprie a volumului de gaz.	... 78
2.3.5. Metode de calcul a transferului de căldură.	... 79
2.4. Concluzii	... 80'
Cap.3. Cercetări privind arzătorul multijet.	... 81
3.1. Procese la arderea gazului natural	... 81
3.1.1. Flacăra turbulentă în spațiu limitat	... 81
3.2.1. Cercetări teoretice și practice privind arderea gazului natural în sistem de jeturi multiple.	... 84

3.2.2.Aspectul recirculației în cazul a două jeturi limitate axial asimetrice	... 86
3.2.3.Caracteristicile recirculației la patru jeturi paralele limitate, axial simetrice (quadrijetul).	... 90
3.2.4.Recirculația la patru jeturi paralele limitate, dintre care un jet central	... 93
3.2.5.Definirea generală a factorului de atenuare pentru parametru de recirculație $q$ , în cazul jeturilor multiple.	... 95
3.3.Parametrii recirculației în sisteme de jeturi multiple.	... 98
3.4.Metodologia și instalația experimentală de lucru.	... 107
3.4.1.Metodologia, parametri și mărimile măsurabile.	... 107
3.4.2.Instalația experimentală.	... 109
3.5.Determinări experimentale de laborator. Compararea rezultatelor experimentale cu aspectele teoretice.	... 114
3.5.1.Determinări experimentale de laborator.	... 114
3.5.2.Interpretarea rezultatelor experimentale; compararea acestora cu aspectele teoretice.	... 115
3.5.2.1.Modul de determinare a mărimilor $D_o$ , $D_a$ , $l_f$ , $m_{O1}$ și $t_{max}$	... 121
3.5.2.2.Determinarea randamentului energetic al arderii	... 123
3.5.3.Determinarea randamentului exergetic al arderii	... 125
3.5.4.Alte criterii de comparație	... 130
3.6.Concluzii.	... 130
<b>Cap.4. Cercetări privind optimizarea procesului de încălzire la cuptoarele adânci cu flacără întoarsă.</b>	... 132
4.1.Caracteristicile cuptorului.	... 132
4.2.Stabilirea diagramei de încălzire.	... 133
4.3.Instalația de ardere.	... 133
4.4. Pregătirea cuptorului în vederea experimentărilor.	... 134
4.5..Analiza funcționării unui grup de două celule de cuptoare adânci	... 138
4.5.1.Măsurători pentru determinarea parametrilor necesari analizei	... 138
4.5.Stabilirea mărimii reale RES și analiza funcționării sistemului de recuperare primar și secundar.	... 146
4.6.Concluzii.	... 149

Cap.5. Concluzii și prezentarea contribuțiilor personale.	... 162
Bibliografie.	... 165
Anexa I. Măsurători la linia de laminare.	... I
Anexa II. Utilizarea analizei numerice cu elemente finite	... VI
Anexa III.Valori comparative, experimentale și de calcul pentru cuptoarele nr.19 și nr.20.	... XVIII
Anexa IV. -Optimizarea încălzirii lingourilor.	... XLIV

## TERMINOLOGIE SI SIMBOLURI

În cadrul lucrării s-au folosit frecvent trei termeni specifici tematicii abordate.

### 1.CÂMP DE TEMPERATURĂ

Totalitatea valorilor temperaturilor ,la un moment dat fiind funcție și de poziția punctului considerat.

$$T = f (x,y,z,t )$$

### 2.FLUX DE TERMIC

Cantitatea de căldură care trece pe direcția normală la suprafață, în unitatea de timp - q.

### 3.TRANSFER DE CALDURA

Schimbul de căldură prin conducție, radiație sau convecție în medii diferite cu sau fără schimbarea stării de agregare.

Simbolurile de bază care apar în lucrare au următoarele semnificații:

$c_p$  -căldura specifică la presiune constantă, în J/kg.grd;

$\lambda$  - conductivitatea termică a materialelor, în W/m.grd;

$\alpha$  - coeficientul de transfer de căldură, în W/ m<sup>2</sup>.grad;

$T_0$  - distribuția inițială a temperaturii în domeniul de analizat, în K;

$n_x, n_y, n_z$  - componentele normalei la suprafața de schimb de căldură, pe direcțiile x, y, z;

$a$  - difuzibilitatea termică, m<sup>2</sup>/s ;

$\eta$  - randament;

$\delta$  - dimensiunea pereților, pe lățime, în m;

t - timpul, în s.

# CAP.I.STADIUL ACTUAL AL REALIZĂRII ÎNCĂLZIRII ÎN CUPTOARELE ADÂNCI CU FLACĂRĂ ÎNTOARSĂ

## 1.1.CUPTOARELE ADÂNCI - CONCEPȚIE,EVOLUȚIE.

Analizând studiile experimentale privind influența exercitată de viteza de laminare asupra rezistenței la deformare a oțelurilor [1],[2],[3],[4],am constatat că temperatura de laminare variază între 800 - 1200°C și că exponentul rezistenței la deformare a diferitelor oțeluri crește, atât cu creșterea temperaturii cât și cu gradul de deformare. La scară industrială, încălzirea lingourilor și semifabricatelor în vederea deformării plastice din LDS se realizează, în cazul lingourilor, în cuptoare adânci cu flacără întoarsă.

Cuptoarele adânci sunt agregate termice destinate încălzirii la temperaturi înalte a lingourilor de masă mare. Construcția tuturor cuptoarelor trebuie să fie simplă și să aibe fiabilitate mare în condițiile solicitărilor termice și mecanice mari.

Construcția acestor agregate [5],[6],[7],[8],[9],[10] este diferită în funcție de modul de amplasare al arzătorului (arzător amplasat în centrul vetrei ,fig.1.1.a,arzător amplasat în pereți fig.1.1.b,arzător în bolta),dar și de tipul instalațiilor de recuperare a căldurii, acestea putând fi, de tip recuperativ sau de tip regenerativ.

Evoluția cuptoarelor adânci a fost în prima perioadă legată de evoluția suprafețelor schimbătoare de căldură și, mai târziu, de cea a arzătoarelor și injectoarelor.

Cele mai moderne (în ceea ce privește cuptoarele cu flacără, deoarece există și cuptoare adânci încălzite electric) sunt cele cu flacără întoarsă.

Prin alimentarea cu combustibil printr-un singur arzător, se limitează lungimea flăcării, ceea ce va impune ca, la rândul ei, lungimea cuptorului să fie de 7 - 9 m. În caz contrar se produce neuniformitatea încălzirii lingourilor care sunt amplasate la distanțe diferite față de arzătoare. Deoarece randamentul arderii este în general scăzut, este necesar ca o parte din energia conținută în gazele de ardere să fie recuperată.



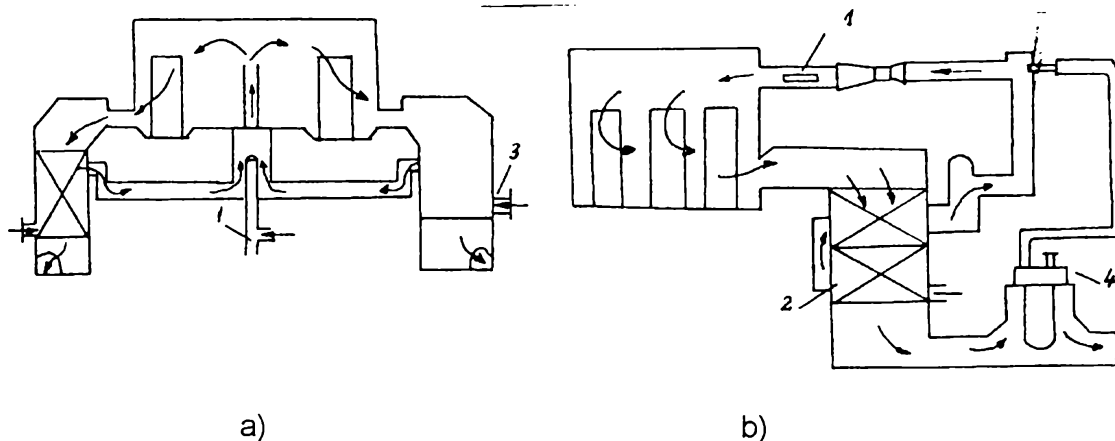


Fig.1.1. Tipuri de cuptoare adânci

a) cu arzător în centrul vetrei; b) cu flacără întoarsă.

1 - arzător; 2 - recuperator ceramic; 3 - intrare aer rece; 4 - recuperator metalic, pentru recuperarea avansată a căldurii gazelor de ardere.

Evoluția arzătoarelor a influențat și ea transferul de căldura în agregatele termice, în anumite etape intensificându-se transferul de căldura prin convecție (arzătoare turbulente) sau transferul de căldură prin radiație (arzătoare radiante [11],[12]. Evoluția arzătoarelor utilizate la cuptoare în timp este cea din [21].

În România s-au utilizat preponderent arzătoare turbulente, deoarece asigură o intensificare a arderii. Pentru a îmbunătăți transferul de căldură s-a încercat la CSR, realizarea unui arzător multijet .

În cadrul activității de cercetare [13],[14],[15] s-a constatat că tendința actuală în ceea ce privește arzătorul se bazează pe reducerea coeficientului excesului de aer și pe micșorarea energiei primare necesare fenomenului de pulverizare și formare a amestecului carburant, punându-se baza pe gospodărirea corespunzătoare a acestuia.

Tipurile de arzătoare sunt foarte diferite, iar mărimile care intervin în diferite procese de ardere atât în sistemul mono cât și în cel multijet se intercondiționează reciproc [16],[17], motiv pentru care se impune prezentarea unor considerații privind definirea limitelor și stabilirea conturului de cercetare urmărit. Analizând evoluția în timp a arzătoarelor utilizate la cuptoare, din cercetările bibliografice, considerăm că se pot utiliza și arzătoare cu două presiuni de injecție a gazului natural.

Modul de tratare al problemei arderii devine cu atât mai complex cu cât numărul factorilor de influență considerați este mai mare, între aceștia apărând legături multiple.

Considerând în primul rând agregatul în sine, respectiv cuptorul, principalii factori

care pot fi luați în considerare în studiul proceselor termice și tehnologice și al surselor de căldură, arzătorul, în cazul nostru, sunt:

- focarul sau spațiul de lucru - (SL);
- arzătorul(sursa de căldură) - (S);
- combustibilul - (C );
- flacăra - (F);
- procesul tehnologic - (P); și, datorită impactului probabil,
- mediul exterior - (M).

Între aceștia se pot stabili diverse legături problematice, cea mai frecventă fiind C - SL - S - F - P - M ,iar caracteristicile factorilor sunt:

C = C , stare fizică, compoziția chimică, mărimi de stare, mărimi intensive,etc;

SL =SL , dimensiuni, formă geometrică, natura materialelor pereților, etc.;

S = S , principii de funcționare, geometrie și formă constructivă a principalelor elemente funcționale, materiale, etc.;

F = F ,regim de lucru, coeficientul excesului de aer,  $\lambda$  ,temperatură, coeficientul de negreală  $\varepsilon$  ,viteză de curgere;

M = M, caracteristicile mediului, posibile externalități, etc.

S-a constatat că fiecare mărime caracteristică a flăcării (F) este o funcție complexă de celelalte mărimi [9], motiv pentru care, pe lângă cercetările și experiențele realizate în laborator, am considerat necesar ca toate concluziile să fie verificate prin încercări care să extindă în exploatare pe cele realizate pe model.

Analizând factorii de influență, mi-am structurat capitolele lucrării pe cazurile SL = SL, pentru a analiza schimbul de căldură din interiorul incintei cuptorului adânc cu flacăra întoarsă, S = S pentru cercetarea comportării în condiții de laborator a arzătorului mono și multijet și F = F ,pentru a verifica comportarea celui din urmă în exploatare.

## 1.2.INFLUENȚA TEMPERATURII DE ÎNCĂLZIRE ASUPRA DEFORMABILITĂȚII

Efortul unitar necesar producerii unui anumit grad de deformare, în condiții bine determinate de tensiuni și viteze de deformare, dar în absența forțelor de frecare exterioare, respectiv rezistența la deformare este dependent de mai mulți factori, cum ar fi microstructura, macrostructura, compoziția chimică, viteza de deformare, temperatura.

Determinarea rezistenței la deformare a oțelurilor (și a plasticității) la temperaturi

ridicate permite, pentru fiecare oțel în parte stabilirea intervalelor optime de prelucrare la cald, întocmirea corectă a schemelor de deformare plastică și chiar dimensionarea corectă a utilajelor.

Făcând abstracție de celelalte influențe importante, temperatura este deosebit de importantă deoarece sunt influențate nu numai mecanismele de deformare (trecerea deformării de la alunecare intracristalină la cea intercristalină), dar și transformările de fază și fenomenul de recristalizare.

S-a demonstrat că rezistența la deformare scade continuu până la rupere cu creșterea temperaturii, iar plasticitatea prezintă un maxim. Comportarea plasticității funcție de temperatură [1],[2],[3] este cea din fig.1.2.

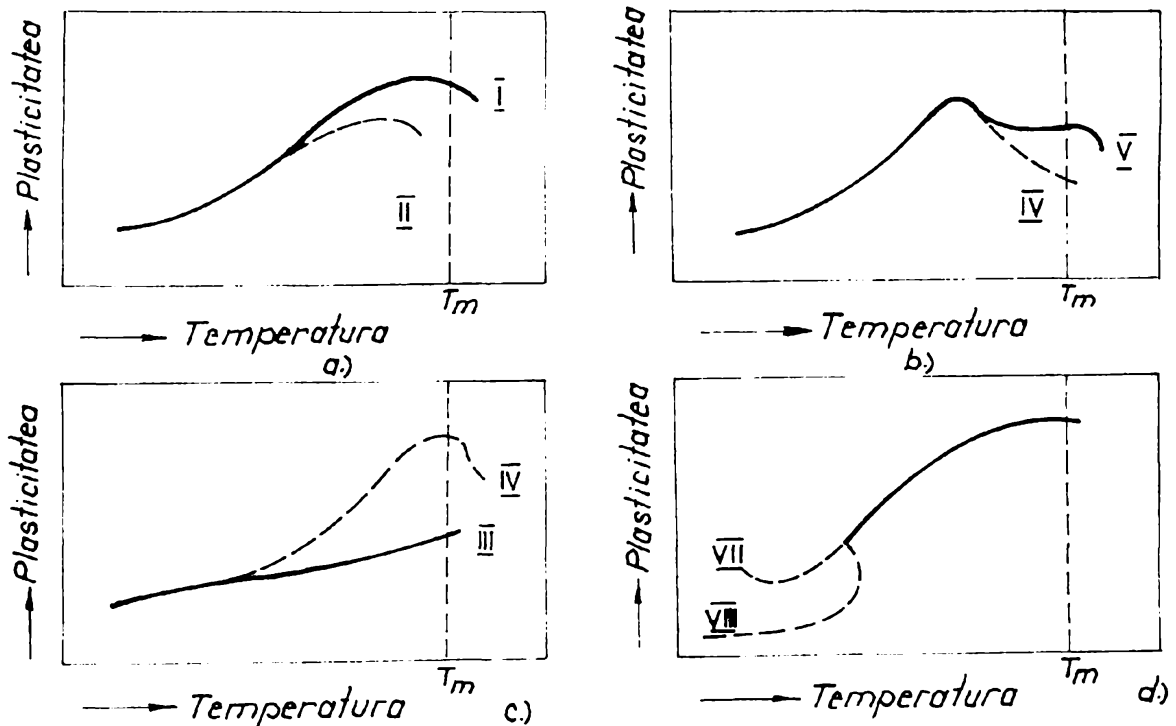


Fig.1.2. Diagramele topice de variație a plasticității funcție de temperatura de încercare ( $T_i$  - temperatura de topire )

În fig.1.2., a , se referă la oțeluri monofazice, curba I prezintă o creștere continuă a plasticității cu temperatura, iar curba II la situația în care, datorită creșterii excesive a grăunților, după ce plasticitatea a crescut lent, aceasta prezintă o scădere bruscă. În b, trasată pentru oțeluri fragile, curba III este tipică acestor oțeluri, iar curba IV prezintă situația în care, prin precipitări sau separări de fază fragilă (prin aliere sau prin tratament termic) plasticitatea s-a îmbunătățit. În 1.2.c. se prezintă situația în care plasticitatea scade datorită separării de faze noi (VI) sau datorită mai multor astfel de transformări

successive (V). Există și o situație inversă - d, curbele VII și VIII, când cu creșterea temperaturii plasticitatea crește rapid, creștere generată de transformarea alotropică a unor faze vechi în altele, mai plastice.

Pentru a justifica tema abordată, am determinat rezistența la deformare și plasticitatea a două oțeluri, unul aliat și unul carbon, obișnuit, având compozițiile din tabelul 1.1.

Tabelul 1.1. Compoziția chimică a oțelurilor studiate

Marca	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni %	N <sub>2</sub> %
OL 34	0,17	0,60	0,10	0,055	0,055	-	-	-
x53CrMnNiN219	0,48	0,21	9,55	0,037	0,007	20,80	4,64	0,195

Încercările [6] s-au făcut în domeniul de temperaturi 800 - 1250°C pe epruvete confecționate din bare forjate. Metodele utilizate au fost:

-comprimare prin șoc;

- tracțiune la cald;

- torsiune la cald;

- tracțiune cu viteză de deformare absolut constantă .

Fiecare punct din diagrame reprezintă media aritmetică a zece încercări.

Determinarea rezistenței la deformare prin metoda comprimării prin șoc.

Comprimarea s-a executat la secția Forjă a ICMR pe epruvete cilindrice

φ 20x30 mm cu o sonetă de 125 kg, având înălțimile de cădere 550, 1100, 1750 și 2000 mm.

Rezistența la deformare s-a stabilit analitic din relația lucrului mecanic de deformare:

$$L = p \cdot V \cdot \ln \frac{H}{h} \quad [\text{J}] \quad (1.1)$$

-în care: p-rezistența la deformare, în Pa;

V-volumul epruvetei, în m<sup>3</sup>;

H, h-înălțimile acesteia înainte și după refulare, în m.

$$p = \frac{L}{V \ln(H/h)} \quad (1.2)$$

Cu rezultatele obținute s-au trasat diagramele 1.3 și 1.4. Suprapunerea curbelor de variație obținute pentru fiecare temperatură, fig.1.5. pentru cele două oțeluri, conducându-ne la concluziile următoare:

- rezistența la deformare a oțelului inoxidabil este cu 80-115 % mai mare decât a oțelului OL 34;
- cu creșterea temperaturii de refulare, diferențele dintre rezistențele la deformare ale celor două oțeluri scad;
- creșterea vitezei de deformare corespunzătoare valorilor mai ridicate ale reducerilor relative realizate este însoțită totdeauna de o creștere a rezistenței la deformare, ceea ce presupune o ecrusare mai accentuată.

Variația rezistenței la deformare pentru cele două oțeluri în funcție de temperatură este cea din fig.1.6. (pentru o reducere relativă de 35 %).

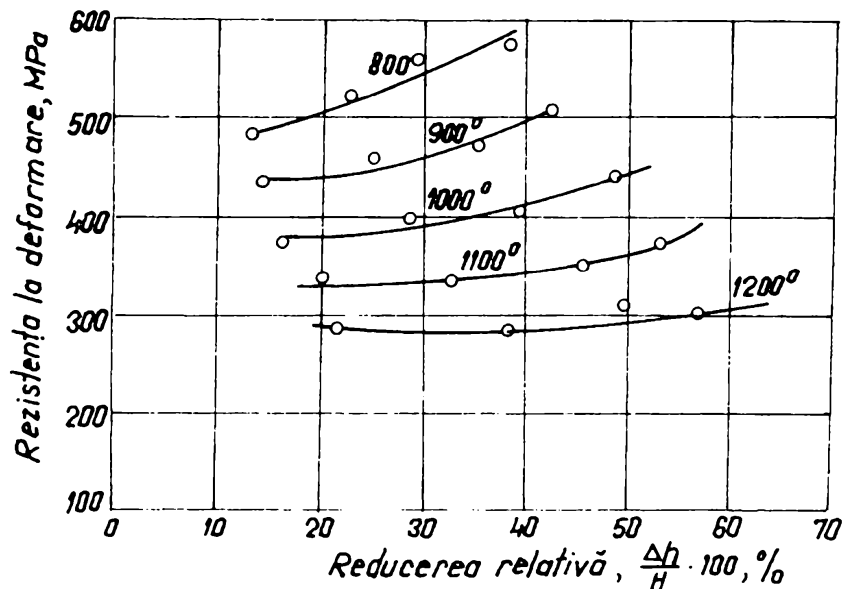


Fig.1.3.Variația rezistenței la deformare a oțelului x53CrMnNiN219 în funcție de reducerea relativă și de temperatură.

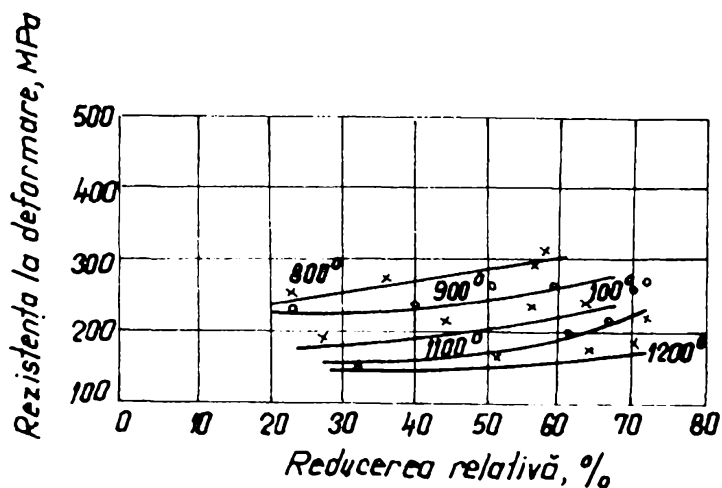


Fig. 1.4. Variația rezistenței la deformare a oțelului OL 34 funcție de reducerea relativă și temperatură.

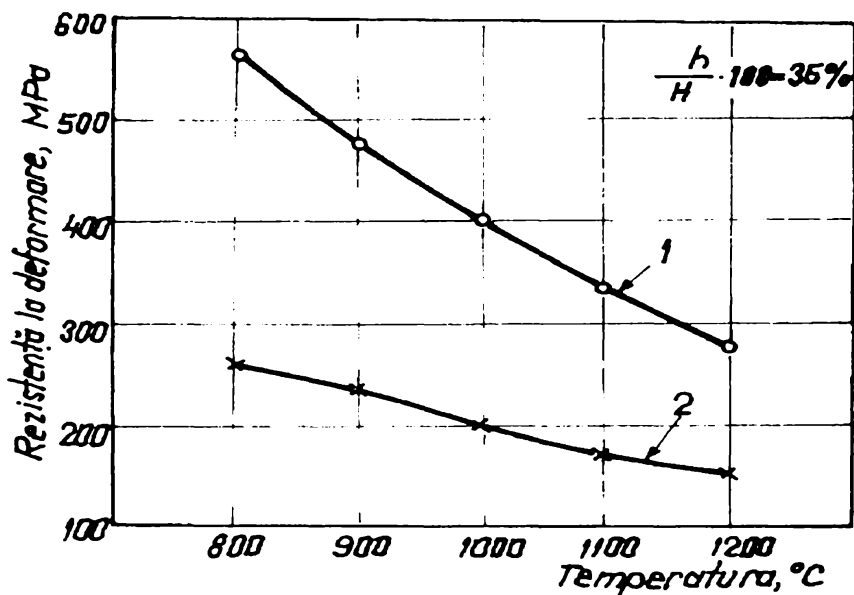


Fig. 1.6. Variația rezistenței la deformare funcție de temperatura pentru:  
1-x53CrMnNiN 219 și 2- OL 34.

Din diagramă se constată următoarele:

- diferența dintre rezistențele la deformare ale oțelurilor x53CrMnNiN 219 și OL 34, scade de la 1,18% (la 800°C) la 80% la 1200°C;
- scăderea temperaturii de deformare de la 1200°C este însoțită de o creștere a rezistenței la deformare, ceea ce pentru oțelul inoxidabil va indica o viteză de

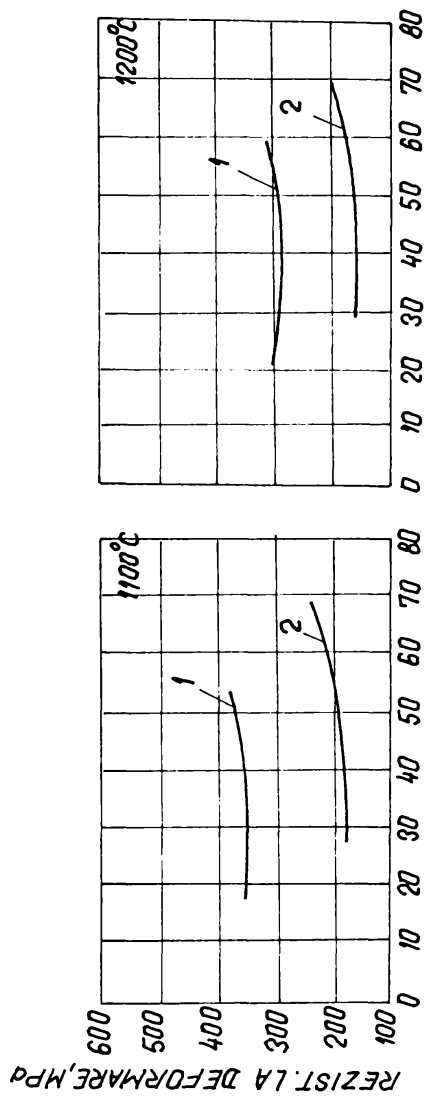
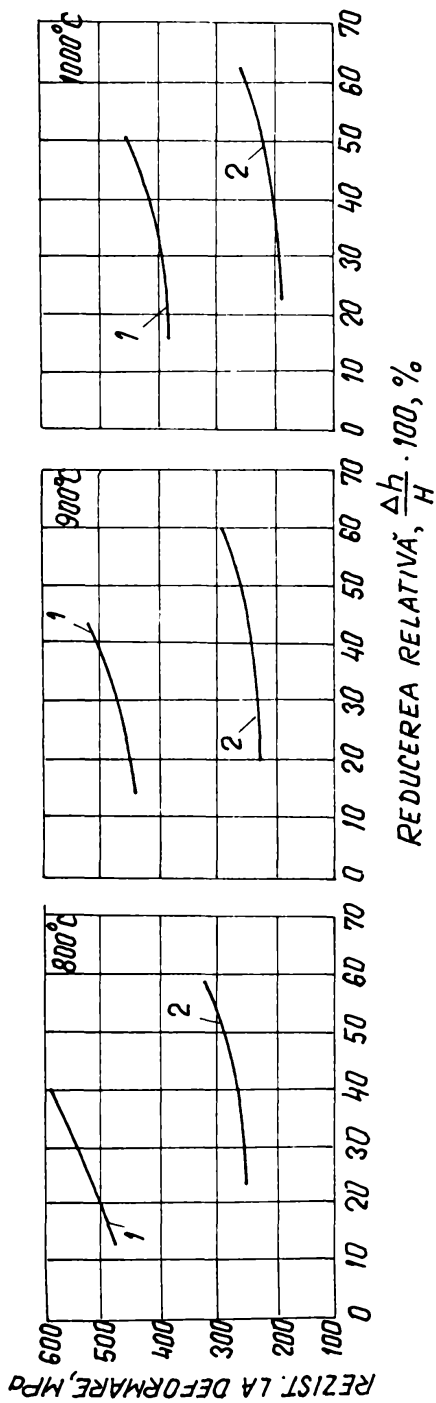


Fig. 1.5. Variația rezistenței la deformare a oțelurilor: x53 CrMnNi219(1) și OL 34(2) pentru temperaturile de 800 (a), 900 (a), 900 (b), 1000(c), 1100(d) și 1200(e)°C.

recristalizare mai redusă și o ecrusabilitate mai mare în consecință.

Determinările utilizând celelalte metode sunt cele din [3].

### 1.3. ANALIZA SITUAȚIEI ÎNTR-UN LAMINOR BLUMING

Pomind de la adevărul că cel mai corect control al unei tehnologii de laminare, la orice tip de laminor este puterea absorbită pe trecere și variația ei în timpul laminării s-a procedat la cercetarea fenomenelor care au apărut la un număr de 810 lingouri (4802 t) pentru fiecare trecere, verificând reducerea realizată (înălțimea calibrului, în mm), turația cilindrilor (în rot/min) și amperajul maxim. Având în vedere că numărul de treceri la laminarea unui lingou în blum variază între 15 și 21, numărul mărimilor înregistrate (Anexa I) (reduceri, turație, amperaj) pentru fiecare lingou a fost de cca. 50. În cadrul unei teme de cercetare, [25], s-a urmărit procesul de încălzire a aceluiași lingouri și modul de influență a condițiilor de încălzire asupra puterii de acționare pentru un număr de 36 de culee aparținând a 14 șarje elaborate, de diferite mărci de oțeluri carbon și slab aliate.

Analizând situația a unsprezece culee a mărcii de oțel OLT 65, de exemplu, s-a constatat următoarele:

La lingourile cu masa de 7300 kg/buc. temperatura inițială a fost aproximativ aceeași și anume 650 °C, în timp ce temperatura celulei la început de încălzire a lingourilor în care s-au încălzit, variază între 940...1250 °C, iar temperatura celulei în momentul încălzirii ultimului lingou variază între 600 ... 820 °C; temperatura celulei în momentul evacuării a variat între limitele a 1250...1300 °C, durata de menținere în celulă fiind între 296...488 minute.

Constatăm astfel, în primul rând, că deși temperatura inițială a lingourilor este aceeași, cea a celulei în care se introduc prezintă o diferență de 270°C ceea ce influențează negativ calitatea încălzirii acestei mărci de oțel cu conținut de carbon relativ ridicat (și a altora, deoarece fenomenul nu este singular). Temperatura inițială care corespunde primei trepte de încălzire nu este suficient de înaltă (650 °C) pentru a fi introduse în celule cu temperaturi de încălzire de 950...1250 °C. Această situație nu este frecvent întâlnită la ora actuală, majoritatea cuptoarelor fiind încărcate cu lingouri reci.

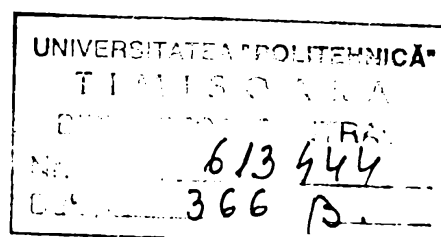


Pe de altă parte, dacă se are în vedere variația temperaturii celulei la sfârșitul încărcării, care este între 600 și 820 °C rezultă că doar pentru ultimele lingouri încărcate într-o celulă se respectă condițiile de temperatură în prima treaptă de încălzire, pentru restul existând posibilitatea apariției fisurilor termice.

În cea ce privește temperatura celulei la începutul și sfârșitul evacuării, din tabelul 1.2. se observă că aceasta face ca ultimele lingouri ce se evacuează din celule, deși s-au introdus primele, să fie încălzite în condiții diferite. Temperatura celulei la începutul și sfârșitul evacuării variază între 350...470 °C, deci primele lingouri se vor încălzi la o temperatură mai înaltă a celulei, în timp ce ultimele, la o temperatură ce a variat de la 60 °C la 490 °C.

Tabelul 1.2.

Cule u nr.	Nr. ling. în cel.	Kg/ ling	Masa ling. în cel.	Temperatura					Durata de menținere	
				Cel.la încep înc..	Ling. la înc.	Cel. la sf. înc.	Cel.la încep evac.	Cel.la sfârș. evac.	Pen- tru prim. ling.	Pt. ulti- mul
-	buc.	kg/ buc	kg/ cel.	°C	°C	°C	°C	°C	min	min
3431	11	7300	80300	840	650	780	1300	850	450	427
3431	11	7300	80300	1000	650	820	1250	850	421	255
3432	11	7300	80300	1000	650	820	1250	910	296	272
3808	13	5800	75400	800	600	520	1260	880	338	311
3451	13	7300	94900	980	500	600	1300	870	420	390
3452	10	7300	73000	1250	650	750	1350	950	352	319
3452	10	7300	73000	940	600	780	1300	869	488	460
0881	10	5800	58000	860	650	770	1330	930	499	472
0881	10	5800	58000	1010	600	700	1300	940	451	438
0882	11	5800	63800	840	400	790	1300	830	393	375
0882	12	5800	69600	920	600	700	1300	940	398	372



## CAP. 2. STUDII PRIVIND TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎN ANSAMBLUL AGREGATULUI

### 2.1 CONDUȚIA TERMICĂ

#### 2.1.1 MĂRIMI GENERALE

Suma valorilor temperaturii tuturor punctelor sistemului la un moment dat reprezintă câmpul de temperatură:

$$T = T(x, y, z, t) \quad (2.1)$$

Pe baza relației (2.1) poate fi calculată orice caracteristică a schimbului de căldură generat de conducția termică într-un corp, iar relația este caracteristică cazului comun, tridimensional (temperatura are valori diferite pentru fiecare din cele trei coordonate), staționar sau nestaționar. Există și situații particulare, mai simple, cum este cazul câmpului unidimensional sau bidimensional. Locul geometric al punctelor care au aceeași temperatură reprezintă o suprafață izotermă. Forma și poziția unei astfel de suprafețe în spațiu sunt variabile în timp, în cazul câmpului nestaționar și rămân constante, în cazul câmpului staționar.

Curbele rezultate ca urmare a intersecției suprafețelor izoterme se numesc izoterme, și, deoarece în unul și același punct nu pot exista două valori distincte de temperatură, suprafețele izoterme, ca și izotemele, nu se intersectează niciodată pe suprafața sistemului considerat.

Variația temperaturii în spațiu este caracterizată de gradientul de temperatură -  $\text{grad}T$ , care se determină ca un vector orientat normal pe suprafața izotermă, în direcția creșterii temperaturii și, în același timp, pe direcția de producere a schimbului de căldură:

$$\text{grad } T = \frac{\delta T}{\delta n} \cdot n_0 \quad (2.2)$$

în care  $n_0$  este vectorul corespunzător direcției.

Transmiterea căldurii ca urmare a conducției termice are loc întotdeauna în sensul scăderii temperaturii. Cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp, printr-o suprafață izotermă,  $S$ , se numește flux termic. Fluxul termic,  $(Q)$ , ajuns pe unitatea de suprafață este cunoscut ca densitate de flux termic, iar legătura dintre ele este stabilită de relația:

$$q = dQ / dS \quad ; \quad Q = \int q \cdot dS \quad (2.3)$$

Mărima scalară  $q$ , poate fi considerată ca modulul vectorului densității fluxului termic  $q$ , pe direcția care coincide cu cea a transmiterii căldurii în punctul dat.

### 2.1.2 LEGEA CONDUȚIEI TERMICE

Legea fundamentală a conducției termice este legea lui Fourier care postulează proporționalitatea densității fluxului termic cu gradientul temperaturii:

$$q = - \lambda \cdot \text{grad } T \quad (2.4)$$

în care  $\lambda$  coeficientul conducției termice reprezintă o calitate fizică a materiei fiind dependent de natura ei, de temperatură și într-o măsură mai mică de presiune. La temperaturi mai mari decât cele ambiante ( $T > 100 \text{ K}$ ) valorile lui  $\lambda$  sunt dependente de temperatură, astfel:

a) pentru GAZE :  $\lambda = 0,005 \dots 0,5 \text{ [W/mK]}$ . O dată cu creșterea temperaturii va crește și coeficientul  $\lambda$ , efect ce va reclama și o creștere a presiunii. Totuși, influența presiunii este perceptibilă numai în zone extreme, respectiv la presiuni mici (mai mici de  $2 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ ) și la presiuni înalte (mai mari de  $2 \cdot 10^8 \text{ Pa}$ );

b) pentru LICHIDE :  $\lambda = 0,08 \dots 0,7 \text{ [W/mK]}$ . La acestea o dată cu creșterea temperaturii, coeficientul conducției termice scade, excepție prezentând apa și glicerina;

c) pentru corpurile SOLIDE :  $\lambda = 0,02 \dots 400 \text{ [W/mK]}$ . Limita inferioară a intervalului ( $0,02 \dots 3$ )  $\text{W/mK}$  corespunde corpurilor dielectrice. Corpurile cu  $\lambda < 0,2$

W/mK se utilizează ca materiale izolante. Valorile  $\lambda = 20 \dots 400$  W/mK sunt caracteristice metalelor și aliajelor lor. Aliajele se deosebesc de metalele pure prin valori mai mici ale conductivității termice, deoarece, chiar impurități reduse generează scăderi substanțiale ale valorilor. Pentru majoritatea metalelor pure coeficientul conductivității termice scade odată cu creșterea temperaturii, iar în cazul aliajelor, valoarea acestuia crește odată cu temperatura (metode de determinare experimentală ale lui  $\lambda$  și valori determinate personal pe o instalație de concepție proprie, sunt prezentate în [ ]).

### 2.1.2.1. CONDIȚII LIMITĂ PENTRU REZOLVAREA ECUAȚIEI CONDUȚIEI TERMICE.

Aplicând legea conservării energiei și legea lui Fourier la analiza proceselor conducției termice într-un mediu izotrop fix, obținem o ecuație diferențială care exprimă atât dependența de timp a temperaturii cât și dependența de poziție a acesteia.

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = \text{div} (\lambda \text{ grad } T) + q_v \quad (2.5)$$

Ecuația diferențială este cunoscută din literatura [26], [39], și ea are în vedere dependența proprietăților fizice -  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  de temperatură, neregularitatea distribuției lui  $q_v$  ca volum cât și modificarea lui în timp. Principalele cazuri particulare sunt cele din tabelul 2.1, în care s-a notat  $\nabla^2$  operatorul Laplace, care poate avea următoarele expresii:

- în coordonate tridimensionale:

$$\Delta^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.6.a)$$

- în coordonate cilindrice  $r, \varphi, z$ :

$$\Delta^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.6.b)$$

- în coordonate sferice :  $r, \varphi$  (lungimea),  $\Psi$  (lățimea) :

$$\Delta^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\cos \varphi}{r^2 \sin \varphi} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} + \frac{1}{r^2 \sin^2 \varphi} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \Psi^2} \quad (2.6.c)$$

În cazurile în care câmpul termic este bidimensional sau unidimensional operatorul Laplace se reduce pentru acele coordonate de care nu depinde temperatura.

Tabelul 2.1 Cazuri particulare ale conducției termice

Regim	$\lambda = \lambda (T)$		$\lambda = \text{constant}$	
	$q_v \neq 0$	$q = 0$	$q_v \neq 0$	$q_v = 0$
Nestaționar	$\rho_c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$ $\text{div}(\lambda \text{grad}T)$ $+ q_v$	$\rho \frac{\delta T}{\delta t} =$ $\text{div}(\lambda$ $\text{div}(\lambda$ $\text{grad}T)$	$\frac{\partial T}{\partial t}$ $= a \Delta^2$ $T + q_v/q_c$	$\frac{\delta T}{\delta t} =$ $a \cdot \nabla^2 T$
Staționar	$\text{div}(\lambda \text{grad}T) +$ $q_v = 0$	$\text{div}(\lambda \text{grad}T)$ $= 0$	$\nabla^2 T + \frac{q}{\lambda} = 0$	$\nabla^2 T = 0$

Ecuția 2.4. poate fi utilizată în rezolvarea problemelor concrete, dacă este completată cu situațiile limită (condițiile de univocitate), astfel:

- condiții geometrice, care stabilesc forma și mărimea corpului;
- condiții fizice, care determină proprietățile fizice ale corpului,  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$ , dependente de temperatură, în cazul în care există și variația în spațiu și în timp a puterii surselor interioare de căldură,  $q_v$ ;
- condiții inițiale, care stabilesc distribuția temperaturii în interiorul corpului  $T(x,y,z)$  în momentul inițial,  $t = 0$ . În cel mai simplu caz, la  $t = 0$ , temperatura în toate punctele corpului este uniformă  $T = T_0$ . Aceste condiții sunt importante în cazul sistemelor nestaționare;
- condiții limită, care caracterizează procesul transferului de căldură între suprafețele corpului și mediul înconjurător, deosebindu-se pentru aceste condiții trei situații limită:
  - situații limită de gradul I: pe suprafața corpului este dată distribuția temperaturii  $T_s$ , în orice moment al timpului, temperatura suprafeței fiind parțial constantă în timpul considerat;

- situații limită de gradul II: pe suprafața corpului este cunoscută distribuția densității fluxului termic, distribuție ce poate fi uniformă;
- situații limită de gradul III; sunt cunoscute temperaturile mediului ce înconjoară corpul cât și legea conform căreia se realizează transferul de căldură între suprafața corpului și mediu. Dacă mediul este fluid, se utilizează frecvent legea Newton-Riemann care leagă densitatea fluxului termic pe suprafață,  $q_s$ , cu temperatura suprafeței,  $T_s$  și cu cea a mediului,  $T_m$ ;

$$q_s = \alpha (T_s - T_m) \quad (2.7) \text{ în}$$

care  $\alpha$  - coeficientul de schimb de căldură prin convecție, în  $W/m^2.K$ .

Valoarea lui  $\alpha$  este dependentă de mai mulți factori și în general se modifică în funcție de timp. Având în vedere ecuația (2.4.) și condiția de limită de gradul III, se poate stabili următoarea dependență:

$$-\lambda \left( \frac{\delta T}{\delta n} \right)_s = \alpha (T_s - T_m) \quad (2.8)$$

Paralel cu problema inducției termice de stabilire a câmpului termic pe calea rezolvării ecuației (2.4) în condițiile limită cunoscute, este posibilă și o rezolvare inversă, respectiv, cunoscând distribuția temperaturii în timp și spațiu să se stabilească condițiile limită sau proprietățile fizice ale corpului.

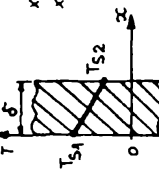
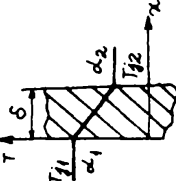
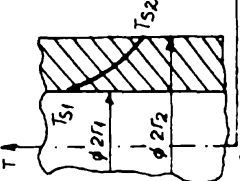
### 2.1.3.CONDUȚIA TERMICĂ STAȚIONARĂ

#### 2.1.3.1.CONDUCTIVITATEA TERMICĂ A UNUI PERETE OMOGEN ÎN ABSENȚA SURSELOR INTERNE DE CĂLDURĂ

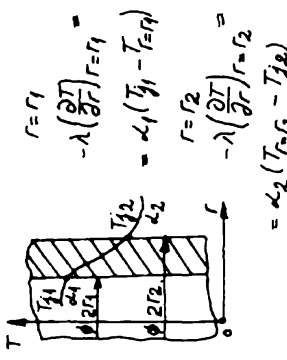
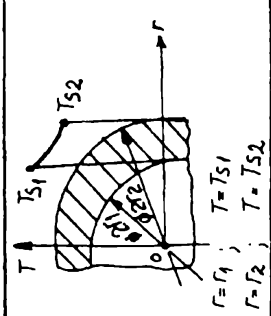
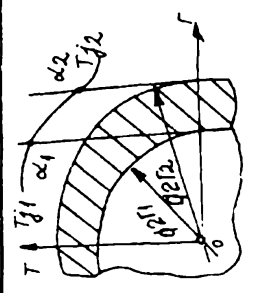
În tabelul 2.2. sunt sintetizate relațiile de calcul a câmpului termic staționar în pereți plani și cilindrici cât și în cel sferici pentru două tipuri de condiții limită: în primul caz, pe suprafața pereților se menține o temperatură constantă,  $T_{s1}$  și  $T_{s2}$  ( $T_{s1} > T_{s2}$ ), iar în al doilea caz, suprafețele sunt spălate cu fluxuri fluide, cu temperaturile  $T_{f1}$  și  $T_{f2}$  ( $T_{f1} > T_{f2}$ ), iar coeficienții schimbului de căldură,  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  sunt cunoscuți.

Simbolurile și unitățile de măsură pentru mărimile din tabelul 2.2.sunt cele cunoscute.

Tabelul 2.2

Nr. crt.	Geometria	Mărimi cunoscute	Temperatura	Flux
1.		 <p> <math>x=0; T=T_{s1}</math>  <math>x=\delta; T=T_{s2}</math> </p>	$T_{x=0} = T_{s1}$ $T_{x=\delta} = T_{s2}$	$Q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{s1} - T_{s2}) \cdot F$
2.	<p>Perete plan fără surse ulterioare de căldură</p>	 <p> <math>x=0</math>  <math>-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} = \alpha_1 (T_1 - T_{x=0})</math>  <math>x=\delta</math>  <math>-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=\delta} = \alpha_2 (T_{x=\delta} - T_2)</math> </p>	$T = T_{x=0} - \frac{T_{x=0} - T_{x=\delta}}{\delta} \cdot x$	$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta}{\alpha_2}} \cdot F$
3.	<p>Perete cilindric fără surse ulterioare de căldură</p>	 <p> <math>r=r_1; T=T_{s1}</math>  <math>r=r_2; T=T_{s2}</math> </p>	$T = T_{r=r_1} - \frac{(T_{r=r_1} - T_{r=r_2}) \alpha}{\alpha \ln(r_2/r_1)}$	$Q = \frac{2\pi l (T_{s1} - T_{s2})}{\frac{1}{\lambda} \ln(r_2/r_1)}$

Tabelul 2.2. (continuare)

0	1	2	3	4	5
4	Perete cilindric forat surse ulterioare de căldură.	 $r = r_1$ $-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} = \alpha_1 (T_{j1} - T_{r=r_1})$ $r = r_2$ $-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_2} = \alpha_2 (T_{r=r_2} - T_{j2})$	$T = T_{r=r_1} -$ $\frac{(T_{r=r_1} - T_{r=r_2}) \times$ $\times \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)}$	$T_{r=r_1} = T_{j1} -$ $\frac{1}{\alpha_1 r_1} \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$ $T_{r=r_2} = T_{j2} +$ $\frac{1}{\alpha_2 r_2} \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$	$Q = \frac{2\pi l (T_{j1} - T_{j2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}$
5.	Perete sferic	 $r = r_1 ; T = T_{S1}$ $r = r_2 ; T = T_{S2}$	$T = T_{r=r_1} -$ $\frac{T_{r=r_1} - T_{r=r_2}}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \times$ $\times \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)$	$T_{r=r_1} = T_{S1}$ $T_{r=r_2} = T_{S2}$	$Q = 4\pi l \frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} (T_{S1} - T_{S2})$
5.		 $r = r_1$ $-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} = \alpha_1 (T_{j1} - T_{r=r_1})$ $r = r_2$ $-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_2} = \alpha_2 (T_{r=r_2} - T_{j2})$		$T_{r=r_1} = T_{j1} -$ $\frac{1}{\alpha_1 r_1^2} \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1^2} + \frac{1}{\lambda} \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}}$ $T_{r=r_2} = T_{j2} +$ $\frac{1}{\alpha_2 r_2^2} \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1 r_1^2} + \frac{1}{\lambda} \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}}$	$Q = \frac{4\pi l (T_{j1} - T_{j2})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1^2} + \frac{1}{\lambda} \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 r_2^2}}$



Pentru situațiile 4 și 6 din tabelul 2.2, dependența lui Q de raza exterioară a peretelui  $r_2$  are valoare maximă, care se stabilește prin  $r_{2 \max} = \frac{\lambda}{\alpha}$  pentru pereții cilindrici și prin  $r_{2 \max} = \frac{2\lambda}{\alpha}$  pentru peretele sferic.

Din acest motiv, măririi  $r_2$  se poate mări Q, dacă  $r_2 < r_{2 \max}$ , sau scăderea acestuia, dacă  $r_2 > r_{2 \max}$ . În același timp, măririi grosimea peretelui pentru situația 2 se va micșora fluxul termic. Pentru a caracteriza transferul de căldură în situațiile 2,4,6 în calculele ingineresti se utilizează noțiunea de coeficient global de schimb de căldură,  $k$ , care se determină ca un flux termic Q, transmis pe unitatea de suprafață F a peretelui printr-o unică diferență de temperatură:

$$k = \frac{Q}{F \cdot (T_1 - T_2)} \quad (2.9)$$

Expresia lui k poate avea diferite forme:

- pentru peretele plan: 
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \quad (2.9.a)$$

- pentru peretele cilindric, prin raportarea lui Q la suprafețele internă și externă ale peretelui corespunzător:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha} \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.9.b)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} \frac{r_1}{r_2} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha}} \quad (2.9.c)$$

Paralel cu valorile  $k_1$  și  $k_2$  pentru peretele cilindric se utilizează și noțiunea de coeficient liniar al transmiterii de căldură,  $k$ , care spre deosebire de (2.9) determină fluxul termic schimbat pe unitatea de lungime a peretelui cilindric:

$$k_l = \frac{Q}{\pi \cdot l \cdot (T_1 - T_2)} = \frac{1}{\frac{1}{2\alpha \cdot r_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\alpha \cdot r_2}} \quad (2.9.d)$$

- pentru peretele sferic, prin raportarea lui Q la suprafața externă și internă a peretelui corespunzător:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{r}{\lambda} \left(1 - \frac{r}{r_1}\right) + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{r}{r_1}\right)} \quad (2.9.e)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} \left(\frac{r}{r_2}\right) + \frac{r}{\lambda} \left(\frac{r}{r_2} - 1\right) + \frac{1}{\alpha}} \quad (2.9.f)$$

Calcululele practice ale fluxului termic Q, pentru pereți cilindrici și sferici la care  $r_2/r_1 < 2$  se pot realiza prin relații mult simplificate. De asemenea pentru pereți plani, (tabelul 2.2) folosind ca suprafață de calcul,  $F = 0,5(F_1 + F_2)$ , respectiv media aritmetică dintre suprafața internă,  $F_1$  și cea externă,  $F_2$ . Eroarea admisă la această schimbare nu va depăși 4%.

Relațiile din tabelul 2.2. sunt scrise în ipoteza că  $\lambda$  nu depinde de temperatură. În cazul în care  $\lambda = \lambda(T)$ , nu se poate neglija această influență și  $\lambda$  va depinde de domeniul de temperatură, limitat de temperatura suprafeței peretelui:

$$\lambda_{s,r} = \frac{1}{T - T_T} \int_T \lambda(T) \cdot dT \quad (2.10)$$

În mod frecvent, pentru descrierea dependenței,  $\lambda(T)$  se utilizează cu suficientă aproximație variația liniară :

$$\lambda = \lambda_0 (1 + b \cdot T) \quad (2.11)$$

în care,  $\lambda_0$  și  $b$  sunt constante. În această situație, la determinarea lui Q se utilizează media aritmetică.

Distribuția temperaturii pentru situațiile prezentate se determină (în funcție de  $\lambda(T)$ ) cu ajutorul funcției E, calculată astfel:

$$E = \int_0^T \lambda(T) \cdot dT \quad (2.12)$$

Se poate arăta cu precizie că schimbarea lui E în funcție de coordonatele problemelor cu  $\lambda(T)$ , variabil și repartiția temperaturii T în aceleași situații, dar cu

$\lambda(T) = \text{ct.}$ , au valori egale.

Deoarece dacă se are în vedere situația cu  $\lambda = \text{ct.}$ , câmpul de temperatură, respectiv repartiție E pentru cazul  $\lambda(T)$  se poate scrie imediat, trecând la valoarea corespunzătoare  $T = T(x, y, z)$ . Schimbarea formală a semnificațiilor de la T la E se face înlocuind în relația (2.11),  $E(x, y, z)$  descris de fapt cu ajutorul conducției termice dependente de temperatură.

Pentru anumite cazuri existente în tabelul 2.2., distribuția temperaturii va avea următorul aspect:

- pentru peretele plan:

$$T = \frac{1}{b} \left[ \sqrt{\left(\frac{\lambda}{\lambda}\right) - 2 \cdot \frac{\lambda}{\lambda} \cdot b \cdot (T - T) \frac{x}{\delta} - 1} \right] \quad (2.13)$$

- pentru peretele cilindric:

$$T = \frac{1}{b} \left[ \sqrt{\left(\frac{\lambda}{\lambda}\right) - 2 \cdot \frac{\lambda}{\lambda} \cdot b \cdot (T - T) \cdot \frac{\ln(r'/r)}{\ln(r'/r)} - 1} \right] \quad (2.14)$$

în care valorile conducției termice  $\lambda_{s1}$  și  $\lambda_{s,r}$  sunt determinate după media  $T_{s,r} = 0,5(T_{s1} + T_{s2})$ . Un studiu aprofundat în ceea ce privește conducția termică staționară pentru corpuri cu geometrie complexă se găsește în [30], [31], [32].

### 2.1.3.2. PEREȚI CU STRUCTURI COMPUSE

Dacă pe suprafețele exterioare ale unui perete format din "n" straturi aderente între ele, din materiale cu diferiți coeficienți de conducție se mențin constante temperaturile  $T_{s1}$  și  $T_{s2}$ , unde  $T_{s1} > T_{s2}$  ( condiții limită similare cazurilor 1, 3, 5 din tabelul 2.2), atunci fluxul termic transmis prin acest perete și temperaturile  $T_{i+1}$  la limita dintre straturile i-M și (i+1) -M se determină cu relațiile:

$$Q = \frac{T - T}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta}{\lambda}} \cdot F \quad (2.15)$$

$$T_{i+1} = T_{s1} - \frac{Q}{F} \left( \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta}{\lambda} + \dots + \frac{\delta}{\lambda} \right) \quad (2.16)$$

- pentru peretele cilindric din "n" straturi, (fig.2.1.b) :

$$Q = \frac{2\pi l(T_1 - T_2)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad (2.17)$$

$$T_{i+1} = T_{s1} - \frac{Q}{2\pi l} \left( \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_1}{r_0} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_2}{r_1} + \dots + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_i}{r_{i-1}} \right) \quad (2.18)$$

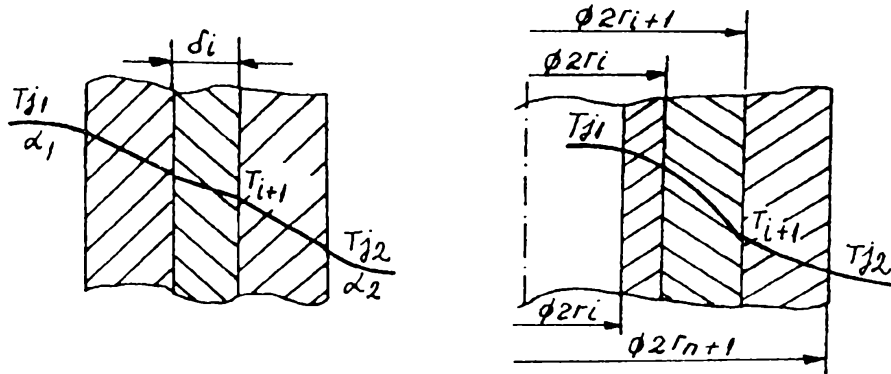


Fig.2.1. Perete stratificat

a - plan; b - cilindric.

în care:  $\delta_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $r_i$  și  $r_{i+1}$  sunt caracteristicile stratului "i".

Când suprafețele exterioare ale peretelui stratificat sunt spălate de fluxul de fluid e cu temperaturile  $T_{j1}$  și  $T_{j2}$  ( $T_{j1} > T_{j2}$ ), cunoscându-se și coeficienții transferului de căldură prin coeficienții  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$ , (cazurile 2, 4, 6, tabelul 2.1), valorile  $Q$  și  $T_{i+1}$  se stabilesc cu relațiile:

- pentru peretele plan, din "n" straturi:

$$Q = k.F.(T_{j1} - T_{j2}) \quad (2.19.a)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} \quad (2.19.b)$$

$$T_{i+1} = T_{x=0} - \frac{Q}{F} \left( \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta}{\lambda} + \dots + \frac{\delta}{\lambda} \right) \quad (2.19.c)$$

$$T_{x=0} = T_{j1} - \frac{Q}{\alpha \cdot F} \quad (2.19.d)$$

- peretele cilindric din "n" straturi:

$$Q = \pi \cdot k_l \cdot l (T_{j1} - T_{j2}) \quad (2.20.a)$$

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{2\alpha \cdot r} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{r_i}{r_{i-1}} + \frac{1}{2\alpha \cdot r}} \quad (2.20.b)$$

$$T_{i+1} = T_{r=r1} - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot l} \left( \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r} + \dots + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r}{r} \dots \right) \quad (2.20.c)$$

$$T_{r=r1} = T_j - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot \alpha \cdot r \cdot l} \quad (2.20.d)$$

în care  $T_{x=0}$  și  $T_{r=r1}$  sunt temperaturile peretelui plan ( $x=0$ ) și cilindric ( $r=r_1$ ), semnificațiile fiind deja cunoscute.

Repartiția temperaturii în interiorul fiecărui strat are aceeași alătură ca și în cazul peretelui cu structură omogenă.

În cazul particular al relației (2.20.a), la  $n=2$  se poate determina pierderea de căldură la suprafața exterioară a unei conducte izolate prin care curge un fluid cu temperatură mai mare (sau mai mică) decât a conductei. Similar peretelui cilindric cu un strat, la dependența lui  $Q$  de raza exterioară a peretelui dublu strat (conduce cu raze  $r_1, r_2$  și izolație cu razele  $r_3$  și  $r_4$ ), există o valoare maximă la valoarea :

$$r_{3 \text{ cond.}} = \frac{\lambda}{\alpha}, \text{ care se numește rază critică a termoizolației.}$$

Deoarece materialele din care se execută izolația termică se aleg pornind de la condiția  $\lambda_{iz} < \alpha \cdot r_2$  se garantează scăderea fluxului termic odată cu îngroșarea stratului termoizolator.

### 2.1.3.3. INTENSIFICAREA PROCESULUI DE TRANSMITERE A CĂLDURII.

Densitatea fluxului termic,  $q = Q/F$ , printr-un perete plan care separă două medii fluide cu temperaturile  $T_{j1}$  și  $T_{j2}$  este determinată de valoarea :

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.22)$$

aceasta numindu-se rezistența termică totală a transmiterii căldurii . Rezistența termică totală este alcătuită din cele parțiale (rezistențele termice ale cedării de temperatură  $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$  și  $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$  și rezistențele termice generate de conductivitățile termice ale pereților :  $R_i = \delta_i/\lambda_i$  ), fiind evident că valoarea  $R$  este totdeauna mai mare decât oricare din valorile ce o compun.

Pentru a intensifica transmiterea căldurii este necesar să scădem rezistența generală  $R$  . Dacă rezistențele parțiale sunt aproximativ egale, atunci scăderea oricăreia dintre ele conduce la scăderea lui  $R$  cu aceeași valoare . Dacă rezistențele parțiale se deosebesc sensibil una față de alta, atunci scăderea reală a lui  $R$  are loc numai la scăderea celei mai mari dintre ele, care-și aduce contribuția esențială la suma (2.22) . Aceeași concluzie derivă și din analiza transmiterii căldurii printr-un perete cilindric . Pentru a scădea rezistența termică la schimbul de căldură se pot plasa nervuri pe suprafețele peretelui (vezi 2.1.3.5) .

### 2.1.3.4. CONDUCTIVITATEA TERMICĂ A UNEI BARE

La unul din capetele unei bare cu secțiune transversală constantă, de suprafață  $f$ , cu perimetrul  $\pi$  ( $P$ ) și lungime  $l$ , temperatura se menține constantă și egală cu  $T_0$  , figura 2.2.

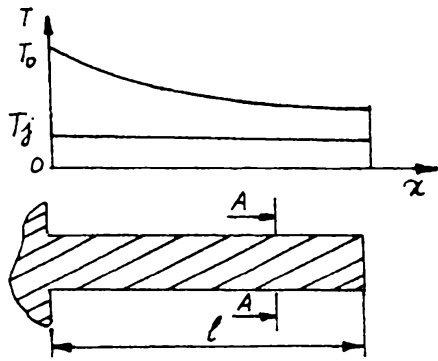


Fig . 2.2. Distribuția temperaturii  
în lungimea unei bare

Căldura de pe suprafața exterioară a barei și cea a părții frontale a capătului opus se transmite în mediul exterior cu temperatura constantă :  $T_i < T_0$  . Trebuie calculată distribuția temperaturii în bară și fluxul termic  $Q$  transmis prin aceasta în mediul înconjurător.

În principiu această problemă este tridimensională . Dacă se realizează relația  $4 \cdot \alpha \cdot f / (\lambda \cdot \pi) \leq 1$  , atunci se poate exprima această problemă ca unidimensională (temperatura se modifică numai în lungimea barei, rămânând constantă pe secțiune) În acest caz distribuția temperaturii  $T(x)$  în bară este dată de relația :

$$\frac{T(x) - T_f}{T_0 - T_f} = \frac{(1 - B) \cdot e^{-m(l-x)} + (1 + B) \cdot e^{m(l-x)}}{2 \cdot [ch(ml) + B \cdot sh(ml)]} \quad (2.23)$$

iar fluxul termic transmis prin bară în mediul înconjurător :

$$Q = \lambda(T_0 - T_f)m \cdot f \cdot \frac{B + th(ml)}{1 + B \cdot th(ml)} \quad (2.24)$$

În relațiile (2.23) și (2.24) sunt folosite valorile:

$$B = \frac{\alpha_c}{(m \cdot \lambda)}; \quad m = \sqrt{\alpha \pi (\lambda \cdot f)}$$

$$ch(ml) = (e^{m^1} + e^{-m^1}) / 2$$

$$sh(ml) = (e^{m^1} - e^{-m^1}) / 2$$

$$th(ml) = sh(ml) / ch(ml)$$

Dacă  $\alpha F / (\alpha_e \cdot f) \gg 1$  (  $F$  suprafața laterală a barei, atunci cedarea de căldură de pe partea frontală a acesteia se poate neglija, iar relațiile (2.23) și (2.24) pot fi simplificate:

$$\frac{T(x) - T_f}{T_0 - T_f} = \frac{e^{m(l-x)} - e^{-m(l-x)}}{e^{m \cdot l} - e^{-m \cdot l}} \quad (2.25)$$

$$Q = \lambda (T_0 - T_j) \cdot m \cdot f \cdot \text{th}(mf) \quad (2.26)$$

Temperatura barei de lungime infinită ( $l \rightarrow \infty$ ) :

$$T_{(x)} - T_j = (T_0 - T_j) \cdot e^{-m \cdot x} \quad (2.27)$$

iar fluxul termic considerat pe suprafața unei bare de lungime infinită:

$$Q = \lambda (T_0 - T_j) \cdot m \cdot f \quad (2.28)$$

Calcululele conducției termice în bare cu secțiunea transversală variabilă sunt date în [31], [30], [33],

#### 2.1.3.5. TRANSMITEREA CALDURI PRINTR-UN PERETE CU NERVURI

Unul din mijloacele de intensificare a transmiterii căldurii prin pereți care separa două medii fluide, cu temperaturile  $T_{j1}$  și  $T_{j2}$ , ( $T_{j1} - T_{j2}$ ) este mărirea uneia din suprafețele peretelui prin nervurarea acestuia. Eficacitatea acestui procedeu este mare, dacă rezistența termică a schimbului de căldură pe acea suprafață unde se stabilesc nervurile este semnificativ mai mare decât rezistența termică de pe cealaltă suprafață, precum și rezistența termică a conducției termice, a peretelui.

Pentru un perete frontal, nervurat pe una din părți (fig. 1.3) fluxul termic transmis prin el ( $Q$ ), de la un mediu fluid se determina cu relația:

$$Q = \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_e}{\lambda_e} + \frac{1}{\alpha_F \left( 1 + \frac{\alpha_p}{\alpha_F} \cdot E \cdot \frac{I_{ap} - I_i}{F} \right)}} \quad (2.29)$$

în care  $\alpha_1$  este coeficientul cedării de căldură pe suprafața peretelui,  $\lambda_e$  - coeficientul conducției termice a materialului peretelui;  $\delta_e$  - grosimea peretelui;  $\alpha_F$  - coeficientul



schimbului de căldură pe suprafața nervurată a peretelui în spațiul dintre nervuri;  
 $\alpha_p$  - coeficientul schimbului de căldură pe suprafața nervurilor;  $E = (T_p - T_{j2}) / (T_{s2} - T_{j2})$  -  
 coeficientul eficacității nervurii;  $T_{s2}$  - temperatura suprafeței peretelui în spațiul dintre  
 nervuri;  $T_p$  - temperatura medie a suprafeței nervurii;  $F_{op}$  - suprafața nervurată a  
 peretelui;  $F$  - suprafața părții lise a peretelui.

Pentru calcule aproximative se poate presupune ca :

$\alpha_p = \alpha_f$  și  $E \gg 1$ , atunci:

$$Q = \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \epsilon_p}} \quad (2.30)$$

unde  $\epsilon_p = (F_{op} / F) \gg 1$  coeficient de nervurare. Calculele după relația (1.29) conduc la  
 câteva exagerări ale valorii lui  $Q$ . Pentru un calcul mai exact al conducției termice printr-  
 un perete nervurat se utilizează rezultatele obținute la rezolvarea acestei probleme în  
 cazul unei bare, care permit determinarea valorii  $E$ , păstrând și condiția:  $\alpha_p = \alpha_f = \alpha_2$ .  
 Relația de calcul va fi :

$$Q = \frac{T_{j1} - T_{j2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2 [1 + E(\epsilon_p - 1)]}} \cdot F \quad (2.31)$$

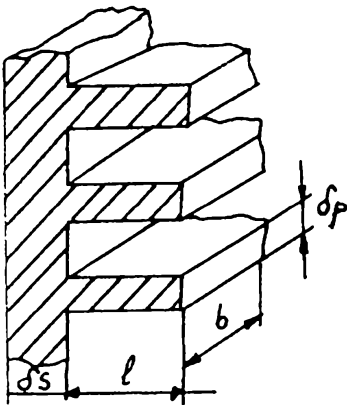


Fig.2.3.

Parțial, pentru nervuri drepte subțiri ( $\delta_p \ll b$ ) a unui perete cu secțiunea constantă  
 Fig. 2.3), schimbul de căldură pe bară se poate neglija, coeficientul eficacității fiind:

$$E = \frac{th\left(\frac{l}{\delta_p} \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \delta_p}{\lambda_p}}\right)}{3 \frac{l}{\delta_p} \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \delta_p}{\lambda_p}}} \quad (2.32)$$

unde  $l$ ,  $d_p$ - lungimea si grosimea nervurii;  $\lambda_p$  - coeficientul conducției termice a materialului nervurii.

Graficul dependentei  $E = f(d_p, \lambda_p, \alpha)$  se găsește in figura 2.4. Daca este necesar, cedarea de căldură de pe bara se poate calcula cu relația (2.32), măbind lungimea nervurii cu jumătate din grosimea sa,  $(1/2) d_p$ .

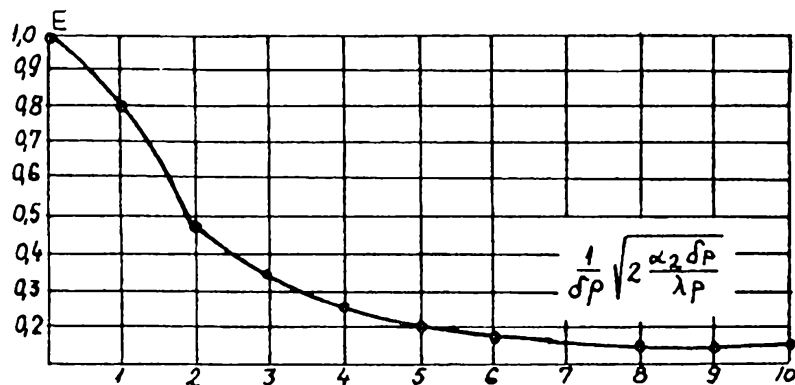


Fig. 2.4 Variația coeficientului de eficacitate  
funcție de caracteristicile nervurii.

Calcululele practice ale coeficientului de eficacitate a nervurii  $E$  pentru o geometrie mai complexa a nervurilor, conduc la o formula relativ mai simpla fata de (2.31), prin introducerea unui coeficient de corecție  $\varepsilon$  :

$$E = E \cdot \varepsilon \quad (2.33)$$

Pentru nervuri cu secțiuni transversala trapezoidale si triunghiulare, valoarea  $\varepsilon$  se determina utilizând grosimea nervurii la baza,  $d_b$  si la capăt,  $d_t$ , iar pentru calcule, valoarea complexa :

$$\frac{l}{\delta_p} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta_p}{\lambda_p}}$$

cat si valoarea medie :

$$d_p = (d_b + d_t) / 2, \text{ (fig. 2.5.a)}$$

Relația aproximativa, (2.30) si cele mai precise (2.31) - (2.33) se pot utiliza si pentru calculele suprafețelor nervurate exterior. In cazul nervurilor rotunde sau pătrate dispuse pe suprafața exteriora a unei conducte, după calculul (2.32) se presupune ca,  $l$

=  $(D - d) / 2$ , in care  $D$  - dimensiunea caracteristica (diametrul echivalent) al nervurii pătrate. Coeficientul de corecție  $e'$  se determina din figura 2.5.b.

### 2.1.3.6. CONDUCTIA TERMICA IN PREZENTA SURSELOR DE CALDURA.

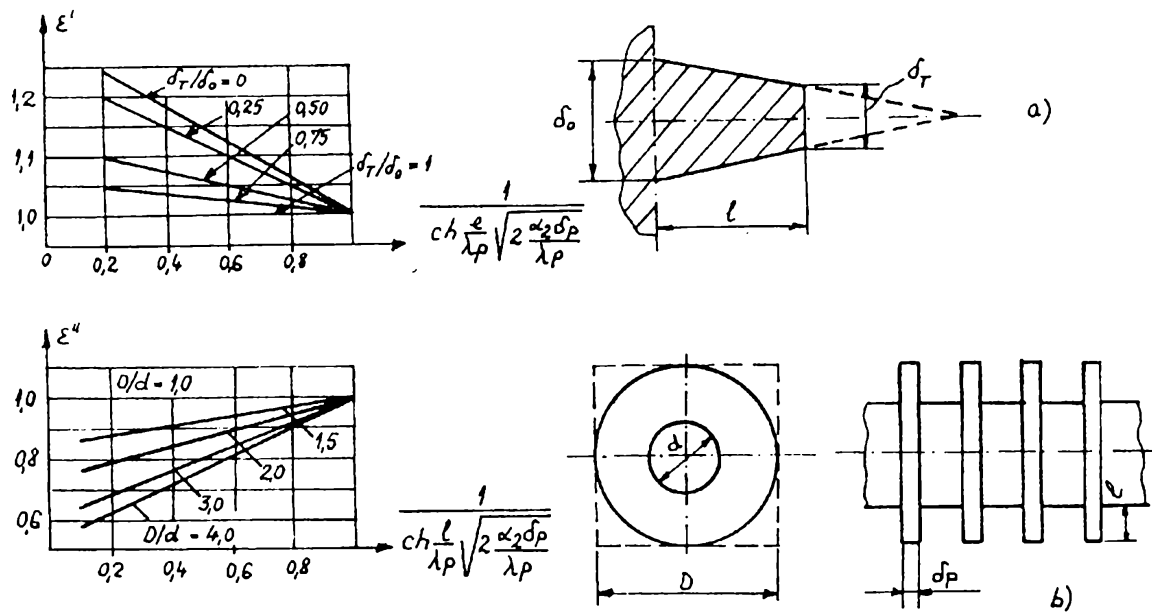


Fig.2.5 Distribuția coeficientului  $e'$ , funcție de eficacitatea  $E$ .

a - nervuri trapezoidale (triunghiulare),  $d_t = 0$  ; b - nervura circulara  
 a) PLACA PLANA. Daca in interiorul unei placi infinite cu grosimea  $d$ , sursele de căldură de putere  $q_v$  sunt distribuite uniform, pe suprafața plăcii ( $x = 0$ ) se menține temperatura  $T_{s1}$ , iar pe suprafața  $x = d$ , atunci câmpul termic din placa ( $0 < x < d$ ) este redat de relația

$$\frac{T - T_{s1}}{T_{s2} - T_{s1}} = 1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2 \cdot \lambda (T_{s2} - T_{s1})} \left/ \frac{x}{\delta} - \frac{q_v \cdot \delta^2}{2 \cdot \lambda (T_{s2} - T_{s1})} \left( \frac{x}{\delta} \right)^2 \right. \quad (2.33)$$

Densitățile fluxului termic pe suprafețe, sunt :

$$q_x = 0 = \lambda \frac{(T_{s1} - T_{s2})}{\delta} = \left[ 1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2 \cdot \lambda (T_{s1} - T_{s2})} \right] \quad (2.34)$$

$$q_x = \delta \cdot \lambda \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\delta} - \left[ 1 + \frac{q_v \cdot \delta^2}{2 \cdot \lambda \cdot (T_{s1} - T_{s2})} \right] \quad (2.35)$$

Daca in urma efectuării calculelor după relațiile (2.34) și (2.35) se obține ca  $q < 0$ , atunci înseamnă ca sensul fluxului termic și poziția suprafeței de referință sunt opuse. În acest caz, dacă suprafața  $x = d$  este termoizolantă,  $(dT/dx)_{x=d} = 0$ , distribuția temperaturii în placă este dată de relația :

$$T - T_{s1} = \frac{q_v \cdot \delta^2}{\lambda} \left[ \frac{x}{\delta} - \frac{1}{2} \left( \frac{x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2.36)$$

Dacă pe suprafața  $x = 0$  are loc un schimb de căldură convectiv cu mediul fluid, cu o temperatură  $T_{j1}$ , iar pe suprafața  $x = d$  de contact cu mediul, având  $T_{j2}$ , relația (2.34) rămâne valabilă cu o singură deosebire, ca temperaturile care figurează în ea, pe suprafețele  $T_{s1}$  și  $T_{s2}$  se determină din sistemul format din relațiile (2.35) și (2.36), iar fluxul termic este :

$$q_{x=0} = \alpha_1 \cdot (T_{j1} - T_{s1}) \quad (2.37a)$$

$$q_{x=d} = \alpha_2 \cdot (T_{s2} - T_{j2}) \quad (2.37b)$$

unde  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  sunt coeficienții schimbului de căldură pe cele două suprafețe :  
 $x = 0$  și  $x = d$ .

b) CORP CU PEREȚI CILINDRICI. Temperatura peretelui unei conducte lungi, cilindrice, pe suprafața internă ( $r = r_1$ ) se consideră constantă  $T_{s1}$ , iar pe cea interioară ( $r = r_2$ ),  $T_{s2}$ . La distanța  $r$  ( $r_1 < r < r_2$ ) de la axul cilindrului, temperatura se calculează cu relația :

$$\frac{T - T_{s1}}{T_{s2} - T_{s1}} = \frac{q_v \cdot r_1^2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right]}{4 \cdot \lambda \cdot (T_{s1} - T_{s2})} - \frac{1 + \frac{q_v \cdot r_1^2}{4 \cdot \lambda \cdot (T_{s2} - T_{s1})} \left[ \left( \frac{r_2}{R} \right)^2 - 1 \right]}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.38)$$

iar densitatea fluxului termic  $q$  prin suprafața izotermă depărtată de ax la distanța  $r$  ( $r_1 < r < r_2$ ) rezultă din :

$$q = 2 \cdot \lambda \frac{T_{s1} - T_{s2}}{r} \left[ \frac{q_v \cdot r^2}{4 \cdot \lambda (T_{s1} - T_{s2})} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - \frac{r_1^2}{r^2} \left[ \frac{q_v r_1^2 [(r_2^2/r^2 - 1)]}{4 \cdot \lambda (T_{s1} - T_{s2})} \right]}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right] \quad (2.39)$$

Presupunând în (2.38) că  $r = r_1$  și  $r = r_2$  se poate obține valoarea lui  $q$  pe suprafața internă sau externă a peretelui.

Calculul câmpului termic în peretele conductei, când pe suprafața acesteia are loc un schimb de căldură convectiv cu medii fluide se face similar ca în cazul peretelui plan, folosindu-se distribuția (2.37), în care temperaturile  $T_{s1}$  și  $T_{s2}$  se determină din rezolvarea ecuației (2.39) pentru condițiile  $r = r_1$  și  $r = r_2$  și cea a cedării de căldură. Parțial, când una dintre suprafețele peretelui este termoizolantă și toată căldura se degajă în perete orientându-se printr-o altă suprafață în mediul fluid opus, distribuția temperaturii în perete are următorul aspect :

1) dacă  $q = 0$  la  $r = r_1$

$$\frac{2 \cdot \lambda}{q_v \cdot r_2^2} (T - T_{j2}) = \frac{1}{2} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right] + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \left[ \ln \frac{r}{r_2} - \frac{\lambda}{\alpha_2 r_2} \right] + \frac{\lambda}{\alpha_2 r_2} \quad (2.40)$$

2) dacă  $q = 0$  la  $r = r_2$  atunci :

$$\frac{2 \cdot \lambda}{q_v \cdot r_1^2} (T - T_{j1}) = \frac{1}{2} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right] + \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left[ \ln \frac{r}{r_1} - \frac{\lambda}{\alpha_1 r_1} \right] + \frac{\lambda}{\alpha_1 r_1} \quad (2.41)$$

unde :  $\alpha_1$  ,  $T_{j1}$  ,  $\alpha_2$   $T_{j2}$  caracterizează suprafețele internă și externă a peretelui cilindric. La  $r_1 = 0$ , relația (2.40) descrie câmpul termic într-un cilindru plin în interiorul căruia există surse interne de căldură de putere constantă  $q_v$  și de la suprafața căruia are loc cedarea de căldură în mediul cu temperatura  $T_{j2}$ . Distribuția temperaturii într-un perete cilindric, unde una din suprafețe este termoizolată, iar cealaltă se menține la o temperatură constantă  $T_s$  este redată de relațiile (2.40) și (2.41) în care se consideră  $T_j = T_s$ .

Dacă degajările de căldură internă apar ca rezultat al trecerii curentului electric prin conductor, rezistența acestuia depinzând în mică măsură de temperatură, atunci puterea surselor  $q_v$  se poate reda astfel :  $q_v = I^2 \cdot R/V$ , unde  $I$  - intensitatea curentului în

[A]; R- rezistența, în [W]; și V - volumul conductorului, în [m<sup>3</sup>].

Rezolvarea situațiilor în care în sistem există surse interne de căldură, puterea acestora depinzând liniar de temperatură este tratată în [33].

#### 2.1.4. CONDUȚIA TERMICĂ NESTAȚIONARĂ

Toate procesele conductivității termice nestaționare dependente de caracterul variației temperaturii în timp se împart în trei tipuri:

1 - tranzitorii - când temperatura în fiecare punct al corpului se schimbă de la o valoare stabilizată la alta ;

2 - încălziri (răciri) continue, cu schimbare neliniară a temperaturii în timp sau spațiu ;

3 - periodice, când temperatura oscilează în jurul unei valori constante. Diferitele probleme ale conducției termice nestaționare sunt rezolvate în [30 - 34].

##### 2.1.4.1. PROCESE TRANZITORII .

a) Încălzirea (răcirea) corpurilor omogene .

Un corp omogen (placă, cilindru, sferă) cu temperatură uniformă în toate punctele, egală cu  $T_0$  în momentul inițial,  $t = 0$ , se cufundă într-un mediu fluid de temperatură constantă,  $T_j$  . Coeficientul de schimb de căldură  $\alpha$  pe suprafața corpului (la plăci pe ambele părți) este constant.

Temperatura adimensională (criteriul de temperatură)  $\theta = (T - T_j) / (T_0 - T_j)$  este dată de coordonata adimensională :  $\xi = \frac{x}{l}$  , prin criteriul Biot :  $Bi = (\frac{\alpha \cdot l}{\lambda})$  și criteriul Fourier,  $Fo = (a \cdot t) / l^2$  , în care :  $\xi$  - coordonată.

Ecuția care descrie câmpul termic nestaționar în corp are forma (2.42)

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} A(\mu_n) \cdot U(\mu_n \cdot \xi) e^{-\mu_n^2 \cdot Fo} \quad (2.42)$$

unde A și U sunt niște funcții,  $\mu_n$  - rădăcinile ecuației caracteristice :

$$\mu = \mu_{(Bi)} \quad (2.42a)$$

În tabelul 2.3 sunt sintetizate ecuațiile caracteristice și relațiile pentru calculul funcțiilor  $A(\mu_n)$  și  $U(\mu_n, \xi)$  în cazul încălzirii (răcirii) plăcilor infinite, a cilindrului infinit lung și a sferei. Prin  $J_0$  și  $J_1$  sunt notate funcțiile Bessel de speța I, ordinul 1 și negative, care sunt în tabelul 2.4. Originea axelor este amplasată la mijlocul grosimii pentru placă, pe ax la cilindru și în centru pentru sferă. Rezolvarea (2.42) pentru placă continuă, când schimbul de căldură are loc pe ambele părți, permite calcularea câmpului termic și în acest caz când una din suprafețe este termoizolată. Pentru aceasta este necesară plasarea sistemului de coordonate pe suprafața termoizolată, utilizându-se drept grosime caracteristică întreaga grosime a piesei,  $2 \cdot d$ .

Primele șase rădăcini ale ecuațiilor caracteristice prezentate în tabelul 2.3. sunt determinate experimental.

Tabelul 2.3.

Forma și dimensiunea corpului		
Dimensiunea caracteristică	grosimea plăcii $l = 2 \delta$	raza $l = R$
Mărimi criteriale	$\xi = \frac{x}{\delta}$ ; $Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$ $ Fo = a \cdot t / \delta^2$	$\xi = r / R$ ; $Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda}$ $ Fo = a \cdot t / R^2$
Ecuația caracteristică pt. funcția $\mu = \mu(Bi)$	$ctg \mu = \mu / Bi$	$Bi = \mu \frac{J_1(\mu)}{J_0(\mu)}$ $tg \mu = -\mu / (Bi - 1)$
Funcția $A(\mu_n)$	$\frac{2 \cdot \sin \mu_n}{\mu_n \cdot \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n}$	$2 \cdot J_1(\mu_1) / \mu_1 [J_0(\mu_1) + J_2(\mu_1)]$

		$\frac{2(\sin \mu - \mu \cdot \cos \mu.)}{\mu - \sin \mu \cdot \cos \mu}$
Funcția $U(\mu_n, \xi)$	$\cos(\mu_n \cdot x / \delta)$	$J_0(\mu_n r / R)$ $[\sin(\mu_n r / R)] / [\mu_n r / R]$

Tabelul. 2.4. Funcția Bessel de gradul întâi ordinul zero și negativ

x	$J_0(x)$	$J_1(x)$	x	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0,0	1,000	0,0000	1,1	0,7196	0,4709
0,1	0,9975	0,0499	1,2	0,6711	0,4933
0,2	0,9900	0,0955	1,3	0,6201	0,5220
0,3	0,9776	0,1483	1,4	0,5669	0,5419
0,4	0,9604	0,1960	1,5	0,5118	0,5579
0,5	0,9385	0,2423	1,6	0,4554	0,5699
0,6	0,9120	0,2867	1,7	0,3980	0,5778
0,7	0,8812	0,3290	1,8	0,3400	0,5815
0,8	0,8463	0,3688	1,9	0,2818	0,5812
0,9	0,8075	0,4059	2,0	0,2239	0,5767
1,0	0,7652	0,4400			

Alte valori ale funcțiilor Bessel sunt studiate în [40].

La  $F_0 > 0,3$ , ecuația (2.42), s-a constatat că rezultatele sunt atât de apropiate, încât pentru calcule practice este suficient să fie calculat primul element, deoarece eroarea nu depășește 1%. În acest caz variația în timp a criteriului de temperatură  $\theta_0$  în planul median al plăcii ( $x = 0$ ), axul cilindrului ( $r = 0$ ) și în centrul sferei ( $r = 0$ ) este dată de relația :



$$\theta_0 = N(Bi) \cdot \exp(-\mu_1^2 \cdot l \cdot \theta_0) \quad (2.44)$$

iar temperatura din  $\theta$  pe suprafața acestor corpuri, de :

$$\theta_F = P(Bi) \cdot \exp(-\mu_1^2 \cdot l \cdot \theta_0) \quad (2.45)$$

Valorile  $N$ ,  $P$  și  $\mu^2$ , funcție de criteriul Biot sunt redate în [42], iar celelalte dependențe în cărțile care tratează tratamentele termice.

Repartiția temperaturii în corp pentru un moment oarecare este dată de relațiile:

1) - în placă :

$$\theta = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{2n-1} \cos\left[\frac{2n-1}{2} \cdot \pi \cdot \frac{x}{\delta}\right] \exp\left[-\left(\frac{2n-1}{2}\right)^2 \pi^2 \frac{at}{\delta^2}\right] \quad (2.46)$$

2) - în cilindru :

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \mu_n^2 J_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right) \exp\left[-\mu_n^2 \frac{at}{R^2}\right] \quad (2.47)$$

3) - în sferă :

$$\theta = 2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} R}{\pi \cdot n \cdot r} \sin\left(\pi n \frac{r}{R}\right) \exp\left[-(\pi n)^2 \frac{at}{R^2}\right] \quad (2.48)$$

în care valorile lui  $\mu_n$  sunt determinate de ecuațiile caracteristice pentru cilindru în condiția  $Bi \rightarrow \infty$  [29].

Ecuațiile (2.45 - 2.47) presupun rezolvarea problemei privind încălzirea (răcirea) corpurilor omogene corespunzătoare condiției limită de ordinul I, când pe suprafața corpului este o temperatură constantă. La calculul valoric al ecuațiilor (2.45 - 2.47) similar ca în cazul ecuației (2.41) se pot neglija toți termenii cu excepția primului numai dacă,  $Fo > 0,3$ .

La  $Bi \rightarrow 0$  ,(practic  $Bi < 0,1$ ) în orice moment, temperatura în toate punctele corpului considerat poate fi considerată identică, scăderea ei în timp având loc conform ecuației :

$$\theta = \exp\left[-i \frac{at}{\rho \cdot c \cdot l}\right] \quad (2.49)$$

în care :  $i = 1$ ,  $l = \delta$ , pentru placă ;  $i = 2$  și  $l = R$  pentru cilindru ;  $i = 3$  și  $l = R$  pentru sferă.

Cantitatea de căldură primită (cedată) de un corp în procesul de încălzire (răcire) în timpul  $t$ , se determină prin calcul pe unitatea de suprafață astfel :

$$Q = \rho \cdot c \cdot \left(\frac{l}{V}\right) (T_o - T_i) (1 - \theta) \quad (2.50)$$

unde se păstrează valorile lui  $l$  și  $\delta$  pentru cazurile de mai sus.  $\theta$  este criteriul de temperatură mediu pe volumul corpului la momentul  $t$ . Valoarea lui  $\theta$  se determină cu relațiile :

1) - pentru placă :

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot Bi^2}{\mu_n^2 (\mu_n^2 + Bi^2 - Bi)} \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (2.51)$$

2) - pentru cilindru :

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4 \cdot Bi^2}{\mu_n^2 (\mu_n^2 + Bi^2)} \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (2.52)$$

3) - pentru sferă :

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6 \cdot Bi^2}{\mu_n^2 (\mu_n^2 + Bi^2 - Bi)} \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo) \quad (2.53)$$

În relațiile (2.50 - 2.53) mărimile sunt cele din tabelul 2.3. Dacă  $Fo > 0,3$ , atunci calculul valorilor lui  $\theta$  conduce la calculul primului termen și în acest caz :

$$\theta = M(Bi) \cdot \exp(-\mu_1^2 \cdot Fo) \quad (2.54)$$

Valorile lui  $M$  în funcție de criteriul  $Bi$  sunt date în anexe la [30].

### ÎNCĂLZIREA (RĂCIREA) PARALELIPIPEDULUI ȘI CILINDRULUI DE LUNGIME FINITĂ. .

Paralelipipedul dreptunghic cu laturile  $2 \cdot \delta_x$ ,  $2 \cdot \delta_y$ ,  $2 \cdot \delta_z$  (cilindrul cu lungime  $2L$  și raza  $R$ ), având la momentul inițial  $t = 0$  și în toate punctele temperatura

apropiată sau egală cu  $T_0$  se încălzește sau se răcește în mediul fluid pe toată suprafața paralelipipedului (cilindrului) constant (fig.2.6).

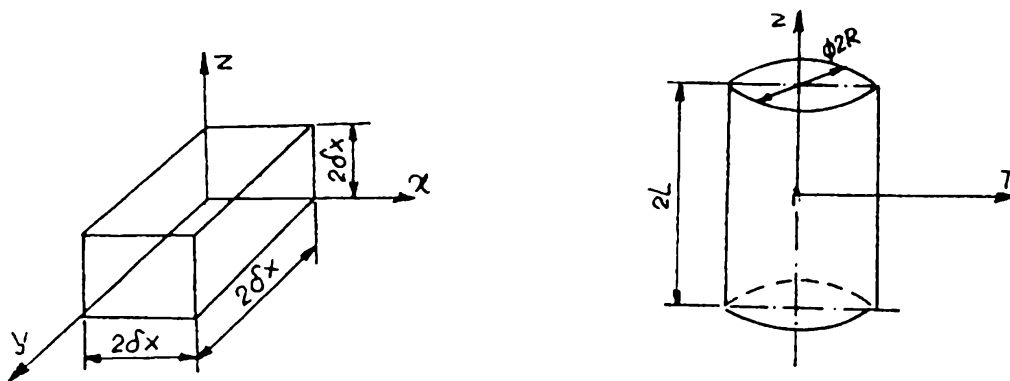


Fig. 2.6. Dimensiunile caracteristice ale paralelipipedului (a) și cilindrului (b) .

Calculul câmpului termic atât pentru paralelipiped cât și pentru cilindru se bazează pe teorema înmulțirii soluțiilor cât și a cunoașterii condițiilor limită. Criteriul de temperatură al capetelor corpului este egal cu cel produs de corpurile omogene prin suprapunerea cărora se realizează corpul de dimensiuni finite. Paralelipipedul este realizat prin intersecția a trei plăci infinite cu grosimile  $2 \delta_x$ ,  $2 \delta_y$ ,  $2 \delta_z$ , de aceea criteriul de temperatură va fi :

$$\theta_{(x,y,z)} = \theta_x(x,t)\theta_y(y,t)\theta_z(z,t) \quad (2.55)$$

în care criteriile de temperatură ale plăcilor infinite inițiale sunt:

$$\theta_x = \frac{T_{(x,0)} - T_f}{T_o - T_f}; \theta_y = \frac{T_{(0,y)} - T_f}{T_o - T_f}; \theta_z = \frac{T_{(z,0)} - T_f}{T_o - T_f}; \quad (2.56)$$

(pentru răcire de exemplu) .

Criteriul de temperatură pentru fiecare punct din placă se calculează ca o funcție a unei coordonate adimensionale  $k / \delta_k$  a criteriilor Biot și Fourier, conform ecuațiilor sau graficelor corespunzătoare încălzirii (răcirii) plăcii infinite .

Valorile  $\theta_r$  și  $\theta_z$  se calculează ca funcții de :

$$\theta_r = \theta_r \left( \frac{r}{R}, \frac{\alpha R}{\lambda}, \frac{\alpha t}{R^2} \right)$$

$$\theta_z = \theta_z \left( \frac{z}{L}, \frac{\alpha L}{\lambda}, \frac{\alpha t}{L^2} \right)$$

#### 2.1.4.2. REGIMUL UZUAL DE ÎNCĂLZIRE (RĂCIRE)

În procesul tranzitoriu de încălzire (răcire) atât al corpurilor omogene cât și al celor neomogene, indiferent de formă și dimensiuni, în mediul fluid cu temperatură constantă  $T_j$  se pot deosebi trei regimuri caracteristice :

1) dezordonat ( $0 < t < t_i$ ) când distribuția inițială a temperaturilor influențează vizibil desfășurarea procesului, iar câmpul termic este descris de ecuația (2.42) ;

2) uniform ( $t_i < t < \infty$ ) care se caracterizează prin aceea că influența distribuției inițiale a temperaturii dispăre. Pentru descrierea câmpului termic în corpurile omogene este suficient primul membru al ecuației (2.42) ;

3) staționar ( $t \rightarrow \infty$ ) , temperatura în toate punctele corpului devine egală cu temperatura mediului fluid înconjurător  $T_j$  .

În cazul unui regim uniform de încălzire, viteza relativă a modificării temperaturii  $\vartheta = T_{(y,z)} - T_j$  în orice punct al corpului rămâne constantă și :

$$-\frac{1}{V} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} = m = \text{constant} \quad (2.57)$$

Această viteză,  $m, 1/s$ , se numește de fapt ritmul încălzirii (răcirii). Mărimea lui  $m$  depinde de proprietățile fizice ale corpului, de forma și dimensiunile lui, de coeficientul de schimb de căldură.

Teoria regimurilor uniforme de încălzire a fost elaborată de G.M.Kondratiev și constă de fapt din două teoreme:

I. valoarea finală a coeficientului schimbului de căldură  $\alpha$  , în cazul corpurilor omogene se determină cu ajutorul relației :

$$m = \frac{\alpha \cdot F \cdot \psi}{\rho \cdot c \cdot V} \quad (2.58)$$

$\psi = \vartheta_F / \vartheta_V$  - coeficientul iregularitatii temperaturii corpului, egal cu temperatura extremă pe suprafața medie.

Coeficientul  $\psi$  rămâne constant pe întreaga perioadă a regimului uniform, unde  $0 \leq \psi \leq 1$  și se calculează cu relația:

$$\psi = (B^2 + 1,44B + 1)^{-1/2} \quad (2.59)$$

unde:  $B = (\alpha/\lambda) K (F/V)$  este forma modificată a criteriului Biot.

II. stabilește proporționalitatea între ritmul de încălzire (răcire), "m" și coeficientul de difuzibilitate termică "a" a materialului corpului omogen printr-o înaltă intensificare a schimbului de căldură (de fapt a coeficientului de schimb de căldură)  $\alpha \rightarrow \infty$ :

$$m = \frac{\alpha}{K} \quad (2.60)$$

unde K este coeficientul de formă, dependent numai de forma și dimensiunile corpului.

1 - pentru paralelipiped, fig.2.6.a. :

$$K = \left[ \left( \frac{\pi}{2 \cdot \delta_x} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{2 \cdot \delta_y} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{2 \cdot \delta_z} \right)^2 \right]^{-1}$$

2 - pentru cilindru cu lungime finită, fig.2.6.b.:

$$K = \left[ \left( \frac{2,405}{R} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{2 \cdot L} \right)^2 \right]^{-1}$$

3 - pentru sferă cu raza, R:

$$K = \left( \frac{R}{\pi} \right)^2$$

Regimul de încălzire (sau răcire) se poate determina și experimental.

Într-un regim uniform, schimbarea valorii lui  $\theta$ , în timp are un caracter liniar (fig.2.7.). Aceasta permite identificarea ușoară a momentului apariției regimului uniform și în condiția fixării temperaturii într-un punct, la alegere din corp pentru

și în condiția fixării temperaturii într-un punct, la alegere din corp pentru două momente  $t_1$  și  $t_2$  se poate calcula de exemplu, ritmul răcirii:

$$m = \frac{\ln v_1 - \ln v_2}{t_2 - t_1}$$

Obținerea astfel a valorii lui  $m$  poate fi utilizată ulterior pentru determinarea pe baza teoriei regimului uniform a diferitelor valori. Teoria regimului uniform a fost studiată în [35-37]

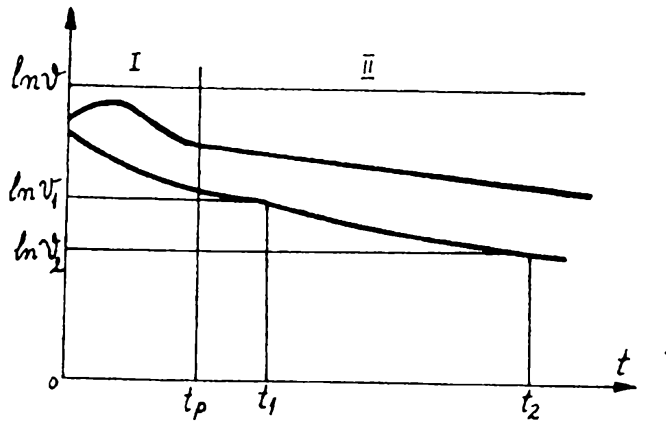


Fig.2.7. Variația în timp a temperaturii corpului. I - regim nestaționar; II - regim staționar.

### 2.1.4.3. PROCESELE INCALZIRII (RACIRII) CONTINUE.

#### a) INCALZIREA (RACIREA) CORPULUI SEMILIMITAT.

Pe suprafața  $x = 0$  a corpului semilimitat ( $x > 0$ ), având temperatura uniformă și egală cu  $T_\infty$ . la momentul inițial se instalează o temperatură constantă  $T_0$ . Câmpul de temperatură în corpul semilimitat la  $t > 0$  este dat de relația :

$$Q_{x,t} = \frac{T_{(x,t)} - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{at}}\right) \quad (2.61)$$

unde  $T_{(x,t)}$  temperatura corpului pe distanța  $x$  de la suprafața acestuia în momentul  $t$ ,  $\operatorname{erf}(x/(2 \cdot \sqrt{at}))$  - integrala erorilor.

Densitatea fluxului termic pe suprafața corpului scade în timp conform legii:

$$q_{x=0} = \frac{\lambda(T_0 - T_\infty)}{\sqrt{\pi a t}} \quad (2.62)$$

Pe distanța  $x_1 > 3,68 \sqrt{at}$ , valoarea lui  $\theta$  nu trece de 0,01. Dacă în momentul inițial  $t = 0$  pe suprafața corpului nelimitat având o temperatură uniformă în toate punctele și egală cu  $T_a$ , se stabilește o densitate a fluxului termic  $q_0$ , adică :

$$Q_{(x,t)} = \frac{2 \cdot q_0 \sqrt{a \cdot t}}{\lambda(T_0 - T_a)} \left[ \frac{1}{\sqrt{\pi}} \right] - \frac{x}{2\sqrt{a \cdot t}} \left[ 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \right] \quad (2.63)$$

Graficele dependențelor (2.61) și (2.63) sunt în figura 2.8. Temperatura la distanța  $X = 0$ , va fi :

$$Q_{(0,t)} = \frac{T_{(0,t)} - T_a}{T_0 - T_a} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{q_0 \sqrt{at}}{\lambda(T_0 - T_a)} \quad (2.64)$$

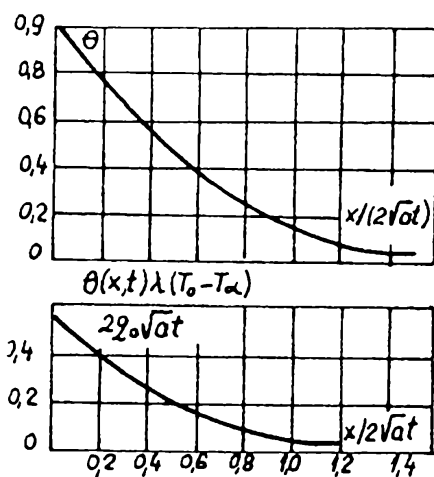


Fig.2.8.Criteriul de temperatură pentru corp

infinit. a - pe suprafață se menține o temperatură constantă, ecuația 2.61; b- pe suprafață există o densitate a fluxului termic  $q_0$  constantă.

#### b) RACIREA (INCALZIREA) CORPURILOR SEMILIMITATE PRIN SCHIMBARE DE FAZE.

În momentul inițial,  $t = 0$ , pe suprafața  $x = 0$  a corpului semilimitat ( $x > 0$ ) având peste tot aceeași temperatură,  $T_f$ , se stabilește o temperatură constantă (fig. 2.9). La temperatura  $T_f$  situată între  $T_0$  și  $T_a$ , în corp are loc transformarea fazică în urma căreia se degajă caldura de transformare în cantitatea  $r$ . Constantele termofizice ale corpului la  $T < T_f$  și  $T > T_f$  sunt diferite. Frontul transformării de faza cu temperatura  $T_p$  în timpul  $t$ , pătrunde în corp pe distanța:

$$L = 2 \cdot \beta \cdot \sqrt{a_1 \cdot t} \quad (2.65)$$

in care  $b$ , este un coeficient de proporționalitate ce se deduce din relația :

$$\frac{\exp(-\beta^2)}{\operatorname{erf}\beta} + \frac{\sqrt{(\lambda \cdot c \cdot \rho)_2} \cdot T_{r_0} - T_{\phi}}{\sqrt{(\lambda \cdot c \cdot \rho)_1} \cdot T_{\phi} - T_0} \cdot \frac{\exp(-a_1/a_2) \cdot \beta^2}{1 - \operatorname{erf}(\beta \sqrt{a_1/a_2})} - \frac{\sqrt{\pi} \cdot r \cdot \rho_2}{\rho_1 c_1 (T_{\phi} - T_0)} \cdot \beta \quad (2.66)$$

Distribuția temperaturii în corp, la  $x < L_{Ld}$  :

$$\frac{T_{1,x} - T_0}{T_{\phi} - T_0} = \frac{\operatorname{erf}(x / 2 \cdot \sqrt{a_1 t})}{\operatorname{erf}\beta} \quad (2.67)$$

pentru  $x > L_{Ld}$  :

$$\frac{T_{2,x} - T_r}{T_{\phi} - T_r} = \frac{1 - \operatorname{erf}(x / 2 \cdot \sqrt{a_2 t})}{1 - \operatorname{erf}(\beta \sqrt{\frac{a_1}{a_2}})} \quad (2.68)$$

Densitatea fluxului termic pe suprafața corpului semilimitat este:

$$q_{x=0} = \frac{\lambda_1 (T_{\phi} - T_0)}{2 \sqrt{a_1 t} \cdot \operatorname{erf}\beta} \quad (2.69)$$

#### 2.1.4.4. PROCESE PERIODICE .

Dacă temperatura  $T_s$  a suprafeței  $x = 0$  a corpului semilimitat se schimbă după o lege armonică, atunci :

$$T_s = T_0 + V_0 \cos(\omega t) \quad (2.70)$$

în care  $T_0$  - valoarea medie a temperaturii suprafeței ;

$V_0$  - amplitudinea oscilației.

Dacă oscilații similare se produc un timp mai îndelungat atunci influența distribuției inițiale a temperaturii asupra procesului dispare și în corp se stabilește o stare cvasistaționară, la care temperatura în fiecare punct efectuează oscilații armonice aproximative, de valoare neschimbată ( $V_0, T_0$ ). Distribuția temperaturii în acest caz are aspectul :



$$\phi = \frac{V}{V_0} \cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2a}} x\right) \cdot \exp(-x\sqrt{\omega/2a}) \quad (2.71)$$

unde:  $V = T_{(x,t)} - T$ .

Graficul dependențelor din relația (2.71) este în figura 2.9.

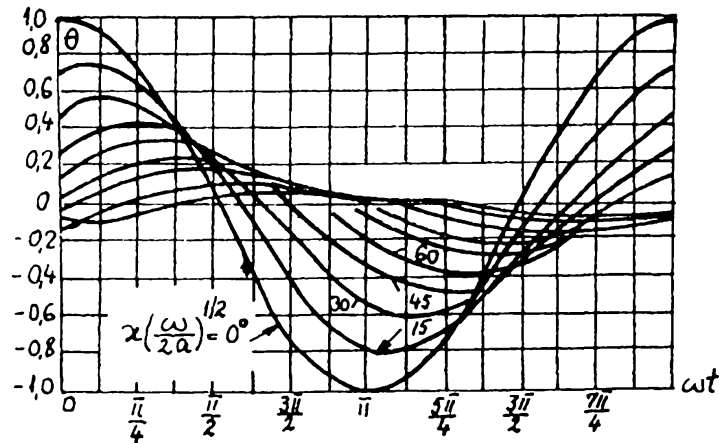


Fig.2.9.

Amplitudinea oscilațiilor  $\theta_0 \exp(-x\sqrt{\omega/2a})$  scade repede odată cu creșterea lui  $x$  și pe distanța egală cu lungimea unei unde  $l = 2\pi\sqrt{2a/\omega}$ , formează mai puțin de 0,2 %  $\theta_0$ .

Deoarece rezolvarea (2.69) este complicată se pot folosi cu suficientă precizie relațiile pentru placă cu grosimea  $\delta > l$ .

Simultan cu amplitudinea se schimbă și faza oscilațiilor temperaturii. În punctele de coordonata  $x$ , momentul când temperatura capătă valoarea medie  $T$ , survine mai târziu decât pe suprafața la valoare :  $\Delta t = x/\sqrt{2a\omega}$

Viteza propagării undei termice se calculează :

$$u = x/\Delta t = \sqrt{2a\omega}$$

Densitatea fluxului termic  $q_{x=0}$  pe suprafața materialului semifinit :

$$q_{x=0} = \lambda V_0 \sqrt{\omega/2a} \cdot \cos(\omega t + \pi/4) \quad (2.72)$$

Variațiile de temperatura la suprafața (2.70) întârzie pe faza cu  $\pi/4$  fata de variațiile densității fluxului termic, (2.72).

## 2.2. TRANSFERUL DE CALDURA CONVECTIV IN MEDIU MONOFAZAT.

### 2.2.1. PRINCIPII FUNDAMENTALE

Schimbul de căldura convectiv este definit ca un transfer al căldurii între o suprafață oarecare și o altă, care se mișcă în raport cu prima lichid sau gaz. Ca suprafața de separație a schimbului de căldura convectiv se considera de obicei suprafața unui corp solid, dar aceasta poate fi și limita de separație dintre fluide.

Dacă mișcarea relativă a fluidului și a suprafeței de separație și schimbul de căldura sunt favorizate de stimulii externi (ventilatoare, pompe, agitatoare) convecția se numește forțată. Dacă mișcarea mediului fluid este generată de acțiunea câmpului neomogen al forțelor de greutate, de exemplu, atunci un astfel de proces se numește liber sau convecție naturală. În acest caz, neomogenitatea câmpului forțelor gravitaționale impune o densitate neomogenă a mediului fluid (ca urmare a diferențelor de temperatură).

Se pot pune în evidență așa numitele procese interne și procesele generate de spălarea externă a corpurilor, respectiv schimb de căldura cu sau fără sursă internă de căldură.

Pentru a caracteriza intensitatea schimbului de căldura convectiv se utilizează coeficientul local și mediu al schimbului de căldura convectiv.

a) - coeficientul local de convecție:

$$\alpha = \frac{q_s}{T_p} \quad (2.73)$$

În situațiile în care schimbul de căldura convectiv are loc la suprafața exterioară a corpurilor se utilizează diferența de temperatură inițială :

$$\Delta T_p = \Delta T_i = T_s - T_i \quad (2.74)$$

în care :  $T_i$  - temperatura inițială, reprezentând temperatura de-a lungul suprafeței izoterme considerate;

În cazul în care apar surse de căldură interne trebuie să se ia în considerare atât temperatura inițială cât și cea locală:

$$\Delta T_p = \Delta T_l = T_s - T_x \cdot l \quad (2.75)$$

în care :  $T_x$  - temperatura medie logaritmică a fluidului în secțiunea considerată.  $T_x$  se determină cu ajutorul entalpiei medii a masei de fluid în mișcare:

$$h_x = \frac{\int_f \rho \cdot w_x \cdot h \cdot df}{\int_f \rho \cdot w_x \cdot df} \quad (2.76)$$

temperatura locală se poate determina ca mărime oscilatorie :

$$T_x = T_{ox} \pm \int_l \frac{q_s \cdot \pi \cdot d_x}{C_p \cdot G} \quad (2.77)$$

în care :  $T_{ox}$  - temperatura agentului termic la intrarea în secțiunea considerată.

În ecuația (2.77), semnele "+" și "-" corespund încălzirii și respectiv răcirii fluidului de-a lungul traseului considerat.

b) - coeficientul mediu al schimbului de căldură la suprafața :

$$\alpha = \frac{Q_s}{F \cdot \Delta T} = \frac{q_s}{\Delta \cdot T_p} \quad (2.78)$$

La calculul coeficientului "a" se folosesc următoarele valori ale gradientului de temperatura :

- căderea de temperatura inițială,  $\Delta T_l$  :

$$\Delta T_p = \Delta T_l = T_s - T_l \quad (2.79)$$

- temperatura medie aritmetică,  $\Delta T_a$  :

$$\Delta T_p = \Delta T_a = T_s - \frac{l}{2} (T_{ogr} + T_{ogf}) \quad (2.80)$$

- temperatura medie logaritmică,  $\Delta T_l$  :

$$\Delta T_p = \Delta T_l = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.81)$$

- temperatura medie integrală,  $\Delta T_{in}$  :

$$\Delta T_p = \Delta T_m - \frac{1}{l} \int (T_s - T_x) dx l \quad (2.82)$$

în care :

$T_i$  - temperatura medie a fluidului care spală suprafața, considerată constantă;

$T_s$  - temperatura medie a suprafeței pe care se schimbă căldura;

$T_{agi}$ ,  $T_{agf}$  - temperatura agentului termic la intrarea, respectiv ieșirea din secțiunea considerată;

$\Delta T_1$  - cea mai mare cădere de temperatură;

$$\Delta T_{agi} = T_s - T_{agi} ;$$

$$\Delta T_{agf} = T_s - T_{agf} ;$$

$\Delta T_2$  - cea mai mică cădere de temperatură;

$l$  - lungimea zonei considerate, de-a lungul căreia are loc schimbul de căldură.

În funcție de tipul diferenței de temperatură considerat se definesc coeficienții schimbului de căldură prin convecție, aceștia fiind legați între ei prin relația:

$$\alpha_t \cdot \Delta T_t = \alpha_a \cdot \Delta T_a = \alpha_l \cdot \Delta T_l = \alpha_m \cdot \Delta T_m = q_s \quad (2.83)$$

În majoritatea cazurilor, coeficientul schimbului de căldură prin convecție depinde de forma și dimensiunile corpului considerat, de regimul curgerii agentului termic, de temperatura și proprietățile fizice ale acestuia, de direcția de curgere.

### 2.2.2. SISTEMUL ECUAȚIILOR DIFERENȚIALE ALE TRANSMITERII DE CĂLDURĂ CONVECTIVE.

Pentru a descrie complet schimbul de căldură convectiv, ca rezultat al diferenței de temperatură, este necesar să se cunoască sistemul de ecuații diferențiale care exprimă legea conservării masei, ecuația de continuitate, legea conservării impulsului (ecuația mișcării), ecuația de conservare a energiei, legile caracteristice ale acestui tip de proces.

Trebuie de asemenea cunoscute condițiile de determinare univocă, cuprinzând atât condițiile inițiale cât și condițiile limită.

Ecuatiile diferențiale ale continuității și mișcării sunt următoarele: 2.84 - 2.88.

În aceste ecuații se consideră mediul fluid incompresibil și pierderea de

energie din sistem neglijabilă.

- ecuația continuității:

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial w_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.84)$$

- ecuația mișcării :

$$\rho \left( \frac{\partial w_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 w_j \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \right) = \rho \cdot F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.85)$$

- ecuația conservării energiei :

$$\rho \cdot c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 w_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q_v \quad (2.86)$$

în care :  $x_j$  este coordonata carteziană a secțiunii considerate ;

$q_v$  intensitatea surselor interne de căldură.

În ecuațiile 2.85 și 2.86 se utilizează și legile frecării :

$$t_x = \mu \frac{\partial v}{\partial n} \quad (2.87)$$

și ecuația conducției termice, Fourier :

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.88)$$

Sistemul ecuațiilor diferențiale 2.84 - 2.86 este corect în cazul curgerilor turbulente numai cu condiția ca parametrii fluxurilor termice din aceste ecuații sunt la valoarea lor momentană. Dacă în 2.84 - 2.86 se pune condiția ca  $\frac{\delta}{\delta t} = 0$  se obține un sistem de ecuații corespunzător proceselor laminare de mișcare ale fluidelor și a schimbului convectiv de căldură.

În cazul fluxurilor turbulente valorile vitezei, presiunii și temperaturii se modifică continuu, pulsează. Pentru a le utiliza este necesar să se lucreze cu valorile medii în timp ale valorilor. De asemenea pentru a exprima ecuația mișcării și energiei fluxului în regim turbulent este necesar să se aibă în vedere și influența mediului în flux.

Pentru convecția termică în regim turbulent, ecuațiile 2.84 - 2.86 vor fi :

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.89)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \bar{w}_j \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \cdot F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \bar{\rho}_{w_i w_j'} \right) \quad (2.90)$$

$$\rho \cdot C_p \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \sum_{j=1}^3 \bar{w}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) = \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \bar{\rho}_{c_p w_j T} \right) + q_v$$

Expresiile  $(\bar{r}_{w_i w_j})$  și  $(\bar{r}_{c_p w_j T})$  în ecuațiile (2.90) reprezintă tensiunea complementară și fluxul termic ce apar datorită amestecului turbulent a mediului înconjurător. În consecință, tensiunea și fluxul termic la convecția turbulentă vor fi :

$$\sigma_{ij} = (\mu + \mu_T) \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \quad (2.91)$$

$$q_j = -(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (2.92)$$

în care :

$$\mu_T = \frac{-\bar{\rho} \cdot \overline{w_i' w_j'}}{\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j}} = \rho \cdot \epsilon_{\sigma}$$

Se vor modifica corespunzător vâscozitatea dinamică și conductibilitatea termică.

$w_i'$ ,  $w_j'$  și  $T'$  reprezintă pulsațiile locale ale vitezei și temperaturii. Coeficienții  $\mu_T$  și  $\lambda_T$  nu sunt caracteristici ale mediului ci, se determină din condiția ca pe suprafața izotermă a corpului  $\lambda_T = 0$  și  $x_T = 0$ .

Turbulențele care influențează temperaturile și fluxul termic se determină cu ajutorul metodei teoriei turbulenței, utilizând relații semiempirice sau chiar experimentale.

Rezolvarea ecuației schimbului de căldură convectiv în condiții corespunzătoare de univocitate, permite determinarea câmpului termic, cu ajutorul acestuia determinându-se apoi celelalte valori necunoscute  $q_s$ ,  $\alpha$ , a. Rezolvarea

corectă a ecuației mișcării și energiei din sistemul de ecuații neliniar cu derivatele parțiale, devine posibilă numai într-un număr restrâns de cazuri.

### 2.2.3 METODELE TEORIEI SIMILITUDINII

Ecuațiile inițiale și rezolvarea lor, cât și rezultatele experimentale se exprimă, datorită complexității lor, în majoritatea cazurilor, utilizând niște mărimi adimensionale, denumite criterii de similitudine. Utilizarea acestora reduce numărul mărimilor variabile ale proceselor determinate, iar în ceea ce privește stadiul experimental, reduce la minimum numărul mărimilor ce trebuie variate în experimente. De asemenea reprezintă un mijloc eficient de generalizare a datelor permițând rezolvarea sistemului inițial de ecuații diferențiale, permite analiza cazurilor limită și stabilirea particularităților proceselor.

Pentru stabilirea criteriilor de similitudine se parcurg următoarele etape:

1- pentru fiecare grupă de mărimi ce au același sens fizic și aceeași unitate de măsură, în componența căroră intră constante, se alege una din acestea ca valoare de referință, obținându-se valori adimensionale:

$$\frac{x_1}{l_0} = x_1 ; \frac{x_2}{l_0} = x_2 ; \frac{w_1}{w_0} = w_1 ; \frac{w_2}{w_0} = w_2 \text{ etc.}$$

2- în ecuațiile inițiale în locul parametrilor dimensionali se utilizează exprimarea sub formă de produs a valorilor adimensionale cu factorul de proporționalitate (valoarea criteriilor):

$$x_1 = x_1 \cdot l_0 ; \dots x_n = l_0 \cdot x_n ; w_1 = w_1 \cdot w_0 , \text{ etc.}$$

3- valorile adimensionale rămase sunt grupate în complexe adimensionale. Această procedură permite stabilirea în totalitate a criteriilor de similitudine caracteristice procesului studiat.

În cazul proceselor staționare a schimbului de căldură convectiv în mediu monofazat cu proprietăți fizice constante (cu excepția densității) sunt caracteristice următoarele criterii adimensionale:

- criteriul Nusselt :

$$Nu = \frac{q_c \cdot l_0}{\lambda \cdot \Delta T} = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda} \quad (2.92)$$

- criteriul Stanton :

$$St = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w} \quad (2.93)$$

Acestea exprimă intensitatea căderii de temperatură, coordonatele adimensionale ale suprafeței adimensionale de schimb de căldură și dimensiunile liniare.

- criteriul Reynolds :

$$Re = \frac{(w_0 \cdot l_0)}{\nu} \quad (2.94)$$

- criteriul Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.95)$$

Acesta reprezintă parametrul fizic care caracterizează relația dintre proprietățile moleculare ale schimbului de masă și căldură.

- criteriul Péclet :

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w_0 \cdot l_0}{\alpha} \quad (2.96)$$

- criteriul Grashoff :

$$Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta T \frac{l_0^3}{\nu^2} \quad (2.97)$$

Aceasta caracterizează eficiența forței ascensionale care apare la convecția liberă într-un mediu fluid vâscos.

În relațiile 2.92 - 2.97 sunt făcute următoarele notații:

$q_s$  - fluxul termic la suprafața izotermă a schimbului de căldură;

$x_1, \dots, x_n$  - coordonatele punctelor de pe suprafața izotermă;

$l_0$  - dimensiunea liniară caracteristică;

$\Delta T$  - diferența dintre temperatura fluidului și temperatura peretelui;

$w_0$  - viteza caracteristică fluidului;

$\beta$  - coeficientul de temperatură al dilatării volumice:



$$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) p = \text{const.} \quad (2.98)$$

Pentru un gaz ideal :  $\beta = 1/T$ . Valorile pentru diferite medii pot fi găsite în [31].

### 2.2.3.1. DIMENSIUNEA UTILIZATĂ ; TEMPERATURA CARACTERISTICĂ.

În criteriile de similitudine (Nu, Re, Pe, Gr) intră dimensiunea liniară caracteristică,  $l_0$ .

Teoria similitudinii nu dă un răspuns unic la întrebarea ce dimensiune trebuia utilizată la stabilirea proporțională a dimensiunilor liniare. Dacă în condiția de univocitate intră mai multe dimensiuni, drept caracteristică se consideră aceea care influențează cel mai mult procesul și este și confortabilă în utilizare pentru practică (ex. diametre, coordonata longitudinală, etc.). În anumite cazuri, ca dimensiune caracteristică se folosește nu caracteristica geometrică a schimbului de căldură ci un complex de valori fizice omogene având dimensiunea lungimii.

Teoria similitudinii nu dă recomandări universale nici în ceea ce privește stabilirea temperaturii caracteristice la care se aleg proprietățile fizice ale mediului schimbător de căldură ce intră în criteriul de similitudine. Este oportun să se utilizeze temperatura existentă în condiții practice cu ajutorul căreia particularitățile agentului termic și parametrii schimbului de căldură sunt ușor de calculat.

### 2.2.3.2. ANALOGIA HIDRODINAMICĂ A CĂDERII DE TEMPERATURĂ ÎN CONVECȚIA TURBULENTĂ.

ANALOGIA REYNOLDS teoria hidrodinamică a schimbului de căldură convectiv se bazează pe ideea lui Reynolds privind unitatea proceselor de schimb de căldură și de masă, în fluidul turbulent, stabilind legătura cantitativă dintre căldură și rezistența hidraulică.

În analogia Reynolds, se postulează egalitatea coeficienților care intervin în schimbul de masă și impuls cu cei ai schimbului de căldură în orice punct al fluxului și se consideră că printr-o agitare intensă a mediului, caracteristică fluxurilor turbulente

influența transferului de masă este neglijabilă.

Notând  $m_T$  densitatea fluxului transversal dintre straturile fluidelor ce au vitezele  $w_1$  și  $w_2$ , iar temperaturile  $T_1$  și  $T_2$ , neglijând vâscozitatea și conductibilitatea termică, tensiunea tangențială și densitatea fluxului termic au următoarele expresii: 2.99, 2.100.

$$\sigma_* = m_T (w_1 - w_2) \quad (2.99)$$

$$q = c_p \cdot m_T (T_2 - T_1) \quad (2.100)$$

Eliminând necunoscuta  $m_T$ , va rezulta expresia densității fluxului termic :

$$q = \sigma_* \frac{c_p (T_2 - T_1)}{w_1 - w_2} \quad (2.101)$$

Adaptat pentru cazul schimbului de căldură fluid - solid trebuie considerat că prin suprafața solidă  $w_2 = 0$ , iar temperatura  $T_2 = T_s$ , respectiv temperatura suprafeței.

$$q_c = \sigma_{*,s} \frac{c_p (T_s - T_1)}{w} \quad (2.102)$$

în care, după substituirea în ea a  $\tau_{*,s} = (\xi / 8) \rho \cdot w^2$  poate fi redată sub formă adimensională a criteriului Stanton :

$$St_t = \frac{\xi}{8} \quad (2.103)$$

Ecuatiile (2.102) și (2.103) reprezintă expresia matematică a analogiei hidrodinamic a căderii de temperatură după Reynolds, care este corectă și în limitele modelului considerat, pentru fluxuri cu  $Pr = 1$ , caz în care profilurile vitezei și temperaturii pot fi considerate similare.

### 2.2.3.3. MODELUL CU DUBLU STRAT

La un oarecare nivel de turbulență a fluxului printr-un strat subțire, în apropierea peretelui, respectiv în "stratul limită" se păstrează caracteristicile curgerii laminare. Viteza este nulă numai strict pe suprafața solidă (condiția de aderență).

În această zonă a stratului limită denumită uneori și strat vâscos, pulsațiile turbulente ale vitezei se reduc drastic pe măsura apropierii de perete.

Grosimea stratului limită, respectiv a stratului vâscos, în care se păstrează legile curgerii laminare ideale este:

$$\delta \approx b \cdot \frac{\nu}{\sqrt{\frac{\sigma_{*s}}{\rho}}} \quad (2.104)$$

în care  $b = 3 \dots 5$ .

La stabilirea relațiilor de calcul a schimbului de căldură pe baza modelului "dublu strat" a fluxului de fluid, valoarea inițială a grosimii substratului vâscos a fost considerată mare ca valoare ( $b = 12 - 12,7$ ), iar influența zonei de tranziție dintre stratul laminar și mediul turbulent a fost de asemenea considerabilă.

În zona substratului vâscos, tensiunea tangențială se poate considera constantă și egală cu valoarea ei pe suprafața solidă (în cazul nostru a lingoului de exemplu):

$$\sigma_{*s} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \mu \frac{w \delta}{\delta} \quad (2.105)$$

Viteza,  $w_d$ , la extremitatea substratului vâscos :

$$w_d = \frac{b}{\sqrt{\frac{\sigma_{*s}}{\rho}}} \quad (2.106)$$

Analog substratului vâscos în zona peretelui, în ceea ce privește curgerea fluidului apare și substratul de temperatură în care predomină conducția termică moleculară. De regulă grosimea acestui strat,  $\Delta$ , nu este egală cu  $\delta$ . Se determină cu relația :

$$\Delta \approx \delta \cdot P_r^{1/3} \quad (2.107)$$

Considerând și factorii enumerați în această teorie, Reynolds a dezvoltat ulterior ambele, într-una singură, conform căreia densitatea fluxului termic la suprafața de schimb de căldură poate fi exprimată prin conductibilitatea termică a

substratului vâscos și în condițiile transferului turbulent la limitele sale:

$$q_s = \frac{\lambda}{\Delta} (T_s - T_{\Delta}) \quad (2.108)$$

$$q_s = \tau_{*s} \frac{cp(T_s - T_{\Delta})}{w - w_{\delta}} \quad (2.109)$$

Rezolvarea comună a acestor două ecuații, eliminând temperatura necunoscută la limitele substratului,  $T_{\Delta}$ , conduce la o relație ce descrie exact transferul de căldură și caracteristicile hidrodinamice ale fluxului:

$$St = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{Re \cdot Pr}{1 + b \cdot \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right) (Pr - 1)}} \quad (2.110)$$

$$Nu = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{Re \cdot Pr}{1 + b \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8} \cdot (Pr - 1)}} \quad (2.111)$$

Pentru  $Pr = 1$ , relația (2.110) va exprima analogia Reynolds.

Teoria hidrodinamică a schimbului de căldură, respectiv a căderii de temperatură sub aspectul prezentat omite modificarea calităților termo-fizice ale agentului termic (neomogenitatea fluxului) și se poate aplica cu această simplificare la fluxurile cu  $Pr > 1$ .

În general ideea analogiei hidrodinamice a gradientului de temperatură s-a dovedit deosebit de bună, posibilitățile ei de perfecționare viitoare și aplicarea ei pentru rezolvarea practică a problemelor neelucidate fiind mare.

#### 2.2.4. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA CURGEREA FLUIDULUI PRIN TUBURI

Regimul laminar de curgere se studiază pentru  $Re > Re_{cr}$ , în mod normal,  $Re_{cr} = 2300$ .

Cazul curgerii turbulente este analizat pentru  $Re > 10^4$ , când  $Re_{cr} < Re < 10^4$ , regimul este tranzitoriu. Ca urmare a variației temperaturii, densitatea mediului fluid

poate fi neomogenă pe secțiuni, de-a lungul conductei, și, la valori determinate ale criteriului Rayleigh,  $Ra = Gr.Pr$ , printr-un flux forțat, se pune în evidență și convecția liberă.

În condițiile variației temperaturii, chiar în absența influenței convecției libere, repartiția vitezei pe secțiunea conductei se poate deosebi esențial de profilul vitezei fluidului izoterm, dacă vâscozitatea agentului termic variază o dată cu variația temperaturii.

La lichide, de exemplu, vâscozitatea scade odată cu creșterea temperaturii. Ca rezultat al încălzirii fluidului, viteza în apropierea peretelui este mai mare decât la răcire și corespunzător va fi mai mare și variația de temperatură.

La capătul conductelor, la intrarea în acestea, profilele vitezei și temperaturii se modifică până la ajungerea fluidului în condiții aparent staționare (fig.2.10).

Aceste porțiuni ale canalelor în limitele cărora se formează straturi limitate hidrodinamice se numesc câmpuri inițiale hidrodinamice și termice.

În zona stabilizării hidrodinamice, variația de temperatură pe măsura dezvoltării straturilor laterale scade pe lungimea conductei, iar criteriul  $Nu$  scade asimptotic apropiindu-se de valoarea constantă  $Nu_{\infty}$ , fig.2.11.

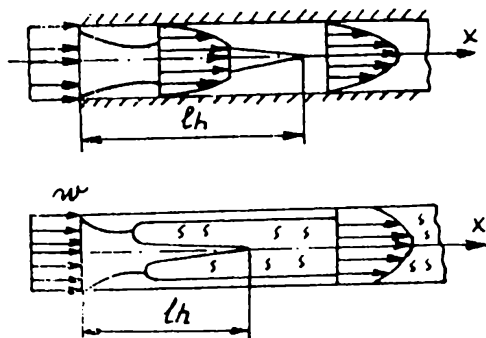


Fig.2.10. Stabilizarea hidrodinamică la intrarea în canal pentru curgerea laminară (a) și turbulentă (b).

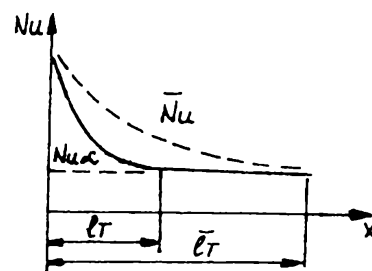


Fig.2.11. Variația criteriului  $Nu$  la intrarea în conducte.

Această valoare, numită valoare parțială caracterizează intensitatea variației de temperatură pe tot fluxul stabilizat. În canalele de lungime  $l \gg l_0$  și  $l \gg l_T$  variația medie de temperatură se poate calcula pentru  $Nu = Nu_{\infty}$

### 2.2.4.1.REGIMUL VÂSCOS

La curgerea laminară a agentului termic,  $l_0$  și  $l_T$  se determină cu relațiile:

$$l_0 = L_0 \cdot Re \cdot de$$

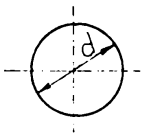
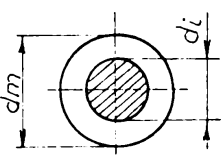
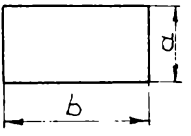
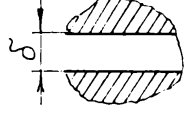
$$l_T = L_r \cdot Re \cdot Pr \cdot de \quad (2.112)$$

în care,  $L_0, L_r$  - constante dependente de forma și secțiunea inițială transversală a canalelor, iar  $de$ - diametrul echivalent.

Pentru gaze, la care  $Pr \approx 1$ , lungimea inițială a secțiunii calculate pentru stabilirea schimbului de căldură poate atinge valori de  $l_T \approx 100 \cdot de$ . La fluidele foarte vâscoase (uleiuri)  $Pr \gg 1$  și  $l_T = (10^2 \dots 10^4) \cdot de$ , deci practic întregul canal poate fi considerat ca secțiune stabilizată. Constantele:

$$L_0 = \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{de} \quad \text{și} \quad L_r = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{l}{de} \quad \text{se găsesc în tabelul 2.4.}$$

Tabelul 2.4.

Forma canalului	$L_0 = \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{de}$	$L_r = (1/Pe) \cdot (l/de)$	
		$T_s = ct.$	$q_s = ct.$
 $de = d$	0,065	0,055	0,07
 $di/dm = 0,1 \dots 1$ $de = dm = di$	0,015...0,01	0,05	0,06
 $a/b = 0,125 \dots 1$ $de = 2ab(a+b)$	0,023...0,025	-	-
 $de = 2\delta$	0,01	0,014	0,02

### 2.2.4.2.REGIMUL VÂSCOSO-GRAVITAȚIONAL

În fluxul mediului având densitatea neomogenă pe secțiune, se suprapune mișcarea liberă în câmp gravitațional, respectiv convecția liberă.

Dacă direcția de curgere și cea a schimbului de căldură au aceeași direcție, se mărește variația de temperatură, iar dacă direcțiile sunt contrare, se micșorează.

Când valoarea criteriului Ra ( $Ra = Gr.Pr$ ), crește, profilul vitezei se deformează tot mai mult. În final curgerea este instabilă, transformându-se în turbulentă, crescând corespunzător și variația de temperatură. La valori mici ale Ra ( $Ra < 170$ ), când există o curgere vâscoaso-gravitațională, constanta  $Nu_{\infty}$  descrește o dată cu

creșterea lui Ra ca urmare a scăderii vitezei în apropierea peretelui.

În canalele orizontale, direcția mișcării forțate și a forțelor ascensionale sunt perpendiculare. Ca rezultat al mișcării forțate, interacționând cu convecția liberă, câmpul termic și câmpul vitezei nu vor mai fi identice.

Caracteristica acestei interacțiuni se determină cu relația:

$$Nu = 0,17 \cdot (Re.Pr)^{0,33} \cdot (Gr.Pr)^{0,1} \cdot (Pr.Pr_{cr})^{0,25} \cdot \varepsilon \quad (2.113)$$

iar valoarea lui  $Pr_{cr}$  se determină pentru temperatura peretelui. Constantele fizice se determină pentru temperatura medie a fluidului în conductă. În canalele scurte cu  $l/de > 50$ , coeficientul  $\varepsilon_1 = 1$ . În cazul canalelor scurte, valorile acestuia sunt cele din Tabelul 2.5.

Tabelul 2.5.

L/DE	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\Sigma_1$	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

### 2.2.4.3.REGIMUL TURBULENT.

La curgerea turbulentă a agentului termic prin conducte lungimea de stabilizare hidrodinamică și de căldură este relativ redusă.

În cazul conductelor la care  $l/d > 50 \dots 60$ , temperatura medie a transferului de căldură se poate determina utilizând relațiile regimului stabil de curgere și de transfer de căldură.

Dependența criteriului local  $Nu$  de  $Re$  și  $Pr$ , schimbarea lui de-a lungul canalului pot fi considerate practic nule. Iar toate cazurile au fost tratate teoretic și chiar experimental în [43].

### 2.2.5.TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA CURGEREA MEDIULUI DE ÎNCĂLZIRE ÎN JURUL UNUI CORP

Relațiile pentru calculul transferului de căldură local sunt trecute în tabelul 2.6.

#### 2.2.5.1.PLACA PLANĂ

La curgerea fluidului de-a lungul unei suprafețe plane în zona de lângă perete se obține un strat limită în jurul căruia viteza de curgere se modifică de la valoarea inițială,  $w_0$  până la  $w=0$ , lângă perete.

În continuare, la o oarecare distanță,  $x_{cr}$  de la muchia de intrare a plăcii, curgerea devine turbionară. Condiția trecerii de la un regim laminar de curgere la unul turbulent este dată de valoarea critică a criteriului  $Re$ .

$$Re_{cr} = w_0 \cdot x_{cr} / \nu = 5 \cdot 10^5$$

Într-adevăr, valoarea  $Re_{cr}$ , depinde de nivelul turbulenței inițiale a fluxului constant, de rugozitatea suprafeței udate, de intensitatea schimbului de căldură. Trecerea de la un regim laminar de curgere la unul turbulent nu se face într-un anumit punct ci pe o anumită distanță. Grosimea stratului laminar critic crește o dată cu distanța



la muchia frontală a plăcii după legea:

$$\delta_1 = 5.x \left( \frac{\nu}{w.x} \right)^{1/2} = 5.x/Re^{0.5} \quad (2.114)$$

iar la curgerea turbionară:

$$\delta_T = 0,37 x/Re^{0.2} \quad (2.115)$$

Relația (2.114) se referă la cazul în care stratul critic este turbulent începând de la atingerea inițială a plăcii.

În prezența diferenței temperaturilor și a fluxului în zona de lângă perete se formează un strat limită cald, în limitele căruia valoarea temperaturii se modifică de la valoarea temperaturii peretelui la temperatura  $T_0$ , a fluxului constant.

Caracterul formării stratului limită cald este similar cu cel apărut la curgerea hidrodinamică propriu-zisă și legătura dintre dimensiunile acestuia se face utilizând criteriul Prandtl, respectiv proprietățile agentului termic.

Pentru stratul limită laminar, grosimea zonei calde este:

$$\Delta_1 = \delta_1 / Pr^{1/3}$$

Despre structura acestui strat am tratat în [43].

#### 2.2.5.2.CORPURI DE FORMĂ COMPLEXĂ

Există multe asemănări între curgerea de-a lungul corpurilor de formă complexă și schimbul de căldură pe suprafața acestor corpuri.

Practica arată că, caracterul continuu al spălării corpurilor de diferite forme este posibil de stabilit numai la valori foarte mici ale criteriului Reynolds. În condiții reale, curgerea are loc concomitent cu ruperea fluxului hidraulic și realizarea unei zone turbulente la apariția unei muchii frontale. Caracterul particular se poate pune în evidență și la schimbul de căldură. Astfel, de exemplu, intensitatea schimbului de căldură în cazul unui cilindru se modifică drastic de-a lungul perimetrului cilindrului, pe măsura creșterii stratului limită de la valoarea maximă, în punctul frontal ( $\varphi = 0$ ), la valoarea minimă, în limita de  $\varphi = 80...100^\circ$ , iar apoi crește din nou în muchia frontală pe seama mișcării turbionare intensive. În condiții stabile, intensitatea fluxului termic este maximă atunci când fluxul mobil de fluid este perpendicular pe axul cilindrului. Cu

micșorarea unghiului de atac, scad și coeficienții transferului de căldură convectiv.

Regimul de curgere și intensitatea transferului de căldură, în cazul corpurilor prismatice se modifică de asemenea sensibil, modificând orientarea lor în raport cu fluxul.

### 2.2.5.3.CURGEREA TRANSVERSALĂ ÎN INTERIORUL GRUPURILOR DE CANALE SAU CONDUCTE

Atât curgerea fluidelor cât și schimbul de căldură în sine sunt foarte diferite în comparație cu cazul în care aceste fenomene se referă la un singur corp. Apar asemănări numai pentru primul rând de conducte, cele din al doilea rând, dar mai ales țevile ultimelor rânduri ( ceea ce se întâmplă în special la recuperatoarele cuptoarelor) se găsesc deja în zona turbionară și caracterul spălării lor cât și transferul de căldură, depind în afara parametrilor de regim și de densitatea amplasării lor în flux.

În cazul fluxurilor de adâncime, cu țevi amplasate paralel, maximul transferului de căldură locale se realizează pe generatoare. În cazul țevilor amplasate în zig-zag, maximul transferului de căldură apare pe generatoarea frontală. Dacă această valoare se consideră drept valoare de referință, atunci în cazul fluxurilor în zig-zag are o pondere de 60%, la cele paralele - de cca.90%. În cazul fluxurilor stabile, transferul de căldură este de cca.1,5 ori mai mare la dispunerea în zig-zag datorită turbulenței mai pronunțate.

### 2.2.5.4.MEDIUL PSEUDO-FLUID CU GAZ

Coeficientul mediului al transferului de căldură, în cazul în care în mediu există și particule solide, la gaz insuflat, se determină cu relațiile:

$$Nu = 0,106 Re \quad \text{pentru } Re = 20 \dots 200 \quad (2.116)$$

și:

$$Nu = 0,61 \cdot Re^{0,64} \quad \text{pentru } Re = 200 \dots 1700 \quad (2.117)$$

Relațiile au fost stabilite experimental pentru particule cu dimensiuni de 0,4 ...5

mm.

## 2.2.6. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ LA VITEZE MARI ALE MEDIULUI FLUID

La viteze ale mediului corespunzătoare  $Ma > 0,3$  ( $Ma = w/a$ ,  $w$ -viteza mediului,  $a$ -viteza sunetului în mediu), în stratul limită se observă o creștere substanțială a temperaturii ca rezultat al forțelor interne de frecare. Deoarece în calculul transferului de căldură trebuie avut în vedere factorul disipării energiei mișcării și a presiunii gazului, coeficientul local al schimbului de căldură, calculat în ipoteza fluidelor incompresibile se modifică:

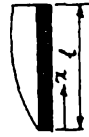


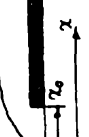

$$\alpha = \frac{q}{T - T'} \quad (2.118)$$

în care:  $T_{s,a} = T \left( 1 - r \frac{x-1}{2} M^2 \right)$ , temperatura adiabată,  $x$ - exponentul adiabatic, iar  $r$ - coeficientul de reducere a temperaturii, care caracterizează relația transferului de căldură după fiecare frecare. În cazul unei plăci spălate longitudinal cu un curent laminar  $r = \sqrt{Pr}$ , iar în cazul curentului turbionar  $r = 3\sqrt{Pr}$ . În cazul în care fluidul în mișcare este aerul,  $r = 0,92$ .


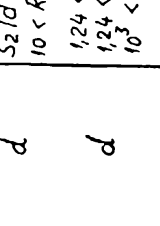
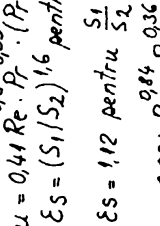
Pentru domeniul subsonic ( $Ma > 1$ ) al fluxurilor turbionare de aer,  $r = 0,85 \dots 0,89$ .

Prin calculul valorilor constantelor termo-fizice în noile condiții, trebuie să facem corecțiile corespunzătoare relativ la temperatura în aceste condiții:

$$T_r = T_0 + 0,5(T_s - T_0) + 0,22(T_{s,a} - T_0) \quad (2.119)$$

Aerodinamica corpului	Formula de calcul	Dimensiunea caracteristica	Limitele criteriilor	Observatii
<p>Perete plan, plosc:</p> <p>- curgere laminara</p>  <p><math>u, T, \rho</math></p>	$Nu_x = 0,332 Re_x^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>x</p>	<p><math>Re_x &lt; Re_{cr}</math></p>	<p>Valoare medie:</p> <p><math>Re_{cr} = 5 \cdot 10^5</math></p>
<p>- curgere turbulenta</p>  <p><math>u, T, \rho</math></p>	$\bar{Nu}_l = 0,664 Re_l^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>l</p>	<p><math>Re_l &lt; 10^7</math></p>	<p>Pentru turbulenta initiala</p> <p>mare, relatiiile sunt in [13]</p>
<p>- regim de curgere mixt</p>  <p><math>u, T, \rho</math></p>	$Nu_x \approx \left[ 0,664 Re_x^{0,5} Pr^{0,33} + 0,037 (Re_x)^{0,8} - Re_{cr} \right] Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>l</p>	<p><math>0,7 &lt; Pr &lt; 200</math></p>	
<p>Placa cu curgere laminara inainte de ea.</p>  <p><math>u, T, \rho</math></p>	$\bar{Nu}_l = 0,33 Re_l^{0,5} Pr^{0,33} \left(1 - \frac{x_0}{l}\right)^{0,2} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}$	<p>x - x<sub>0</sub></p>	<p><math>3 &lt; Re &lt; 3 \cdot 10^4</math></p> <p><math>0,7 &lt; Pr &lt; 510</math></p>	
<p>Sfera:</p>  <p><math>u, T, \rho</math></p>	$Nu_d = 2 + 0,03 Re_d^{0,54} Pr^{0,33} + 0,35 Re_d^{0,8} Pr^{0,36}$	<p>d</p>	<p><math>Re \leq 3 \cdot 10^5</math></p> <p><math>0,6 &lt; Pr &lt; 8 \cdot 10^3</math></p>	

Tabelul 2.3 (continuare):

0	1	2	3	4
<p>cilindru tevilor</p>  <p>Dispunere paralela tevilor</p> 	$\bar{Nu} = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,33} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\bar{Nu} = 0,025 Re^{0,6} Pr^{0,37} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\bar{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\bar{Nu} = 1,2 Re^{0,33} Pr^{0,33} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\bar{Nu} = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} (d/S_2)^{0,15} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\bar{Nu} = 0,02 Re^{0,84} Pr^{0,36} (P/Pr_c)^{0,25}$	<p>d</p> <p>d</p> <p>d</p> <p>d</p> <p>d</p> <p>d</p>	<p><math>5 &lt; Re &lt; 10^3</math></p> <p><math>10^3 &lt; Re &lt; 2 \cdot 10^5</math></p> <p><math>3 \cdot 10^5 &lt; Re &lt; 2 \cdot 10^6</math></p> <p><math>S_1/d \leq 1,25</math></p> <p><math>S_2/d \leq 1,25</math></p> <p><math>10 &lt; Re &lt; 150</math></p> <p><math>1,24 &lt; S_1/d &lt; 4</math></p> <p><math>1,24 &lt; S_2/d &lt; 4</math></p> <p><math>10^3 &lt; Re &lt; 10^5</math></p> <p><math>0,7 &lt; Pr &lt; 500</math></p> <p><math>1,3 &lt; S_1/d &lt; 2,5</math></p> <p><math>1,3 &lt; S_2/d &lt; 2,5</math></p> <p><math>10^5 &lt; Re &lt; 10^6</math></p> <p><math>1,3 &lt; S_1/d &lt; 2,6</math></p> <p><math>0,6 &lt; S_2/d &lt; 4</math></p> <p><math>10^3 &lt; Re &lt; 10^5</math></p> <p><math>0,7 &lt; Pr &lt; 500</math></p> <p><math>1,2 &lt; S_1/d &lt; 2,5</math></p> <p><math>0,8 &lt; S_2/d &lt; 1,5</math></p> <p><math>10^5 &lt; Re &lt; 10^6</math></p>	$Pr = \frac{1}{\epsilon} (T_0 + T_s)$ $\epsilon_t = 1$
<p>Dispunere in zig-zag tevilor</p> 	$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} (P/Pr_c)^{0,25}$ $\epsilon_s = (S_1/S_2)^{1,6} \text{ pentru } \frac{S_1}{S_2} < 2$ $\epsilon_s = 1,12 \text{ pentru } \frac{S_1}{S_2} \geq 2$ $Nu = 0,021 Re^{0,84} Pr^{0,36} (P/Pr_c)^{0,25}$	<p>d</p> <p>d</p>		

## 2.3.RADIAȚIA TERMICĂ

### 2.3.1.PRINCIPII FUNDAMENTALE

Toate obiectele materiale încălzite emană în spațiul înconjurător energie sub forma unor cuante de energie sau sub o altă formă. Cuantele de energie răspândite în mediul înconjurător vor fi în final absorbite de alți atomi. Viteza acestora este descrisă de relația:

$$c = \lambda \cdot \nu \quad (2.120)$$

în care:  $c$  - viteza luminii,  $c=c_0 = 2,9977 \cdot 10^8$  m/s, în vid;

$\lambda$  - lungimea de undă, în m;

$\nu$  - frecvența.

În alte medii,  $c < c_0$ . În gaze de obicei se face aproximația  $c \approx c_0$ . Pentru o serie de lichide și corpuri solide, viteza luminii scade până la cca.  $c=0,7 \cdot c_0$ . Când radiația trece dintr-un mediu în altul valorile lui  $c$  în aceste medii sunt diferite, conform relației (2.120).

Energia cuantei de energie radiată este  $h \nu$  ( $h=6,63 \cdot 10^{-34}$  J/s) și la o astfel de trecere dintr-un mediu în altul rămâne neschimbată.

O caracteristică mult mai reprezentativă a radiației termice o reprezintă intensitatea monocromatică a radiației. Această mărime caracterizează fluxul de energie transferată de cuantele de energie pentru un interval unic al frecvenței în jurul valorii  $\nu$ , care intersectează o suprafață unică, normală pe direcția dată în spațiu și care se mișcă în interiorul unghiului solid determinat, orientat în această direcție. Dacă distribuțiile spațiale și de frecvență ale intensității sunt cunoscute pentru fiecare punct al spațiului, atunci se are întregul tablou al desfășurării procesului de radiație. Necesitatea descrierii detaliate se pune de obicei numai la analiza teoretică. În practica inginerescă prezintă interes în mod esențial anumite caracteristici ale procesului, ca de exemplu:

1. densitatea de energie a radiației semisferice,  $E$ ,  $W/m^2$ , care reprezintă fluxul energiei transferat de cuante de frecvențe diferite, care străbate o anumită suprafață în toate direcțiile semisferei considerate;

2. fluxul total al radiației incidente,  $Q = \int_F E \cdot dF$ ,  $W$ , transmis prin suprafața de separație  $F$ .

Distribuția energiei radiate pe frecvențe de lungimi de undă diferite se caracterizează prin spectrul radiației. Densitatea spectrală sau monocromatică a fluxului radiației sferice se raportează fie la intervalul unic de frecvențe:

$$E_\nu = \frac{dE}{d\nu} \quad [W \cdot s/m^2] \quad (2.121)$$

fie la intervalul unic al lungimii de undă:

$$E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda} \quad [W/(m^2 \cdot m)] \quad (2.122)$$

Valorile  $E_\nu$  și  $E_\lambda$  sunt legate între ele prin relația:

$$\nu E_\nu = \lambda E_\lambda \quad (2.123)$$

Radiația incidentă pe o suprafață oarecare se poate exprima în funcție de energia radiată, reflectată sau absorbită, fiecare dintre acestea fiind caracterizată de un anumit coeficient. Dacă  $A$  este coeficientul de absorbție,  $R$ -coeficientul de reflexie, iar  $D$ - coeficientul de difuzie, relația dintre aceștia va fi:

$$A + R + D = 1 \quad (2.124)$$

Această relație este valabilă și pentru radiația monocromatică:

$$A_\lambda + R_\lambda + D_\lambda = 1 \quad \text{sau} \\ A_\nu + R_\nu + D_\nu = 1 \quad (2.125)$$

În cazurile limită:  $A = 1$ , ( $R=D=0$ ), corp absolut negru;

$R = 1$ , ( $A=D=0$ ), corp de reflexie;

$D = 1$ , ( $A=R=0$ ), corp absolut transparent sau diaterm.

Aerul uscat, gazele mono și biatomice ( la temperaturi sub 2500...3000 K) se pot studia cu o aproximație corespunzătoare ca și medii diaterme ( $D \approx 1$ ). Ca model de corp perfect negru se poate considera un orificiu mic care conduce spre o cavitate mare, închisă. O radiație oarecare intrată în interiorul cavității, după reflexii și absorbții repetate parțiale pe pereții cavității este practic absorbită în totalitate și nu mai părăsește cavitatea ( $A \approx 1$ ). Majoritatea corpurilor solide (metale, aliaje, materiale termoizolante) și un șir de lichide (spirt, apă) pentru radiații termice la grosimi perceptibile ale stratului de material, sunt practic opace ( $D \approx 1$ ). Astfel:

$$A + R = 1 \quad (2.126)$$

Pentru metale,  $D \rightarrow 0$  deja la o grosime micrometrică, pentru dielectricsi, la grosimi în jur de 1 mm. Din acest motiv de cele mai multe ori se admite ca ipoteză simplificatoare că procesele de absorbție și reflexie date de relația (2.126) au loc chiar pe suprafața acestor corpuri. Dacă pe suprafața unui astfel de corp nu cade decât energia radiată de la o sursă, atunci unicul flux de energie ce poate fi înregistrat, va pleca de pe suprafața corpului și se va transfera în spațiul înconjurător. Acest flux de energie cu densitatea  $E_1$  se numește radiație proprie a corpului. Din cele prezentate se poate considera că această energie se formează chiar pe suprafața corpului și prin urmare depinde numai de temperatură, de material și de componenta suprafeței. În condiții reale din mediul înconjurător va cădea pe suprafața corpului un flux exterior de energie, egal cu radiația incidentă,  $E_{inc,0}$ . O parte acestui flux,  $A_1 E_{inc}$  este absorbită de corp, reprezentând radiația absorbită. O altă parte:

$$R_1 E_{inc} = (1 - A_1) E_{inc} \quad (2.127)$$

este reflectată de suprafața corpului, reprezentând energia de reflexie. Suma radiațiilor proprii și de reflexie realizează radiația efectivă a corpului dat:

$$E_{ef,1} = E_1 + (1 - A_1) E_{inc} \quad (2.128)$$

Această energie este de fapt și înregistrată de aparate. În sfârșit, diferența dintre radiația proprie și cea absorbită realizează radiația rezultantă:

$$E_{rez,1} = E_1 - A_1 E_{inc} \quad (2.129)$$

Valoarea  $E_{rez}$  indică un consum (sau un câștig) sumar de energie ca urmare a schimbului de căldură prin radiație cu mediul înconjurător, care este de cele mai multe ori cea efectiv căutată.

### 2.3.2. LEGILE RADIAȚIEI TERMICE

a) legea lui Plank, este cea mai importantă lege, din ea rezultând aproape majoritatea celorlalte legi. Ea stabilește caracterul spectrului radiației corpului absolut negru. Distribuția energiei de frecvență  $\nu$  are următoarea exprimare:



$$E_{0,\nu} = 2\pi \cdot \frac{h\nu}{c} \cdot \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1} \quad (2.130)$$

iar în raport cu lungimea de undă:

$$E_{0,\lambda} = \frac{c}{\lambda} \cdot \frac{1}{\exp(c/\lambda T) - 1} \quad (2.131)$$

**b) legea lui Wien.** A apărut din considerente practice, deoarece s-a constatat că în ceea ce privește temperaturile corpurilor expuse radiației, o dependență mare este dată de lungimea de undă. Unei anumite temperaturi îi va corespunde o anumită lungime de undă  $\lambda_{\max}$  pentru care valoarea  $E_0$  este maximă. Condiția externă:  $dE_0/d\lambda = 0$ , conduce la relația:

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2,9 \cdot 10^{-3} \quad (2.132)$$

**c) legea Stefan-Boltzman.** Legea determină pentru un corp absolut ne-gru, dependența densității integrale a fluxului de radiație față de temperatură. Deși expresia căutată pentru  $E_0$  se determină simplu prin însumarea energiei conform spectrului de radiație dat de legea lui Plank, avându-se în vedere cronologia determinării, această lege a fost stabilită experimental de Stefan și teoretic de Boltzman:

$$E_0 = \int_0^{\infty} E_{0,\lambda} \cdot d\lambda = \int_0^{\infty} E_{0,\nu} \cdot d\nu \quad (2.133)$$

$$\text{sau: } E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad (2.134)$$

Această lege rezolvă multe cazuri practice mai ales prin faptul că simplifică radiația corpurilor introducând coeficientul de emisie al acestora.

**d) legea lui Kirchhoff,** stabilește egalitatea valorică a mărimilor spectrale ale coeficienților radiației termice și a celor de absorbție:

$$A_{\lambda} = \varepsilon_{\lambda} \quad ; \quad A_{\nu} = \varepsilon_{\nu} \quad (2.135)$$

Valori foarte exacte se obțin în cazul egalităților termodinamice (corpul și mediul se găsesc la aceeași temperatură, pierderile de energie lipsesc). În condiții nestaționare egalitatea perfectă a celor doi coeficienți are loc numai pentru corpul "cenușiu", la care cei doi coeficienți nu depind de frecvență. Modelul corpului cenușiu simplifică substanțial calculele și din acest motiv se aplică frecvent în calcule.

e) legea lui Lambert, este valabilă pentru emisia corpului absolut negru și stabilește că intensitatea radiației pe suprafața acestui corp nu depinde de unghi și de direcție. În consecință se va obține expresia care determină distribuția energiei în toate direcțiile:

$$d^2 Q/dF \cdot d\omega = (E_{\sigma} \pi) \cdot \cos\varphi \quad (2.136)$$

Corpurile la care radiația se supune legii lui Lambert sunt rare în practică.

### 2.3.3. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎNTRE CORPURI DELIMITATE DE MEDII TRANSPARENTE

La efectuarea calculelor practice a transferului de căldură prin radiație între corpuri delimitate de medii diaterme (transparente) este necesar să se introducă mai multe simplificări. Din acest motiv se consideră inițial că corpurile cu suprafețe de radiație cenușii, prezintă o radiație efectiv difuză și se caracterizează printr-o densitate constantă pe zonele izoterme ale sistemului. În această ipoteză este necesar să se cunoască coeficienții integrali ai radiației termice, a suprafețelor sistemului și repartizarea corpurilor în spațiu.

Situația tipică are în vedere un sistem închis cu o geometrie constantă, compusă din N suprafețe izoterme, având temperatura  $T_i$  și coeficienții de emisie  $\varepsilon_i$  ( $i=1,2,\dots,N$ ). Pentru a calcula schimbul de căldură este necesar să se folosească legile radiației termice, stabilindu-se relația, pentru cazul radiației incidente:

$$E_{rez,i} = E_i / (1 - A_i) - [A_i / (1 - A_i)] \cdot E_{ef,i} \quad (2.137)$$

Această relație leagă radiația proprie, efectivă și rezultanta suprafeței date. Pentru suprafețele cenușii:

$$E_{rez,i} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} [\sigma \cdot T_i^4 - E_{ef}] \quad (2.138)$$

De aici se vede că dacă sunt cunoscute fluxurile efective  $E_{ef}$  a radiațiilor din sistem, atunci se pot determina fluxurile rezultate căutate,  $E_{rez}$ . Expresiile pentru fluxurile efective pentru fiecare suprafață se prezintă sub aspectul :

$$E_{rez,i} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_i^4 + (1 - \varepsilon) \cdot \sum_{i=1}^N E_{rez,i} \cdot \varphi_{i=1}$$

(2.139).

$$E_{\text{rez},N} = \varepsilon_N \cdot \sigma T_N^4 + (1 - \varepsilon_N) \sum_{i=1}^N E_{\text{rez},i} \cdot \varphi_{N-1}$$

În partea dreaptă a acestor relații primele componente reprezintă fluxurile radiației, sumele caracterizează fluxurile radiației care cad pe suprafețele respective. În prezent se utilizează și metode mult mai exacte, la care simplificările sunt mai reduse, iar calculele deosebit de laborioase. Totuși, chiar în experimentări, utilizarea metodei a fost suficient de exactă, mai ales în cazurile în care există în sistem mulți factori perturbatori. Cazurile concrete care se rezolvă doar cu aceste relații sunt:

1- transferul de căldură prin radiație între două corpuri plane și paralele de dimensiuni infinite, fig.2.12:

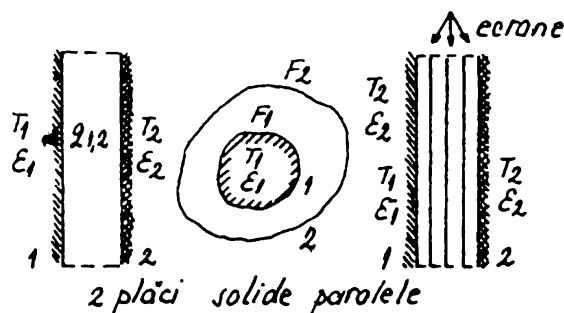


Fig.2.12. Corpuri solide paralele  
a- plăci paralele; b- corpuri cenușii;  
c- suprafețe plane infinite.

$$q_{1,2} = E_{\text{rez},1} = -E_{\text{rez},2} \quad (2.140) \quad q_{1,2}$$

$$= \sigma \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (2.141)$$

2- schimbul de căldură prin radiație între o suprafață cenușie, a unui corp (1) și suprafața cenușie acoperită, fig.2.12.b, care împreună realizează sistemul închis:

$$Q_{12} = E_{\text{rez},1} \cdot F_1 - E_{\text{rez},2} \cdot F_2 \quad (2.142)$$

$$Q_{12} = \sigma \cdot F_1 \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (2.143)$$

Relația 2.142 prin ipotezele de mai sus, este valabilă pentru orice sistem, chiar dacă la puține corpuri, în prima formulă s-a considerat că, corpul respectiv nu are radiație proprie;

3- schimbul de căldură la radiația între două suprafețe plane nelimitate, între care se interpun straturi metalice cu rol de ecran protector, fig.2.12.c. prezintă un caz diferit de cel al suprafețelor:

$$q_{12} = F_1 \cdot \frac{T - T'}{\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon} - 1 + n \left( \frac{2}{\varepsilon} - 1 \right)} \quad (2.144)$$

Această relație se aplică pe scară largă pentru calculul ecranelor termice la  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_e$ . Un ecran reduce fluxul termic radiat de 2 ori, două ecrane de 3 ori, n ecrane de n+1 ori. Un efect mai mare îl au ecranele cu valori mici ale lui  $\varepsilon_e$ .

### 2.3.3.1. COEFICIENȚII UNGHIULARI

Coeficientul unghiular indică, ce proporție din întregul flux termic de radiație radiat de corpul negru cu o anumită suprafață în toate direcțiile atinge suprafața unui alt corp. El a fost studiat în [43], dar trebuie menționat că, rezolvările analitice pe contur închis sunt posibil de rezolvat numai pentru anumite cazuri particulare.

### 2.3.4. TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎNTRE GAZ ȘI SUPRAFAȚA SOLIDĂ A CORPURILOR.

#### 2.3.4.1. PARTICULARITĂȚILE RADIAȚIEI ȘI ABSORBȚIEI GAZELOR

Gazele prezintă caracteristica de a absorbi și de a reflecta energia. Această capacitate este dependentă de gaz. În cazul gazelor mono și biatomice, parțial azotul (N<sub>2</sub>), oxigenul (O<sub>2</sub>), hidrogenul și chiar heliul, pot fi considerate cu suficientă aproximație ca absolut transparente, respectiv diaterme. O capacitate importantă de a reflecta și absorbi energia o au gazele poliatomice, parțial bioxidul de carbon (CO<sub>2</sub>), vaporii de apă (H<sub>2</sub>O), amoniacul (NH<sub>3</sub>), etc.

Spectrele de radiație și absorbție ale gazelor, spre deosebire de corpurile solide, au un caracter selectiv. Procesele de reflexie și absorbție au loc numai în interiorul unui șir de fluxuri discrete ale spectrului, la alte lungimi de undă, aceleași gaze devenind transparente. Particularitățile acestea ale reflexiei și absorbției energiei în gaze, complică calculele transferului de căldură prin radiație la gaze. Pentru a vizualiza mecanismul transferului de energie în volumul de gaz radiat, în majoritatea cazurilor este confortabil să se examineze fenomenele ca flux al particolelor-fotoni, care se deplasează pe o traiectorie rectilinie cu viteza luminii,  $c$ , și având energie diferită. O parte din fotoni este "acaparată" de moleculele gazului, ceea ce duce la creșterea energiei acestuia, respectiv la încălzirea lui. Gazul va acapara numai acei fotoni a căror frecvență corespunde benzii de absorbție din spectrul gazului. Fotonii care au alte frecvențe străbat volumul de gaz fără a ceda energia pe care o au. Se realizează astfel, procesul de absorbție a energiei în volumul gazului. Concomitent cu procesul de absorbție are loc fenomenul invers, respectiv reflexia, care radiază de fapt energie în volumul de gaz. Ca rezultat al mișcării haotice a moleculelor de gaz, a oscilațiilor și a ciocnirilor, moleculele de gaz dispersate primesc un surplus de energie comparativ cu valoarea medie a energiei majorității moleculelor.

Într-un volum macroscopic de gaz, starea acestuia este apropiată de starea de echilibru termodinamic, fiecare volum elementar de gaz radiind fotoni în toate direcțiile cu o intensitate aproximativ egală cu cea cu care absoarbe fotoni.

#### 2.3.4.2. LEGEA DE BAZĂ A SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN MEDIU RADIANT-ABSORBANT

Procesele care se desfășoară concomitent determină structura legii de bază a schimbului de căldură prin radiație într-un mediu radiant-absorbant:

$$dI_{\nu} = a_{\nu} (I_{0, \nu} - I_{\nu}) \cdot dt \quad (2.145)$$

în care  $I_{\nu}$  - intensitatea spectrală a radiației pe direcția axială,  $a_{\nu}$  - coeficientul spectral de absorbție. Acest coeficient presupune în sine o caracteristică fizică a

gazului ce depinde de natura, temperatura, presiunea lui, dar și de frecvența de radiație. Se poate pune în evidență amortizarea oscilației energetice pentru un volum elementar de lungimile  $dl$  și cu o suprafață de bază egală cu unitatea, fig.2.13:

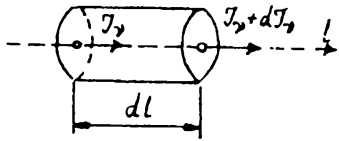


Fig.2.13.Schimbarea intensității radiației în mediu

radiant-absorbant, pe lungimea  $dl$ .

Analizând relația:

$$E_{\nu} = \frac{I_{\nu}}{\pi} = \frac{2 \cdot \pi \nu}{c} \cdot \frac{1}{\exp(h\nu/kT) - 1} \quad (2.146)$$

se întâlnesc următoarele cazuri:

- 1-echilibru radial,  $l_0 = l$ , în fiecare punct al volumului de gaz, temperatura în volum este constantă;
- 2- absorbția pură a suprafeței izoterme; temperatura gazului se menține constantă și atât de mică încât propria radiație este pretutindeni mai mică decât cea externă ( $l_0 \ll l$ ). Radiație externă se absoarbe parțial în strat, parțial străbate stratul;
- 3- stratul pur de gaz radiat, de suprafață izotermă există, deoarece radiația externă lipsește.

#### 2.3.4.3.RADIAȚIA PROPRIE A VOLUMULUI DE GAZ

În calculele practice, ingineresti, se precizează caracteristicile radiației volumului de gaz ca de exemplu: suma fluxurilor de energie radiată de volumul de gaz, cantitatea energiei absorbite, etc., mărimi care pot fi obținute în general pe baza rezolvării ecuației diferențiale a schimbului de căldură prin radiație (2.145) în condiții de unicitate. Din păcate această cale este insuficient utilizată datorită lipsei unor mărimi caracteristice, în special coeficienții spectrali de radiație și a unor proceduri greoaie și complexe. Radiația proprie a volumelor izoterme de  $CO_2$ , a vaporilor și a altor gaze multiatomice a fost determinată experimental

frecvent în ultimii 30 de ani, stabilindu-se nomograme aplicabile în calculele termotehnice.

### 2.3.5.METODE DE CALCUL A TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ

Relația de calcul a radiației este:

$$E = \varepsilon \sigma \cdot T_g^4 \quad (2.147)$$

Aceasta determină fluxul propriu de radiație a volumului de gaz care străbate stratul din care este format. Într-un caz simplu când volumul este izoterm cu temperatura  $T_g$  este înconjurat de pereți reci, ( $\varepsilon \approx 1$ ) cu o temperatură substanțial mai mică ( $T_s \ll T_g$ ), relația 2.147 cuprinde și fluxul termic rezultat în sistem, deoarece, radiația proprie a pereților și reflexia acestora este neconcludentă. În general, fenomenele sunt complexe, apar reflexii și absorbții repetate, iar coeficientul de absorbție,  $A$  al volumului de gaz, nu este o caracteristică fizică a gazului. El depinde de spectrul radiației incidente și de temperatura gazului. Numai în condiții de echilibru (temperaturile gazului și ale pereților egale) în concordanță cu legea lui Kirchhoff, coeficienții de absorbție și cel de emisie al volumelor de gaz sunt egali  $A = \varepsilon$ . Pentru coeficientul de absorbție al volumului de gaz cu temperatura, în raport cu corpul negru, au fost obținute următoarele dependențe empirice [41]:

- pentru  $CO_2$ :

$$A_{g,s} = \varepsilon_{g,s}^{\text{CO}_2} (T_g/T_s)^{0,65} \quad (2.148)$$

-pentru  $H_2O$  :

$$A_{g,s} = \varepsilon_{g,s}^{\text{H}_2\text{O}} (T_g/T_s)^{0,45} \quad (2.149)$$

Dacă pereții sunt cenușii (cazul real) atunci în sistem apar și scurte reflexii, iar calculul se complică. La valori relativ mari ale coeficienților de emisie a

peretilor ( $> 0,8$ ) pentru calcule aproximative este suficient să se considere numai primele reflexii. Această simplificare conduce la relația:

$$Q = \varepsilon_{g,s} \cdot \sigma \cdot F (\varepsilon \cdot T_g^4 - A_{g,s} \cdot T_s) \quad (2.150)$$

în care apare coeficientul redus de radiație  $\varepsilon_{g,s} = 0,5(1 + \varepsilon_g)$ .

O altă metodă similară se bazează pe ipoteza că, coeficientul spectral de absorbție a gazului nu depinde de lungimea de undă și este identic în limitele benzilor spectrului. Deși această ipoteză se realizează numai parțial, oferă posibilitatea realizării unei metode de calcul destul de universală. Pentru fluxurile energetice efective ale gazului și ale peretilor se pot stabili mai multe relații [43].

Cea mai utilizată relație rămâne :

$$Q = \sigma \cdot F \frac{\varepsilon_1(T_1)T_1 - \varepsilon_2(T_2)T_2}{\frac{1}{\varepsilon_1 + \varepsilon_2} - 1} \quad (2.151)$$

Pentru calcule pe baza acestei relații trebuie știuți neapărat coeficienții de emisie ai volumului de gaz la o lungime infinită a razei. Aceste date sunt cunoscute până acum, de aceea se pot extrapola datele experimentale existente. Pentru  $H_2O$  și  $CO_2$ , valorile coeficienților de emisie sunt cele din fig.2.14. Din acest motiv, și pentru calculul radiației termice se poate utiliza metoda elementului finit, sistemul neizoterm, și învelișul săi fiind împărțite într-un număr finit de volume și suprafețe, care se pot considera apropiate de cel izoterm, scriindu-se ecuațiile de schimb de căldură pentru fiecare astfel de element (Anexa II)

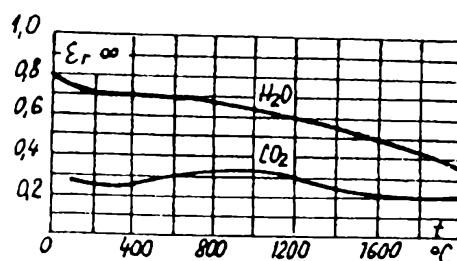


Fig.2.17. Coeficienții de emisie ai vaporilor de apă și ai bioxidului de carbon.



## 2.4.CONCLUZII

S-a demonstrat că în timpul laminării la un laminor bluming, cea mai mare cădere de temperatură nu trece de  $50^{\circ}\text{C}$  [125], fără a ne referi la factorii care determină scăderea temperaturii și nici la factorii care conduc la scăderea acesteia, pe ansamblu, constatând din măsurătorile realizate la linia de laminare, că are loc de fapt creșterea acesteia.

În același timp, din punct de vedere al temperaturii de încălzire, oțelurile pot fi împărțite în două categorii: oțeluri cu și fără transformări de fază în stare solidă. Din prima categorie fac parte oțelurile perlitice, martensitice și ledeburitice, iar din a doua categorie oțelurile inoxidabile feritice și austenitice.

Pentru oțelurile din prima categorie temperatura de încălzire se stabilește în funcție de interdependența dintre temperatură și deformabilitatea oțelului. În cazul acestor oțeluri structura necorespunzătoare obținută în urma laminării, la temperaturi mai ridicate sau mai coborâte decât cea necesară poate fi refăcută printr-un tratament termic de recoacere sau normalizare. Refacerea structurii va reduce proprietățile mecanice la valorile corespunzătoare mărcii de oțel, gradului de deformare plastică la cald și tratamentului termic aplicat.

În cazul oțelurilor din a doua categorie, adică al oțelurilor monofazice, structura grosolană obținută la sfârșitul deformării plastice la cald, nu poate fi refăcută prin tratament termic. Refacerea structurii în acest caz este posibilă numai prin repetarea deformării plastice.

Deci, indiferent de tipul de oțel, refacerea structurii presupune un consum suplimentar de combustibil pentru încălzire suplimentară în vederea deformării plastice sau tratamentului termic; este necesară încălzirea uniformă în incinta cuptorului, urmărindu-se ca toate cele trei tipuri de transfer de căldură să se desfășoare corespunzător.

## CAP.3.CERCETĂRI PRIVIND ARZĂTORUL MULTIJET

### 3.1.PROCESE LA ARDEREA GAZULUI NATURAL

. Analizându-se experimental influența exercitată de viteza de laminare asupra rezistenței de deformare a oțelului [1];[2];[3], temperatura de laminare a variat între 800<sup>0</sup>-1200<sup>0</sup>C și sa constatat că exponentul rezistenței la deformare a diferitelor oțeluri crește atât cu creșterea temperaturii cât și cu gradul de deformare. La scară industrială, încălzirea lingourilor și semifabricatelor în vederea deformării plastice din LDS se realizează în cazul lingourilor în cuptoare adânci cu flacără întoarsă.

.În cadrul activității de cercetare [19];[20];[21], am constatat că tendința actuală în ceea ce privește arzătoarele se bazează pe reducerea coeficientului excesului de aer și pe micșorarea energiei primare necesare fenomenului de pulverizare și formare a amestecului carburant punându-se baza pe gospodărirea corespunzătoare a acestuia.

Tipurile de arzătoare utilizate sunt foarte diferite, iar mărimile care intervin în diferitele procese de ardere atât în sistemul mono cât și în cel multijet se intercondiționează reciproc [22],[23]. Din acest motiv se impune prezentarea unor considerații privind definirea limitelor și stabilirea conturului de lucru urmărit.

Modul de tratare teoretică a problemei arderii devine cu atât mai complex cu cât numărul factorilor de influență considerați este mai mare, între aceștia apărând o multitudine de legături.

Deși nu va fi menționat în ceea ce tratez, deosebit de interesant este cazul arzătorului cu două presiuni de injecție a gazului natural [16] în scopul utilizării la cuptoarele Martin; constatând că nu realizează o lungime și o rigiditate a flăcării necesară acestor cuptoare, una din utilizările probabile, (neverificate însă practic) o reprezintă cuptoarele adânci cu flacără întoarsă.

#### 3.1.1 Flacără turbulentă în spațiu limitat

Deși există și flacără laminară, datorită vitezei mici de desfășurare a arderii în

aceasta, comparativ cu flăcără turbulentă, se utilizează rar în instalațiile industriale.

Indiferent de tipul flăcării, jetul de amestec combustibil prezintă trei forme de jeturi libere, fig.1.1.

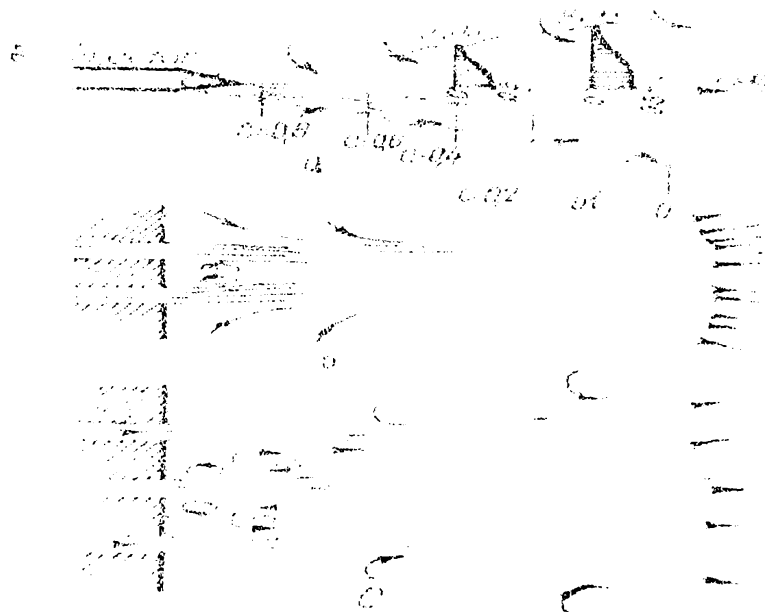


Fig. 3.1 Forme de jeturi libere

a - cu secțiune circulară; b - cu secțiune axială; c - jeturi libere coaxiale.

Relativ la aceste jeturi există foarte multe studii și teorii [24]; [44]; [45], iar în ceea ce privește flăcără turbulentă, au apărut în timp mai multe concepții:

- concepția Damkochler;
- modelul Șcelkin;
- modelul Karlovitz și colaboratorii;
- modelul Scurlack - Grover
- concepția Summerfield asupra propagării flăcării turbulente;
- concepția Spalding, și altele.

După cum se observă, deși enumerarea ar mai putea continua, există foarte multe studii în acest domeniu.

Pentru a stabili modelul matematic, al calculului diferiților parametri ai flăcării, (lungimea flăcării, viteză de ardere, impuls, etc.) este necesar să se determine câmpul de amestecare al flăcării.

În cazul flăcărilor turbulente de difuziune (fig.3.2) lungimea flăcării turbulente

de difuziune se poate calcula relativ ușor [46].

Problemele se complică atunci când se pune problema intensificării arderii și poate una dintre cele mai interesante probleme, pe care de fapt am și tratat-o pe parcurs este influența turbionării jetului și construcției arzătorului asupra intensificării flăcării.

În general intensificarea arderii este dependentă de construcția arzătorului, iar

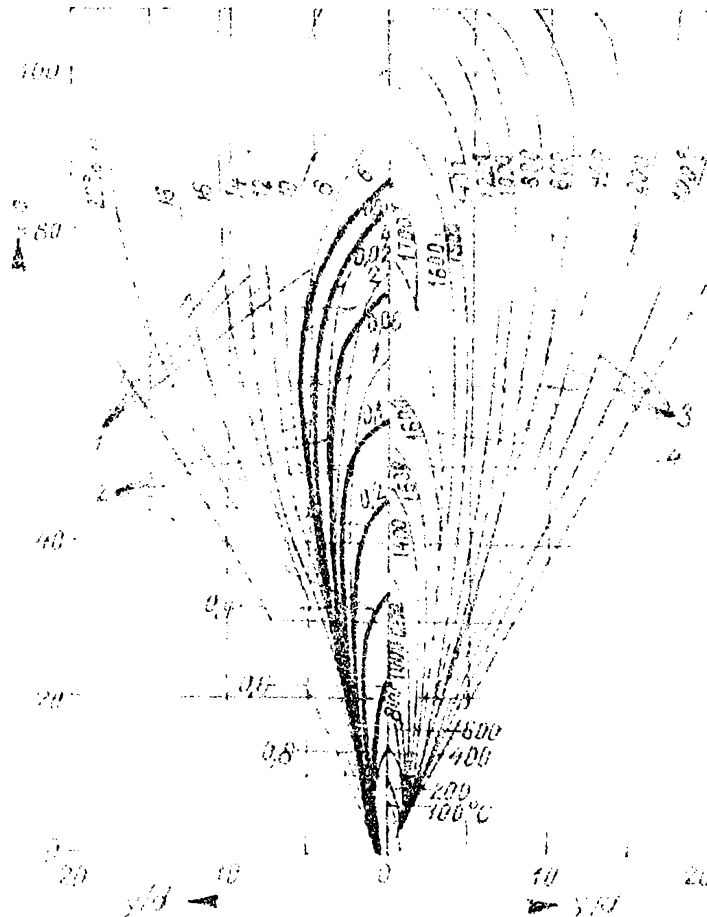


Fig. 3.2 Câmpul de amestecare dintre reactanți  
la o flacără turbulentă de difuziune.

1-linii de conținut egal de  $O_2$ ; 2-linii de egală putere calorică;

3-linii izometrice; 4-curba de temperatură maximă.

pentru același arzător de presiunea de injecție a combustibilului, de viteza acestuia la gura arzătorului, de raportul dintre viteza axială în această secțiune și viteza tangențială a jetului și nu trebuie să pierdem din vedere că turbionarea excesivă are drept consecință scurtarea flăcării ceea ce este un impediment la utilizarea în aceste situații, la cuptoarele adânci.

### 3.2.CERCETĂRI TEORETICE ȘI PRACTICE PRIVIND ARDEREA GAZULUI NATURAL ÎN SISTEM DE JETURI MULTIPLE

Jeturile de amestec de combustibil sunt limitate de camera de ardere, fiind în același timp și influențate de recirculația din această cameră. În cazul cuptoarelor adânci această influență este și mai mare datorită așezării lingourilor pe suprafața acesteia.

Având în vedere acest aspect este importantă aplicarea unor coeficienți de corecție care să asigure o imagine matematică corectă și completă, iar pentru a concluziona ceea ce se întâmplă în cazul jeturilor multiple este necesar să cunoaștem ceea ce se întâmplă la recirculare în cazul monojetului.

Legătura între parametrul de recirculație al monojetului și sistemul de două jeturi se definește astfel:

- pentru monojet avem:

$$\theta_1 = \frac{m_{01} - m_{j1}}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L} \quad (3.1)$$

astfel:

$$\frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{\frac{m_{01} - m_{j1}}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{\frac{m_{02} - m_{j2}}{m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{L} \cdot 2} \quad (3.2)$$

Exprimat în funcție de parametrul de recirculație echivalent pentru sistemul de două jeturi:

$$\frac{\theta_1}{\theta_{2t}} = \frac{\frac{m_{01} - m_{j1}}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{\frac{2m_{02} - m_{j2t}}{2m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{L} \cdot 2} \quad (3.3)$$

Acest raport exprimat în funcție de coeficienții  $Y$  și  $x$  ținând seama de relațiile (3.15), (3.16) din [72] devine:

$$\frac{\theta_1}{\theta_{2t}} = \frac{m_{01} + m_{j1} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m_{01} + \psi_{02} \cdot \frac{1}{\xi_{02}} \cdot m_{j1} + 0,707 \frac{r_{01}}{L} \cdot 2} \quad (3.4)$$

Din care:

$$\theta_{2t} = \theta_1 \cdot \frac{m_{01} + \psi_{02} \cdot \frac{1}{\xi_{02}} \cdot m_{j1}}{m_{01} + m_{j1}} \cdot 1,414 \quad (3.5)$$

notând:

$$\frac{m_{01} + \psi_{02} \cdot \frac{1}{\xi_{02}} \cdot m_{j1}}{m_{01} + m_{j1}} \cdot 1,414 = \Omega_{02} \quad (3.6)$$

rezultă:

$$\theta_{2t} = \Omega_{02} \cdot \theta_1 \quad (3.7)$$

în care:

$$\Omega = f(m_{01} \cdot L \cdot \varphi \cdot d_{01} \cdot \Delta) \quad (3.8)$$

este denumit factor de atenuare a parametrului de recirculare datorat diviziunii monojetului în sisteme de jeturi multiple, depinzând de masa totală a fluidului jetului, de L, de unghiul de evazare al jetului, de diametrul echivalent al ambrazurii și de gradul de asimetrie față de axa focarului, acesta fiind o caracteristică bine precizată pentru o structură de jeturi multiple dată.

Vom trata în cele ce urmează, unele probleme ale jetului dublu (bijet) asimetric și a quadrijetului simetric, respectiv, asimetric, după modelul prezentat mai sus.

### 3.2.2. Aspectul recirculației la două jeturi paralele limitate, asimetrice

Având definite noțiunile mărimilor care intervin în calculul recirculației jeturilor multiple, în cele ce urmează se vor trata direct aceste aspecte. În figura 3.4. este prezentată schematic structura bijetului asimetric, în care se vede faptul că mărimea  $D > L/2$ , în cazul a),  $D < L/2$  iar în cazul b),  $D = d_{02}$ , față de cazul  $D = L/2$ , apar modificări, modificându-se factorul  $\Psi$  și  $x$ , relațiile care descriu acest lucru definindu-se în cele ce urmează, astfel (vezi fig.2.3):

$$x_{002}^{as} = x_{00} \bullet \frac{L - 1,414 d_{01}}{L - d_{01}} \quad (3.9)$$

Având în vedere faptul că jeturile sunt tangente interioare (vezi fig. 2.3) încă de la ieșirea din ambrazură, urmează ca relația (2.2) să fie corectată cu un factor definit de raportul  $l/l_t$ , unde  $l$  este lungimea arcului de cerc 1-5, iar  $l_t$ , lungimea cercului de diametru  $L_{02}$ , astfel:

$$l = \left( \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{d_{02}}{L - d_{02}} \right) (L - d_{02}) \quad (3.10)$$

$$\text{iar: } L_{02} = L - d_{02}, \text{ deci: } l_t = \pi (L - d_{02}) \quad (3.11)$$

Masa de amestec utilizată va fi în aceste circumstanțe:

$$m_{j2}^{as} = m_{02} \left( 0,20 \cdot \frac{l}{l_t} \cdot \frac{x_{002}}{r_{02}} - 1 \right)$$

$$m_{j2}^{as} = m_{02} \left[ 0,20 \frac{\left( \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{d_{02}}{L - d_{02}} \right) (L - d_{02}) \cdot \frac{x_{0,02}}{r_{02}} - 1}{(L - d_{02})} \right] \quad (3.12)$$

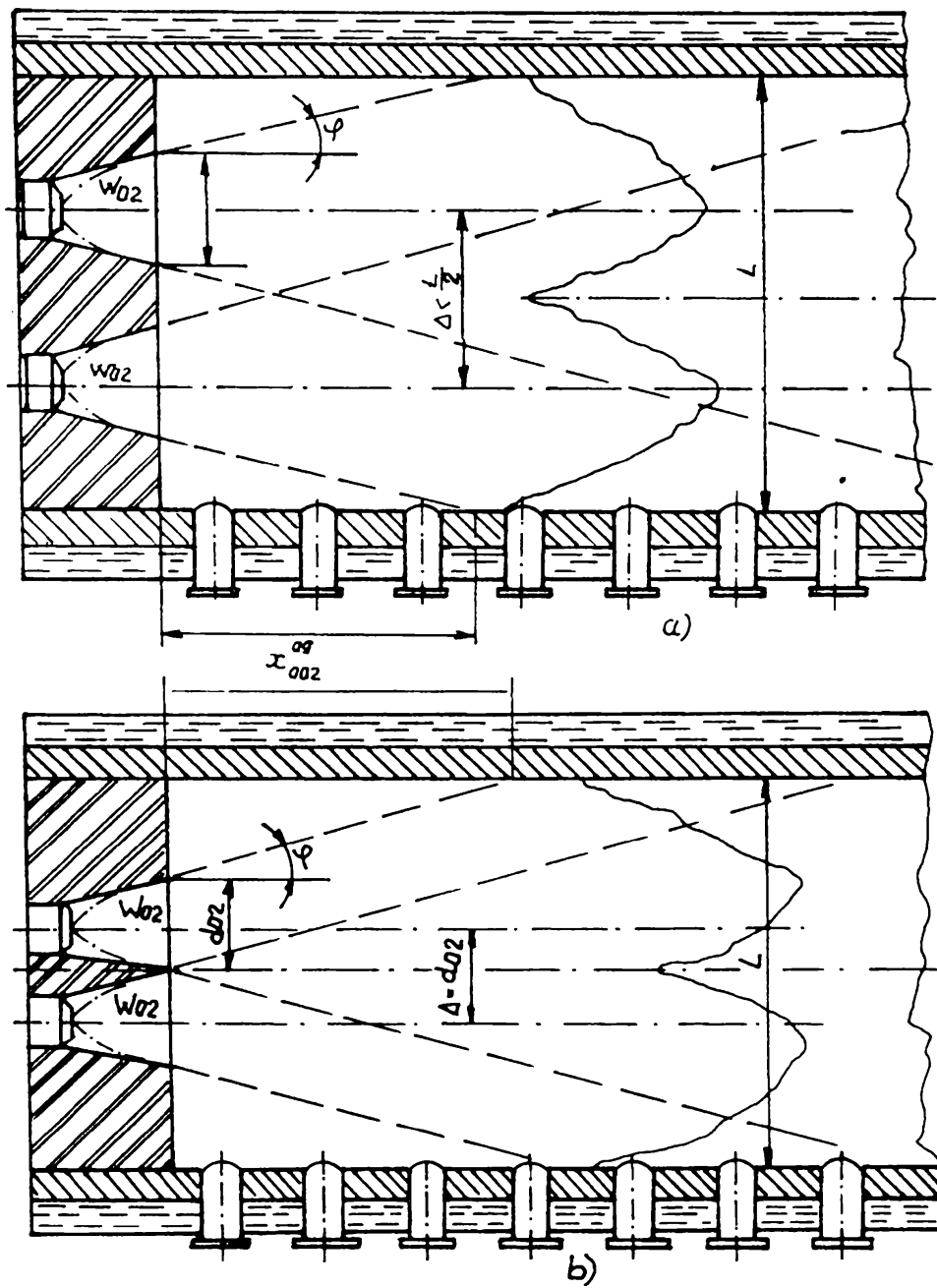


Fig. 3.3 Jeturi paralele asimetrice, limitate.



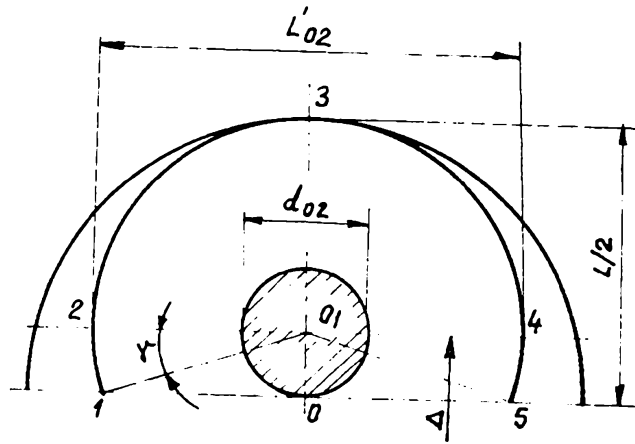


Fig.3.4. Vedere din față a semibijetului.

respectiv:

$$m_{j2}^{as} = m_{02} \cdot [0,20 \cdot \frac{x_{002}}{r_{02}} \cdot (\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \arcsin \frac{d_{02}}{L-d_{02}}) - 1] \quad (3.13)$$

Pentru sistemul de două jeturi :

$$m_{j2t}^{as} = 2 m_{j2}^{as}, \text{ inlocuind } x_{002} \text{ cu } x_{002}^{as}$$

aceasta fiind o funcție de  $f_{(x00)}$  și  $r_{02}$  cu  $0,707 d_{01} / 2$ , se obține:

$$m_{j2t}^{as} = m_{01} \cdot [0,20 \cdot \frac{x_{00}}{0,707 d_{01}} \cdot \frac{L-1,414 d_{01}}{L-d_{01}} (1 + 2 \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L-0,707 d_{01}}) - 1] \quad (3.14)$$

sau aducând-o la forma relației (2.4), rezultă:

$$m_{j2t}^{as} = m_{01} [0,20 \cdot x_{00} \cdot \frac{1,414L-2d_{01}}{Ld_{01}-d_{01}^2} \cdot (1 + \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L-0,707 d_{01}}) - 1]$$

Iar relația (3.10) devine:

$$m_{j21}^{as} = m_{j1} \cdot \frac{0,20 \cdot x_{00} \cdot \frac{1,414L - 2d_{01}}{Ld_{01} - d_{01}^2} \cdot \left(1 + \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L - 0,707 d_{01}}\right) - 1}{0,20 x_{00} \cdot \frac{2}{d_{01}} - 1}$$

rezultând:

$$\psi_{02}^{as} = \frac{0,20 \cdot x_{00} \cdot \frac{1,414L - 2d_{01}}{Ld_{01} - d_{01}^2} \cdot \left(1 + \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L - 0,707 d_{01}}\right) - 1}{0,20 x_{00} \cdot \frac{2}{d_{01}} - 1} \quad (3.15)$$

Iar coeficientul  $x_{02}$ , așa cum a fost definit conform relației [1]; (3.26) devine variabil, funcție de D (vezi fig. 3.4), astfel:

$$S_{02}^{as} = \sqrt{\frac{A_{02}^{as}}{A_{01}}} \quad (3.16)$$

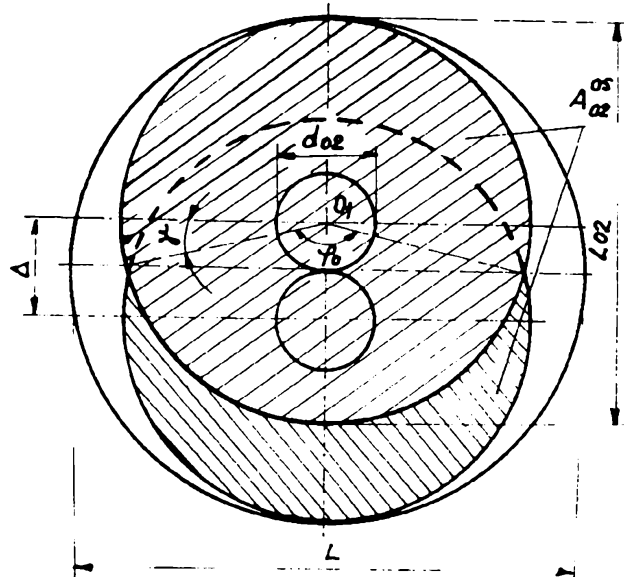


Fig.3.5.Bijetul

Conform datelor din fig. 3.5. rezultă:

$$A_{02}^{as} = \frac{(L - 0,707 d_{01})^2}{4} \cdot \left[ 2\pi - \sin\left(\pi - 2 \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L - 0,707 d_{01}}\right) - \left(\pi - 2 \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{L - 0,707 d_{01}}\right) \right] \quad (3.17)$$

dedusă din relația generală care este de forma:

$$A_{02}^{as} = \frac{\pi L_{02}^2}{4} \cdot \frac{L_{02}^2}{2} \left( \pi + \sin \varphi - \frac{\varphi \pi}{180^\circ} \right) \quad (3.18)$$

iar:

$$\varphi = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{d_{02}}{L - d_{02}}$$

În baza relației ( 3.16 ) rezultă variabilitatea lui  $x^{as}$  în funcție de D .

Având definite  $x^{as}$  și  $\Psi^{as}$  se poate defini  $\Omega^{as}$ , și:

$$\Omega_{02}^{as} = \frac{m_{01} + \Psi_{02}^{as} \cdot \frac{1}{x^{as}} m_j l}{m_{01} + m_j l} \cdot 1,114 \quad (3.19)$$

### 3.2.3 Caracteristicile recirculației la patru jeturi paralele limitate, axial simetrice (quadrijet)

În mod asemănător cu cele prezentate în 3.2.1 se determină mărimile caracteristice ale quadrijetului (vezi fig.3.6).

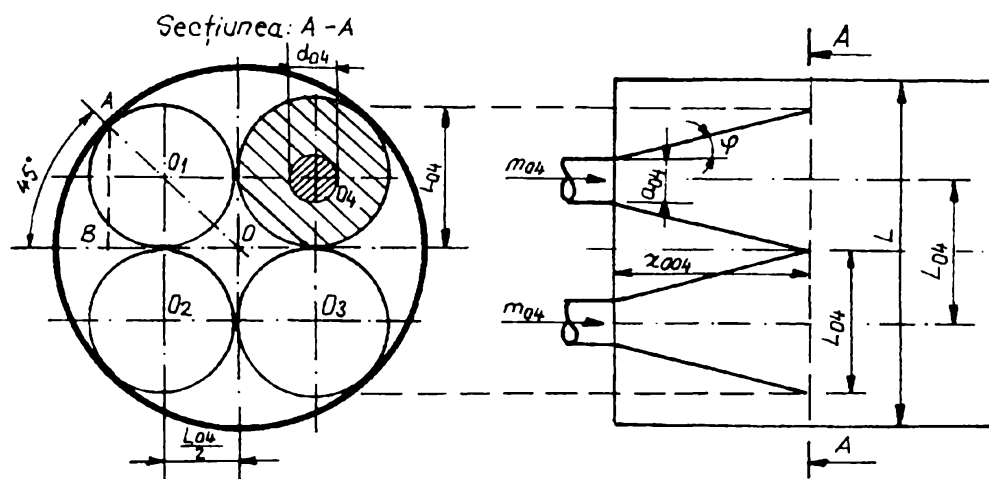


Fig.3.6.Schema ansamblului quadrijet

Din fig. 3.6 se demonstrează că :

$$L_{04}=2r_{04}=0,414L.$$

Ținând seama de ecuația continuității fluxului de combustibil și aer și de similitudinea cinematică se poate scrie:

$$d_{04} \cong d_0 \left( \frac{L \cdot m_{01}}{m_{01}} \right)^2 = 0,5 \cdot d_{01} \quad (3.20)$$

Pentru aceleași condiții privind  $\varphi \cong 25^\circ = \text{constant}$  și în ipoteza de altfel valabilă și pentru cazurile anterioare, s-a considerat dezvoltarea jeturilor numai până în momentul stingerilor tangente (fără intersecții și suprapuneri), astfel:

$$x_{004} = x_{00} \cdot \frac{0,414 \cdot L - 0,5 \cdot d_{01}}{L - d_{01}} \quad (3.21)$$

$$m_{j4} = m_{04} \left( 0,20 \cdot \frac{x_{004}}{r_{04}} - 1 \right) \quad (3.22.a)$$

$$m_{j4t} = 4m_{j4} = m_{01} \left( 0,20 \cdot \frac{x_{004}}{r_{04}} - 1 \right) \quad (3.22.b)$$

respectiv:

$$m_{j4t} = m_{01} \left( 0,20 \cdot \frac{x_{00} \cdot \frac{0,414L - 0,5d_{01}}{L - d_{01}}}{0,5d_{01}} - 1 \right) \quad (3.22.c)$$

cu acestea:

$$m_{j4t} = m_{j1} \cdot \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,818L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1} \quad (3.23)$$

de unde:

$$\psi_{04} = \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,818L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1} \quad (3.24)$$

În ceea ce privește factorul  $x_{04}$ , acesta va fi:

$$\xi_{04} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\pi L_{04}^2}{4}}{\frac{\pi L^2}{4}}} = \sqrt{4 \cdot 0,414^2} = 0,828 = ct. \quad (3.25)$$

iar relația (3.5) devine:

$$\frac{\theta_1}{\theta_{4t}} = \frac{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{4 m_{04} + m_{j4t} \cdot \frac{r_{04}}{L_{04}}} \quad (3.26)$$

cu înlocuirile corespunzătoare:

$$\frac{\theta_1}{\theta_{4t}} = \frac{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{m_{01} + m_j l \cdot \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,818L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{00}} - 1} \cdot \frac{0,25 d_{01}}{0,414L}} \quad (2.31)$$

în care:

$$\Omega_{04} = \frac{\frac{1}{m_{01}} \left( m_{01} + m_j l \cdot \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,818L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1} \right) \cdot \frac{0,25 d_{01}}{0,414L}}{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}} \quad (3.32)$$

În relațiile (3.30) - (3.32) nu s-a ținut seama și de factorul  $x_{01}$  definit conform relației (3.29) ca o mărime constantă. Dacă se ține seama și de aceasta  $\Omega_{04}$  devine:

$$\Omega_{04} = \frac{\frac{l}{m_{01}} (m_{01} + m_j l \cdot 0,828 \cdot \frac{l}{0,20 \cdot r_{01}} \cdot \frac{0,20 \cdot x_{00} \cdot 0,818L - d_{01} - l}{L - d_{01}} - 1) \cdot \frac{0,25 d_{01}}{l}}{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}} \quad (3.33)$$

sau simplificat:

$$\Omega_{04} = 1,2225 \cdot \frac{m_{01} + m_j l \cdot \psi_{04} \cdot \frac{l}{\xi_{04}}}{m_{01} + m_j l} \quad (3.34)$$

### 3.2.4 Recirculația la patru jeturi paralele limitate, dintre care un jet central

Modul de rezolvare a problemei fiind asemănător, în fig. 3.7. este reprezentată schematic amplasarea pe secțiunea transversală a focarului a celor patru jeturi paralele axiale.

Rezultă:

$$L_{04} = \frac{l}{3} \cdot L \cong 0,333L$$

$$x_{004} = x_{00} \cdot \frac{0,333L - 0,5 d_{01}}{L - d_{01}} \quad (3.35)$$

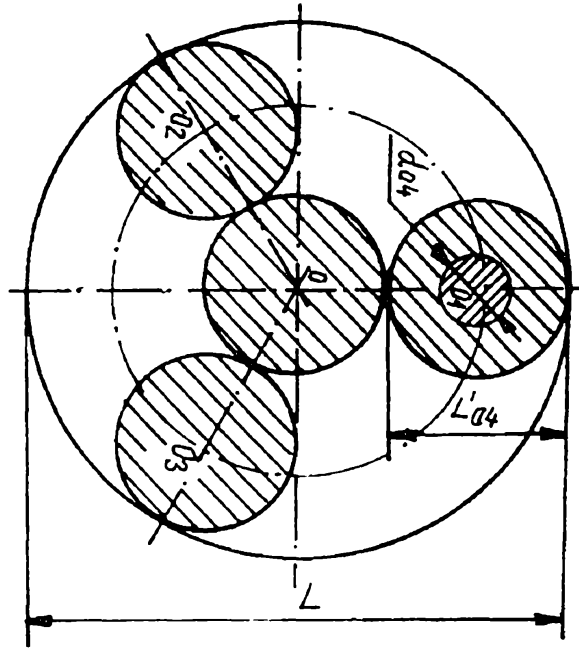


Fig. 3.7 Schema a patru jeturi paralele, dintre care unul central.

$$\xi_{04} = \sqrt{\frac{4\pi L_{04}^2}{\pi L^2}} = \sqrt{4 \cdot 0,333^2} = 0,666$$

$$m_j 4l = m_j l \cdot \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,666L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1} \quad (3.36)$$

de unde:

$$\psi_{04} = \frac{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} \cdot \frac{0,666L - d_{01}}{L - d_{01}} - 1}{0,20 \cdot \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1} \quad (3.37)$$

iar relația (3.29) devine:

$$\frac{\theta_1}{\theta_{j1}} = \frac{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{\frac{4m_{04} + m_j 4l}{4m_{04}} \cdot \frac{r_{04}}{L_{04}}} \quad (3.38)$$

rezultând:

$$\Omega_{04} = \frac{\frac{m_{01} + m_j 4l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{04}}{L_{04}}}{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}} \quad (3.39)$$

ținând seama și de valoarea factorului  $x_{04}$  :

$$\Omega_{04} = \frac{\frac{m_{01} + m_j 4l}{m_{01}} \cdot \frac{1}{x_{04}} \cdot \frac{r_{04}}{L_{04}}}{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}} \quad (3.40)$$

$$\theta_{j1} = \Omega_{04} \cdot \theta_1 \quad (2.41)$$

Din relațiile (2.36) și (2.41) se desprinde faptul că în sistemele multijet de patru jeturi (quadrijet) cantitatea de fluid recirculată scade față de situația monojetului, acest lucru putând avea efecte favorabile asupra micșorării coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , prin acestea reducându-se energia auxiliară necesară procesului de pulverizare și formarea amestecului de combustibili lichizi și evident micșorându-se sensibil lungimea flăcărilor.

Din exemplele prezentate se poate deduce o definiție generală a factorului de atenuare  $\Omega$  pentru parametrul de recirculație  $\theta$  în cazul jeturilor multiple.

### 3.2.5 Definiția generală a factorului de atenuare pentru parametrul de recirculație $q$ , în cazul jeturilor multiple

Conform relației (2.10)



$$\Omega = f(m_{01}, L, \varphi, d_{01}, \Delta)$$

este denumit factor de atenuare a parametrului de recirculație  $\theta$ , datorat diviziunii monojetului în suma de jeturi multiple depinzând de masa totală a fluidului jetului, de diametrul echivalent al focarului  $L$ , de unghiul de evazare al jetului  $\varphi$ , de diametrul echivalent al abrazurii și de gradul de asimetrie față de axa focarului  $D$  și față de generatoarele focarului, acest factor  $\Omega$  astfel definit este o caracteristică a sistemului de jeturi multiple.

Considerând monojetul divizat în bijet, adică conform relației (2.2)

$$\theta_2 = \frac{1}{c_{00}} \cdot \frac{r_{02}}{\left(\frac{L}{2}\right)} \cdot \frac{m_{02} + m_1}{m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{\left(\frac{L}{2}\right)} \quad (3.42.)$$

în secțiunea  $x_{002}$  după (3.31):

$$\theta_2 = \frac{m_{02} + m_1}{m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{\left(\frac{L}{2}\right)} \quad (2.42.a)$$

care este întotdeauna mai mică decât  $\theta_1$ ,

Se definește  $\theta_{2ech}$  :

$$\theta_{2ech} = \frac{2m_{02} + m_1}{2m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{L} \quad (2.43)$$

pentru întreg spațiu de lucru al focarului, considerându-se încărcat numai cu un jet din sistemul bijet.

Ținând seama de relația (3.21) :

$$\theta_{2ech} = \frac{\theta_{21}}{2} \quad (3.43.a)$$

Făcând :

$$\frac{\theta_1}{\theta_{2ech}} = \frac{\frac{m_{01} + m_j l}{m_{01}} \cdot \frac{r_{01}}{L}}{\frac{2 m_{02} + m_{j2t}}{2 m_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{L}}$$

cum:  $m_{01} = 2m_{02}$  (prin definiție):

$$\theta_{2ech} = \theta_1 \cdot \frac{m_{01} + m_j 2l}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{02}}{r_{01}} \quad (3.44)$$

cum însă  $m_{j2t} < m_{j1}$  și  $r_{02} < r_{01}$ , rezulta ca  $q_{2ech} < q_1$  în toate cazurile. De aici trecând pentru cazul a "n" jeturi se obține:

$$\theta_{nech} = \theta_1 \cdot \frac{m_{01} + m_{jnt}}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{on}}{r_{01}} \quad (3.45)$$

$$q_{nech} < \dots < q_{2ech} < q_1$$

pentru ca:

$$m_{jnt} < \dots < m_{j2t} < m_{j1}$$

(3.46)

$$r_{on} < \dots < r_{02} < r_{01}$$

-

De aici se poate trece la definirea factorului  $\Omega$ , întâi pentru cazul bijetului și apoi pentru cazul general pentru "n" jeturi.

Din relația (3.43)

$$q_{2ech} = q_1 \Omega_2 \quad (3.47)$$

unde:

$$\Omega_2 = \frac{m_{01} + m_{jnt}}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{on}}{r_{01}} \quad (3.48)$$

Pentru cazul general ("n" jeturi):

$$\theta_{nech} = \theta_1 \cdot \Omega_n \quad (3.49)$$

în care:

$$\Omega_n = \frac{m_{01} + m_{jnt}}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{0n}}{r_{01}} \quad (3.50)$$

cu aceeași observație că:

$$\Omega_n < \dots < \Omega_2$$

pentru că sunt îndeplinite simultan condițiile:

$$m_{jnt} < \dots < m_{j2t} < m_{j1}$$

și

$$r_{0n} < \dots < r_{02} < r_{01} \quad (3.51)$$

înlocuind în relația (2.50), conform relației (2.1):

$$m_{jnt} = \Psi_{0n} \cdot \frac{l}{\xi_{0n}} \cdot m_j l$$

în consecință:

$$\Omega_n = \frac{m_{01} + \Psi_{0n} \cdot \frac{l}{\xi_{0n}} \cdot m_j l}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{0n}}{r_{01}} \quad (3.52)$$

relație care exprimă definirea factorului de atenuare pentru parametrul de recirculație  $q$  în cazul divizării unui jet de combustibil dat în sumă de "n" jeturi paralele.

Cazurile particulare intervin în mod evident prin mărimile  $\Psi_{0n}$  și  $1/\xi_{0n}$ .

Având definite aceste elemente se poate trece la un studiu detaliat al acestor mărimi, particularizând situațiile pentru cazul a două jeturi paralele simetrice, asimetrice, trei jeturi, patru jeturi și cinci jeturi.

În cele ce urmează sunt redată două din aceste situații.

### 3.3 .PARAMETRII RECIRCULAȚIEI ÎN SISTEME DE JETURI MULTIPLE

Luând în considerare problemele stabilite în 3. 2 și cele obținute în 3. 2.5,

privind aspectele obținute din definirea generala a factorului de atenuare  $\Omega$  pentru parametrul de recirculație  $\theta$  în cazul jeturilor multiple, în continuare sunt prezentate rezultatele comparative calculate pentru parametrii recirculației în cazul jeturilor multiple față de monojet.

Aceste rezultate sunt prezentate în tabele pentru cazurile teoretice prezentate în 3.2 privind bijetul paralel simetric și asimetric quadrijetul paralel simetric și quadrijetul paralel cu un jet central, punându-se în evidență aspectele concrete urmărite sub raportul influenței diviziunii jeturilor asupra parametrilor de recirculație.

În ceea ce privește jetul dublu (bijetul) paralel simetric, rezultatele obținute sunt trecute în tabelul 3.1, în care s-au utilizat următoarele notații:  $d_{01}$  este diametrul nominal al ambrazurii (capului ceramic) al arzătorului, în mm.;  $x_{00}$  - distanța de la gura ambrazurii la punctul de intersecție geometric al flăcării cu pereții focarului, mm.;  $x_{002}$  - aceeași distanță în cazul bijetului paralel simetric față de focar, mm.;  $r_{02} = d_{02} / 2$ , raza ambrazurii pentru un jet al bijetului, mm.;  $m_{j1}$  - masa de gaze arse recirculate în cazul monojetului, kg/s;  $m_{j2}$  - masa de gaze arse recirculate în cazul bijetului simetric, kg/s;  $\Psi_{02}$  - coeficient care exprimă diminuarea relativă a cantității de fluid de recirculare în sistemul bijet față de monojet;  $\zeta_{02}$  - coeficient de corecție a lui  $\Psi_{02}$ ;  $\theta_1$  - parametrul derecirculație al monojetului;  $\theta_2$  - parametrul de recirculație al unui jet din sistemul bijetului;  $\theta_{2t}$  - parametrul de recirculație total al bijetului;  $\Psi_{02}$  - factor de atenuare a parametrului de recirculație  $\theta_1$  (al monojetului). Rezultă:

$$m_0 = \frac{D_0 + D_{0aer} \cdot L_{aer}}{3600} \quad [kg / s] \quad (3.53)$$

unde  $L_{aer}$  se ia pentru o valoare dată a coeficientului excesului de aer  $\lambda = 1,6$  și este de  $L_0 = 17,6563 \text{ m}^3\text{N/kg}$  conform calculului procesului de ardere și rezultă cu acestea pentru monojetul de referință:

$$m_0 = \frac{25 \cdot 25 \cdot 1,293 \cdot 17,6563}{3600} = 0,16548 \text{ kg / s}$$

$x_{00}$  s-a determinat conform relației:

$$x_{00} = \frac{l - d_{01}}{21g}$$

pentru  $L = 600$ , care este diametrul hidraulic echivalent al focarului,  $\varphi = 12^{\circ}30'$  este unghiul de evazare al ambrazurii (capului ceramic) al arzătorului, ambrazura având diametrul la ieșire  $d_{01}$ , care în tabelul 3.1a luat succesiv valorile de 140, 150, 160, 180, 200 mm, valorile uzuale întâlnite în practică pentru debite de 25 kg/h.

În relația lui  $m_0$  (3.1) valoarea coeficientului excesului de aer  $\lambda$  s-a luat de 1,6 aceasta fiind o valoare medie de asemenea uzuală în practica proceselor de ardere a combustibililor lichizi în cuptoare de forjă și tratamente termice, în instalații de încălzire centrală și de forță.

Conform celor stabilite în §.2.3, parametrul de recirculație echivalent pentru bijet se determină cu relația (3.42), cu acesta de altfel se lucrează în calcule și în studiile comparative. Factorul de atenuare a recirculației în cazul sistemului bijet față de monojet se pune în evidență prin raportul  $q_1/q_{2ech}$ , adică:

$$\theta_{2ech} = \theta_1 \cdot \Omega_2 \quad (3.54)$$

unde:

$$\Omega_2 = \frac{m_{01} + m_{j2t}}{m_{01} + m_j} \cdot \frac{r_{02}}{r_{01}} \quad (3.55)$$

În mod asemănător cu cele prezentate pentru sistemul de jeturi duble (bijet) paralel, simetric sau efectuat calculele și pentru sistemul de bijet paralel nesimetric, rezultatele fiind prezentate în tabelul 3.2, unde nu au fost trecute decât mărimile care îl definesc ca aparte față de bijetul axial simetric.

Mărimea:  $x_{002}$  s-a calculat cu relația (3.11), iar:  $l$  cu relația (3.12),  $l_t$  cu (3.13), iar restul mărimilor cu relațiile definite la §3.2.2, cu o mențiune în plus pentru mărimea:  $q_2$  definită cu :

$$\theta_2^{as} = 0,20 x_{00} \frac{l - l_t + d_{01}}{l(l - d_{01})} \left( 1 + \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{0,707 d_{01}}{l - 0,707 d_{01}} \right) \quad (3.56)$$

de asemenea la bijetul axial simetric s-a definit pentru tot spațiul de lucru al focarului:  $q_{2ech}$  - (vezi ec. 3.42), ceea ce exprimă că  $q_{2ech} = q_{2t} / 2$ . De aici se definește conform relației generale (3.52)

$$\Omega_{02ech} = \frac{m_{01} + \psi_{02} \frac{l}{\xi_{02}} m_j l}{m_{01} + m_j l} \cdot 0,707 \quad (3.57)$$

astfel că:

$$\theta_{2ech} = \theta_1 \cdot \Omega_{02ech}$$

în mod asemănător pentru bijetul paralel asimetric

Tabelul 3.1. Parametri de recirculație pentru bijetul paralel axial simetric

Mărimea	Unit. de măsur. U.M.	Valoare				
$m_{01}$	kg/s	constanta pentru monojet pentru l dat a rezultat $m = 0,16548$				
$d_{01}$	mm	140	150	160	180	200
$x_{00}$	mm	1037,46	1014,91	992,26	947,25	902,14
$r_{02}$	mm	49,49	53,03	56,56	63,63	70,70
$d_{02}$	mm	100	106	114	128	142
$0,20 \frac{x_{00}}{r_{01}} - 1$	-	1,96417	1,70643	1,4809	1,105	0,8043
$m_{j1}$	kg/s	0,32503	0,28238	0,24506	0,18286	0,13309
$x_{002}$	mm	453,4	437,4	421,5	389,6	357,7
		0,8322	0,6498	0,4904	0,2246	0,0119
$0,20 \frac{x_{002}}{r_{02}} - 1$	-					
$\eta_{j2t}$	kg/s	0,1377	0,1075	0,0811	0,0372	0,0020
$Y_{02}$	-	0,4237	0,3808	0,3312	0,2032	0,0148
$x_{02}$	-	0,707 = constant				
$\psi_{02} \frac{l}{\xi_{02}}$	-	0,5993	0,5484	0,4684	0,2874	0,0289
$\theta_1$	-	0,34582	0,33831	0,33079	0,31575	0,30071
$\theta_2$	-	0,30225	0,29162	0,28095	0,25973	0,23847
$\theta_{2t}$	-	0,35914	0,34215	0,31930	0,27946	0,23962
$\Psi_{02}$	-	1,03852	1,01135	0,96528	0,88507	0,79686
$\Omega_{02ech}$	-	0,51926	0,50568	0,48264	0,44254	0,39843
$\theta_{2ech}$	-	0,17957	0,17108	0,15965	0,13973	0,11981
	-					

Tabelul 3.2

Parametri de recirculație pentru bijetul paralel axial  
simetric,  $m_{01} = 0,16548$  kg/s;  $m_{02} = 0,08274$  kg/s

Mărimea	Unit. de măsur.	Valoare				
$d_{01}$	mm	140	150	160	180	200
$x_{002}$	mm	906,7	874,8	842,9	779,2	715,4
$l$	mm	886,6	882,8	879,9	871,4	864,1
$l_t$	mm	1574,0	1551,8	1529,6	1485,2	1440,7
$m_{j2}$	kg/s	0,08805	0,07256	0,06583	0,03616	0,01769
$m_{j2t}$	kg/s	0,17610	0,14512	0,11796	0,07232	0,03538
$\Psi_{02}$	-	0,54177	0,51391	0,48137	0,39550	0,26582
$0,20 \frac{l}{l_t} \cdot \frac{x_{002}^{as}}{r_{02}} - 1$	-	1,06413	0,87696	0,71285	0,43703	0,21380
$A_{02}$	mm <sup>2</sup>	167.804	192.443	187.188	177.009	167.297
$A_{01}$		282.743 = constant				
$\xi_{02}$	-	0,8364	0,8250	0,8137	0,7912	0,7692
$\psi_{02}^{as} \frac{l}{\xi_{02}^{as}}$	-	0,6477	0,6229	0,5916	0,4999	0,3456
$\Omega_{02}$	-	1,0839	1,0778	1,0693	1,0428	1,0015
$\theta_{2t}$	-	0,37485	0,36463	0,35384	0,32925	0,30117
$\theta_2$	-	0,34051	0,33178	0,32293	0,30479	0,28605
$\Omega_{2ech}$	-	0,49234	0,49032	0,48813	0,48265	0,47563
$\theta_{2ech}$	-	0,17026	0,16588	0,16494	0,15239	0,14303

În tabelul 3.3 este prezentată situația pentru sistemul cu 4 jeturi paralele

$$\Omega_{2ech}^{as} = \frac{m_{01} + m_{01} \left(0,20 \frac{l}{l_t} \cdot \frac{x_{002}^{as}}{r_{02}} - 1\right)}{m_{01} + m_j l} \cdot 0,707 \quad (3.58)$$

simetrice (quadrijetul), cu aceleași observații ca și la sistemele de jeturi anterioare.

Pentru determinarea lui  $W_{04ech}$  s-a utilizat relația:

$$\Omega_{04ech} = \frac{m_{01} + \psi_{04} \cdot \frac{l}{\xi_{04}} \cdot m_j l}{m_{01} + m_j l} \cdot \frac{r_{04}}{r_{01}} \quad (3.59)$$

Tabelul 3.3

$$m_{01} = 0,16548 \text{ kg/s}; m_{04} = 0,04137 \text{ kg/s}$$

Mărimea	Unit. de măsură	Valoare				
$d_{01}$	mm	140	150	160	180	200
$r_{04}$	mm	35	37,5	40	45	50
$x_{004}$	mm	391,1	379,8	357,3	334,7	0,05375
$m_{j4}$	kg/s	0,04492 0,03719 0,02432 0,01402				
$m_{j4t}$	kg/s	0,2150	0,17968	0,14876	0,09728	0,05608
$\Psi_{04}$	-	0,66148	0,63631	0,60704	0,53199	0,42137
$\xi_{04}$	-	0,828	0,828	0,828	0,828	0,828
$\psi_{04} \frac{l}{s_{04}}$	-	0,79889	0,76849	0,73314	0,6425	0,5089
$\Omega_{04}$	-	1,05958	1,04405	1,02776	0,99308	0,95488
$\Omega_{04ech}$	-	0,43337	0,42702	0,42035	0,40616	0,39054
$\theta_{04ech}$	-	0,14987	0,14446	0,13905	0,12825	0,11744

În mod asemănător se fac calculele și pentru sistemul de patru jeturi, dintre care unul central, rezultatele sunt trecute centralizat în tabelul. 3.4.

Din studiul comparativ al acestor mărimi, care definesc recirculația naturală a gazelor de ardere în sistemele de jeturi multiple față de monojet, se pot desprinde concluzii importante privind posibilitățile reale de micșorare a coeficientului excesului de aer în condițiile îmbunătățirii calității arderii, adică în condițiile realizării unei arderi cit mai complete și cit mai perfecte cu un consum minim de energie auxiliară necesară procesului de pulverizare și de formare a amestecului carburant.

În baza rezultatelor obținute prin calculele teoretice ale principalelor caracteristici definitorii ale recirculației gazelor de ardere în spațiul focarului și trecute în tabelele 3.1 - 3.4, s-au putut extrage valorile acelor mărimi care prin compararea lor să poată pune în evidență sensul în care acționează recirculația diferitelor sisteme de jeturi multiple.

Astfel în tabelul 3.5 sunt prezentate câteva valori ale parametrilor de recirculație pentru unele sisteme de jeturi multiple comparativ cu ale monojetului. Din aceasta rezultă că valoarea parametrului de recirculație  $q$  scade la jumătate în sistemele de bijet și cu aproximativ 60 - 65 % în sistemele de quadrijet. În această situație și masa de fluid recirculată va scădea față de monojet în proporțiile indicate în



tabelul 3.5, aceasta fiind influențată de sistemul de jeturi și de diametrul ambrazurii capului ceramic în condițiile menținerii constante a sarcinii termice a focarului și aproximativ constante a vitezelor medii de ieșire a amestecului carburant și a gazelor arse din ambrazura (capul ceramic) arzătorului.

Din punct de vedere al cantităților de fluid din gazele de ardere recirculate, cea mai mică cantitate o prezintă sistemul de patru jeturi (quadrijetul), dintre care un jet

este central. O situație bună din acest punct de vedere o prezintă și sistemul de bijet axial paralel asimetric pentru valorile lui  $d_{01}$  de 180 și 200mm. În ceea ce privește valorile lui  $d_{01}$ , acestea s-au luat în baza constatărilor practice în cazul cuptoarelor de forjă și tratamente termice, cele mai uzuale fiind însă valorile de 180 și 200 mm. pentru debit de combustibil lichid variind între 20 ~ 25 kg/ora (monojet). Modul în care variază parametrul de recirculație în cazul câtorva sisteme de jeturi multiple în funcție de  $d_{01}$  este redat și prin diagramele din fig. 3..

Tabelul 3.4.

Parametrii quadrijetului dintre care unul central,

$$m_{01} = 0,16548 \text{ kg/s}; m_{04} = 0,04137 \text{ kg/s.}$$

Mărimea	U. M.	Valoarea				
$d_{01}$	mm	140	150	160	180	200
$r_{04}$	mm	35	37,5	40	45	50
$x_{004}$	mm	292,8	281,5	270,2	247,6	225,1
$m_{j1}$	kg/s	0,32503	0,28238	0,24506	0,18286	0,13309
$m_{j4t}$	kg/s	0,11134	0,08293	0,05808	0,01665	-0,0165
$\Psi_{04}$	-	0,34225	0,29369	0,23700	0,9105	-0,1239
$\xi_{04}$	-	0,666	0,666	0,666	0,666	0,666
$\psi_{04} \cdot \frac{l}{\xi_{04}}$	-	0,51434	0,44098	0,35586	0,13671	-0,1560
$\frac{0,666L - d_{01}}{L - d_{01}}$	-	0,56435	0,55467	0,5446	0,5229	0,4990
$\Omega_{04}$						
$\Omega_{04ech}$						
$\theta_{04ech}$	-	1,10829	0,97227	0,92417	0,82105	0,72778
	-	0,3391	0,32376	0,3074	0,27340	0,24234
	-	0,11727	0,10963	0,10180	0,08632	0,07287

Din punct de vedere practic o atenție deosebită trebuie acordată sistemului bijet paralel axial asimetric, deoarece acest mod de distribuire a jeturilor în secțiunea transversală a focarului este cel mai convenabil din punct de vedere al execuției tehnice și practice efective. Această observație este valabilă și pentru alte sisteme de jeturi multiple. Pe de altă parte, odată cu dezvoltare industriei materialelor ceramice refractare (termorezistențe) au apărut o serie de noi soluții privind intensificarea proceselor de ardere, a posibilităților de ardere a cărbunelui praf și a altor combustibili inferiori, aceasta deoarece s-au putut realiza capete ceramice termorefractare de performanțe ridicate de forme diferite cu indice pirometric ridicat. Procedul de ardere al combustibililor lichizi și gazoși în sisteme de jeturi multiple este un mijloc pe care autorul îl recomandă pentru realizarea unei arderi cit mai complete și cât mai perfecte cu un consum minim de energie auxiliară necesară procesului de pulverizare și formare a amestecului carburant. Așa cum am arătat mai înainte, parametrul de recirculație se micșorează mult în cazul sistemelor de jeturi multiple, micșorându-se în consecință și cantitatea de gaze arse recirculate la rădăcina jeturilor, ceea ce va avea ca efect, o scurtare a lungimii jetului în incinte închise, apărând deci posibilitatea de micșorare a coeficientului excesului de aer,  $\lambda$ , față de monojet, ceea ce este echivalent ca sarcină termică sistemelor de jeturi multiple, înlocuitoare al acestuia.

Privite din acest punct de vedere, sistemele de jeturi multiple, permit formarea unui amestec carburant mai omogen (realizarea unui amestec mai intim între combustibil și oxidant) față de arzătorul monojet echivalent, din punct de vedere ideal, acest lucru corespunzând divizării într-un număr infinit de jeturi și dozarea pentru fiecare jet a oxigenului teoretic necesar arderii. În acest caz s-ar putea realiza o ardere teoretică perfectă pentru un coeficient al excesului de aer,  $\lambda = 1$ . Din considerente practice această divizare nu se poate realiza, iar pulverizarea mecanică a combustibililor prin procedee clasice, pulverizare cu agent auxiliar sau pulverizare mixtă, realizează formareade amestecuri mai mult sau mai puțin omogene.

În practica modernă a proceselor de ardere s-au introdus o serie de metode și procedee de intensificare a arderii prin creșterea vitezei și concentrației reactanților, prin arderea în câmp sonor, aplicând câmpuri magnetice și electrice [75],[82], exterioare, etc.

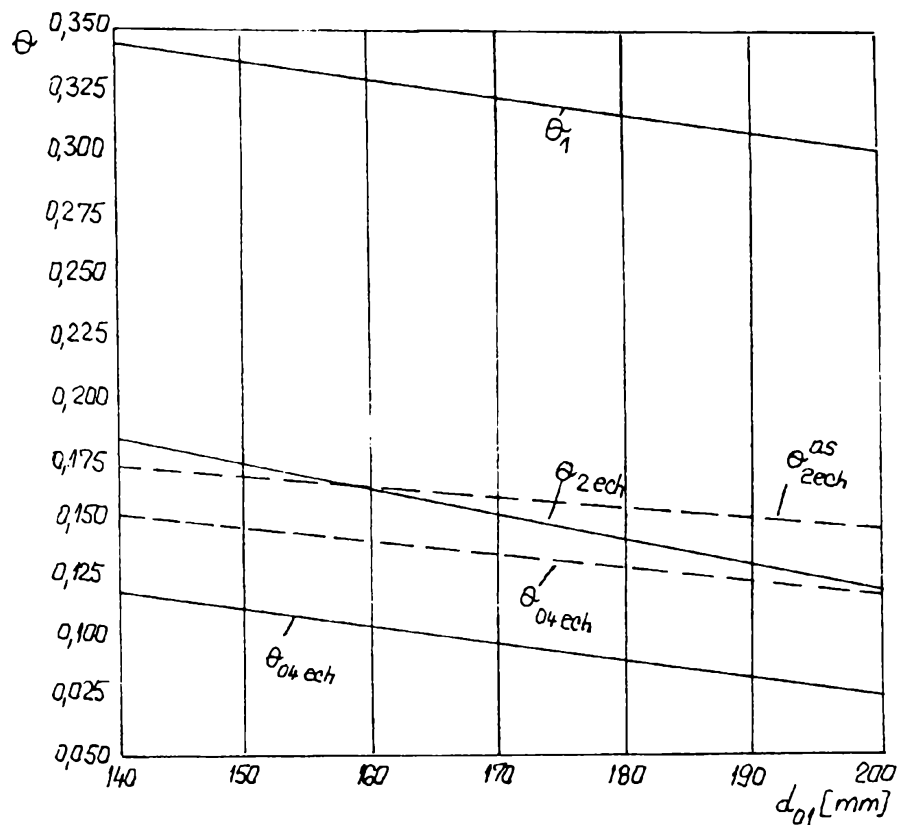


Fig. 3.1. Variația parametrului de recirculație  $q = f(d_{01})$  pentru  $m_0 = 0,16548 \text{ kg/s}$  ( $l = 1.6$ );  $q_1$  - monojet;  $q_{2\text{ech}}$  - bijet axial simetric;  $q_{2\text{as}}$  - bijet asimetric;  $q_{04\text{ech}}$  - quadrijet;  $q_{04\text{ech}}$  - quadrijet (din care un jet central).

La aceste procedee moderne de ardere, autoarul consideră că și procedeul de ardere al combustibililor gazoși în sisteme de jeturi multiple: bijet, trijet, quadrujet etc. constituie un procedeu economic și eficient și prin aplicarea căruia se pot realiza câștiguri însemnate în acțiunea de gospodărire chibzuită a combustibililor și energiilor auxiliare de orice natură implicate în tehnica proceselor de ardere.

În sprijinul acestor afirmații stau rezultatele experimentelor obținute de autoare efectuate în baza studiilor teoretice prezentate, comparate cu performanțele actuale ale arzătoarelor și instalațiilor de ardere cunoscute.

### 3.4. METODOLOGIA ȘI INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ DE LUCRU

#### 3.4.1 METODOLOGIA, PARAMETRII ȘI MĂRIMILE MĂSURABILE

Din rezultatele comparative privind parametri recirculației în cazul jeturilor multiple față de monojet, centralizate sintetic în tabelul 3.5 se desprind concluzii importante privind variația cantității fluidului de recirculare antrenat de ansamblul de jeturi față de monojet și a parametrului de recirculație  $q$ .

Evident, scăderea cantității fluidului de recirculare în cazul multijetului în special la flăcările de combustibili lichizi va trebui să fie evidențiată prin efectele principale care le are asupra caracteristicilor generale ale flăcărilor și anume: asupra lungimii flăcărilor, asupra coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , asupra câmpului de temperatură în spațiul focar, asupra gradului de negreală al flăcărilor [22], [16], [66],[82], asupra compoziției chimice a gazelor de ardere, cu alte cuvinte asupra intensificării procesului de ardere. Toate aceste mărimi pot fi comparate cu monojetul de flacăra conform celor arătate până în prezent. Însă, pentru scopul urmărit, acela de a realiza intensificarea procesului de ardere în cazul sistemelor de jeturi multiple, de a micșora coeficientul excesului de aer  $\lambda$  față de monojet, fără a prejudicia cu nimic cantitatea arderii, nu toți parametri menționați mai sus vor fi urmăriți în determinările și măsurătorile experimentale. Cu precădere vor fi urmărite: analiza chimică a gazelor de ardere la baza focarului, lungimea flăcărilor, cifra de fum (după scala Bacharach, mărime care este comparabilă cu cifra de fum de pe scala Bosh) la baza focarului și coeficientul excesului de aer  $\lambda$ .

Aici este cazul să se menționeze următoarele aspecte de bază privind considerațiile care au stat la baza studiului privind arderea combustibililor gazoși în sisteme de jeturi multiple de 2, 3, 4, și 5 jeturi. În general, așa după cum s-a arătat în capitolele anterioare, arderea combustibililor gazoși, se face cu instalații de ardere în sistem monojet. De asemenea este necesar de a se sublinia și faptul că prin micșorarea coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , pe ansamblul sistemului de jeturi multiple se va realiza în mod nemijlocit temperaturi reale de ardere mai mari, atât în

ambrazura arzătorului cit și în spațiul focarului (în frontul de flacără propriu-zis), fapt care implică utilizarea unor materiale ceramice superioare din punct de vedere al solicitărilor termice (adică materialele al căror indice pirometric va trebui să fie mai ridicat). Cu alte cuvinte, tehnica perfecționării proceselor de ardere (de intensificare a proceselor de ardere) trebuie să fie corelată și cu perfecționarea tehnologiei materialelor termorefractare, cu găsirea de noi materiale cu noi proprietăți termice și mecanice care să corespundă noilor solicitări termice, lucru care de altfel este în curs de realizare în industria românească a materialelor ceramice refractare.

Din problemele expuse în prezentul capitol și modul de influențare al mărimilor și parametrilor care intervin în studiul proceselor de ardere al sistemelor de jeturi multiple, se desprinde și metoda de lucru. Aceasta constă din: realizarea practică a unui arzător de combustibil gazos de debitele de 25 kg/h, respectiv 25 m<sup>3</sup>/N/h, care să prezinte rolul monojetului într-un focar cilindric tunel de  $f = L = 600$  mm, lung de 3000 mm, realizarea unui sistem de arzător de combustibil gazos de tip pentajet (5x5 m<sup>3</sup>/N/h).

Aceste arzătoare fiecare au fost puse să lucreze pe focarul tunel experimental cu aer insuflat în condiții regimului nominal și minim de ardere (raportul de reglare fiind  $n = 1/3$ ) pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer  $\lambda$  dinainte precizat de  $\lambda = 1,05; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5$  pentru gazul natural.

Determinarea valorii coeficientului excesului de aer  $\lambda$  s-a efectuat în baza măsurătorilor directe ale debitului de gaz/aer respectiv combustibil lichid/aer, cunoscând din calculul procesului de ardere valoarea cantității teoretice de aer  $L_0$  necesar arderii în funcție de compoziția chimică a combustibilului, valoarea care s-a putut verifica și în baza analizelor chimice prin determinările lui CO<sub>2</sub> efectiv, respectiv a valorii lui O<sub>2</sub> efectiv din gazele de ardere (acestea cu aproximația admisă, datorită considerării arderii până la nivelul de CO<sub>2</sub> respectiv CO a întregii mase de combustibil lichid sau gazos și a relațiilor din literatura de specialitate. Măsurătorile de debit s-au efectuat cu diafragme și ajutaje standardizate, ținându-se seama de factorii de corecție care intervin în calcule, inclusiv coeficientul de dilatare termică.

În baza acestor date inițiale, la capătul focarului tunel cilindric s-au măsurat: cifra de fum (după metoda Bacharach), analiza chimică a gazelor de ardere (CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> și CO cu analizor de gaze tip ORSAT și comparate rezultatele cu aparate tip Bacharach) și temperatura medie a gazelor de ardere cu termocuplul PtRdPt de tip

cu analizor de gaze tip ORSAT și comparate rezultatele cu aparate tip Bacharach) și temperatura medie a gazelor de ardere cu termocuplul PtRdPt de tip cu aspirație și milivoltmetru indicator cu clasa de precizie 1,5%. S-au determinat de asemenea lungimile vizibile ale jeturilor de flacără pentru sistemele experimentate.

### 3.4.2 INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

Pentru studiul și cercetarea caracteristicilor fizico-chimice ale sistemelor de jeturi de flacără realizate de arzătoarele de combustibili lichizi și gazoși, precum și a parametrilor și mărimilor ce intervin în procesul de circulație al gazelor arse la baza jeturilor, se folosesc focare experimentale de tip tunel sau cuptoare industriale [18], [19] în lucrare sunt prezentate schemele instalațiilor experimentale pe care au fost efectuate măsurătorile și determinările experimentale de laborator asupra parametrilor și mărimilor urmărite (prezentate în 3. 4.1).

Instalația experimentală utilizată pentru studiul arderii combustibililor lichizi în sistemele mono și multijet este prezentată schematic în fig. 3.9. Părțile principale componente ale instalației (standului experimental de laborator) sunt următoarele: focarul propriu zis (1), care este căptușit cu un strat relativ subțire de șamotă ștampată (2). În interiorul tubului focar este prevăzută o manta cu apă de răcire (3), apa intrând și ieșind pe racordurile (4 și 5); aceasta are rolul de a asigura posibilitatea realizării unei încărcări termice mai mari a standului focar și de a prelua cantitatea de căldură acumulată în zidăria standului. Arzătoarele de tip multijet (6) constau din ansambluri de arzătoare de tipul celor din fig. 2.5 în grupe de câte 2, 3 și 4 față de arzătorul monojet de referință. Fiecare arzător are câte un robinet de reglare a combustibilului (7), clapeta de reglare a aerului primar de pulverizare (8) și clapeta de reglare a aerului secundar (9). Arzătoarele sunt montate în placa frontală a standului în ambrazurile (10). Aerul insuflat de către un ventilator intră în arzătoare prin conducta (11), parametri acestuia putând fi mășurați cu ajutorul termometrului (12) și a ajutorului de măsurare la care s-a racordat un micromanometru cu lichid cu braț reglabil (13 și 14). Instalația utilizându-se și pentru combustibili lichizi, va avea și o gospodărie de combustibil lichid corespunzătoare.

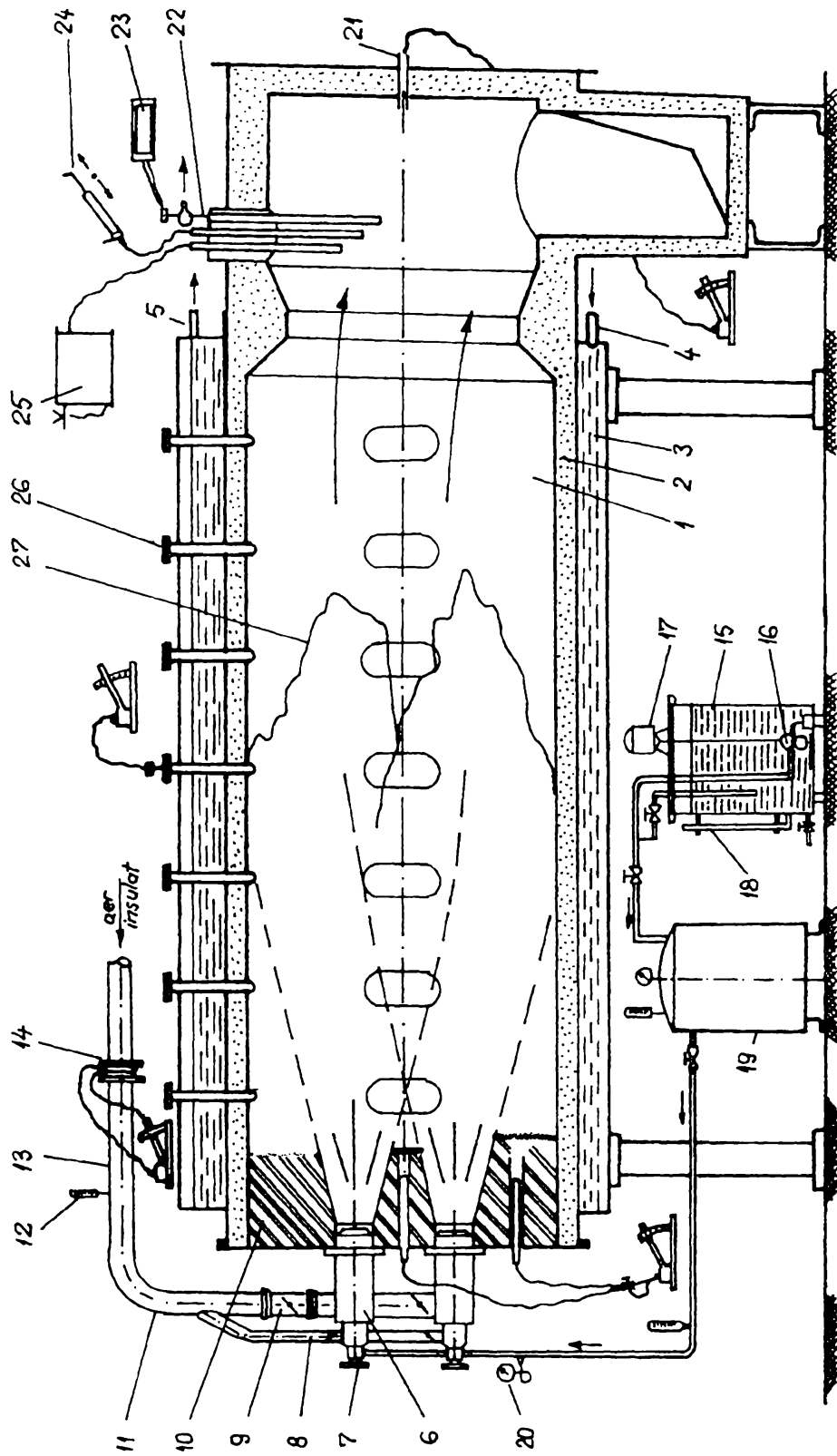


Fig.3.9. Instalația experimentală

În vederea efectuării măsurilor privind caracteristicile fizico-chimice ale

flăcărilor realizate și a parametrilor care definesc curgerea în focar, s-au prevăzut următoarele aparate și posibilități de măsură și control: pentru măsurarea presiunii statice în focar se folosesc sondele (21) cu micromanometrele cu braț reglabil de tipul (13) care se montează succesiv sau simultan în placa frontală și posterioară a focarului și în orificiile laterale practicate în acest scop (26 și 27). De asemenea, pentru măsurarea câmpului de temperatură în lungul flăcărilor și la baza coșului se folosesc termocuplele de tip cu aspirație PtRhPt cu milivoltmetre indicatoare (22 și 23). Conținutul de fum (funingine) din gazele arse se determină cu sonda și pompa de mină prevăzută cu hârtie de filtru și etalon de comparare de tip Bacharach (24), iar analiza chimică a gazelor de ardere se face atât cu analizor de gaze tip ORSAT prevăzut cu instalație de ardere suplimentară în vederea măsurătorilor de CO din gaze, cit și analizor de tip Bacharach pentru CO<sub>2</sub> și CO.

Instalația prezentată permite de asemenea realizarea de studii privind stabilitatea proceselor de ardere, a formei frontului de flacără, studiul transferului de căldură de la flacăra la pereții focarului, influența temperaturii de preîncălzire a aerului insuflat asupra desfășurării procesului de ardere etc. Aceste studii se pot efectua prin dotarea standului experimental cu aparatură de măsură și control adecvată, ca de exemplu termocuple PtRhPt cu aspirație, pirometre cu radiație parțială și totală, sonde pentru captarea particulelor de funingine din gazele arse prevăzute cu filtre din bronz sinterizat cu diferite grade de porozitate, anemoclinometre pentru determinarea câmpului de viteze din flacără (prevăzute cu răcire și posibilități de defundare cu jeturi pneumatice), radiometre pentru determinarea fluxului de căldură cedat de flacără și altele în funcție de scopul urmărit. Pe această instalație au fost efectuate și studiile și determinările experimentale privind arderea gazului metan (STAS 3317-67) în sisteme de jeturi multiple, comparativ cu arderea în sistem de monojet.

Arzătorul de gaz metan de tip monojet cu aer insuflat este prezentat în fig. 3.10; acesta se compune din corpul arzătorului (1), capul cu orificii de dirijare a aerului secundar insuflat (2), orificiul central de ieșire a aerului primar (3), capul ceramic (4), racordul de gaz metan (5), în care este montată o duză (diafragma) limită (6). Acest arzător a fost construit pentru un debit nominal de 25 m<sup>3</sup>N/h. Din punct de vedere funcțional, arzătorul a fost construit astfel încât aerul insuflat de un ventilator să fie divizat în două trasee (traseul aerului primar și traseul aerului secundar) cu scopul de



a realiza o uniformizare și o omogenizare cit mai bună a amestecului carburant aer-gaz.

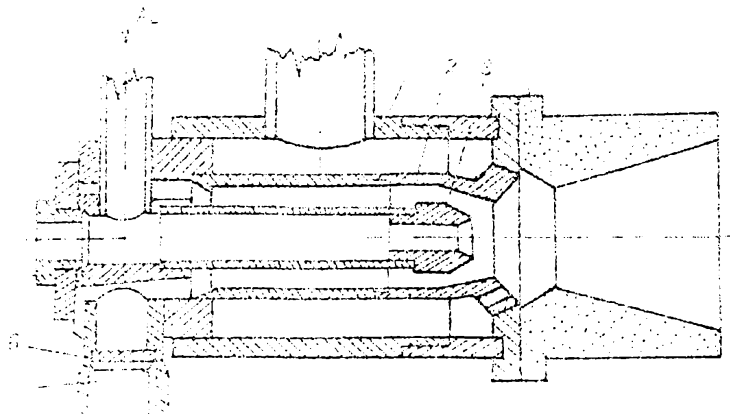


Fig. 3.10 Arzător de gaz metan cu aer insuflat  
de 25 m<sup>3</sup>N/h.

Parametrii aerului și gazului metan pentru acest tip de arzător sunt: presiunea statică a gazului este 400-500 mm H<sub>2</sub>O, iar a aerului insuflat este de 300-400 mm H<sub>2</sub>O.

Pentru studiul procesului de ardere a gazului metan în sistemul multijet s-a utilizat arzătorul prezentat în fig. 3.11.

Arzătorul se compune dintr-un corp metalic (1) pe care sunt montate toate părțile componente: conducta de aer (2); ajutorul de gaz (3); capetele ceramice termo-refractare de formă specială (4); suportul capului ceramic (5); flanșa de racordare la focar (6). Cele patru capete ceramice de la periferie se pot roti prin intermediul manetei (7) în suportul (5) fiind executate din loc în loc orificii pentru montarea manetei (7). Prin intermediul garniturii metalice (8) se asigură etanșarea dintre arzătorul propriu-zis și carcasa acestuia, fixarea făcându-se cu piulița (9). Gazul metan este admis în arzător prin sistemul de conducte (10), acestea sunt racordate la fiecare arzător cu piulițele olandeze (11). Aerul insuflat intră prin conducta (12), care printr-un sistem de tobă distribuie aerul la fiecare arzător (jet) (în total fiind 5 jeturi). Reglarea debitului de aer se face prin intermediul clapetei (13), iar debitul de gaz prin

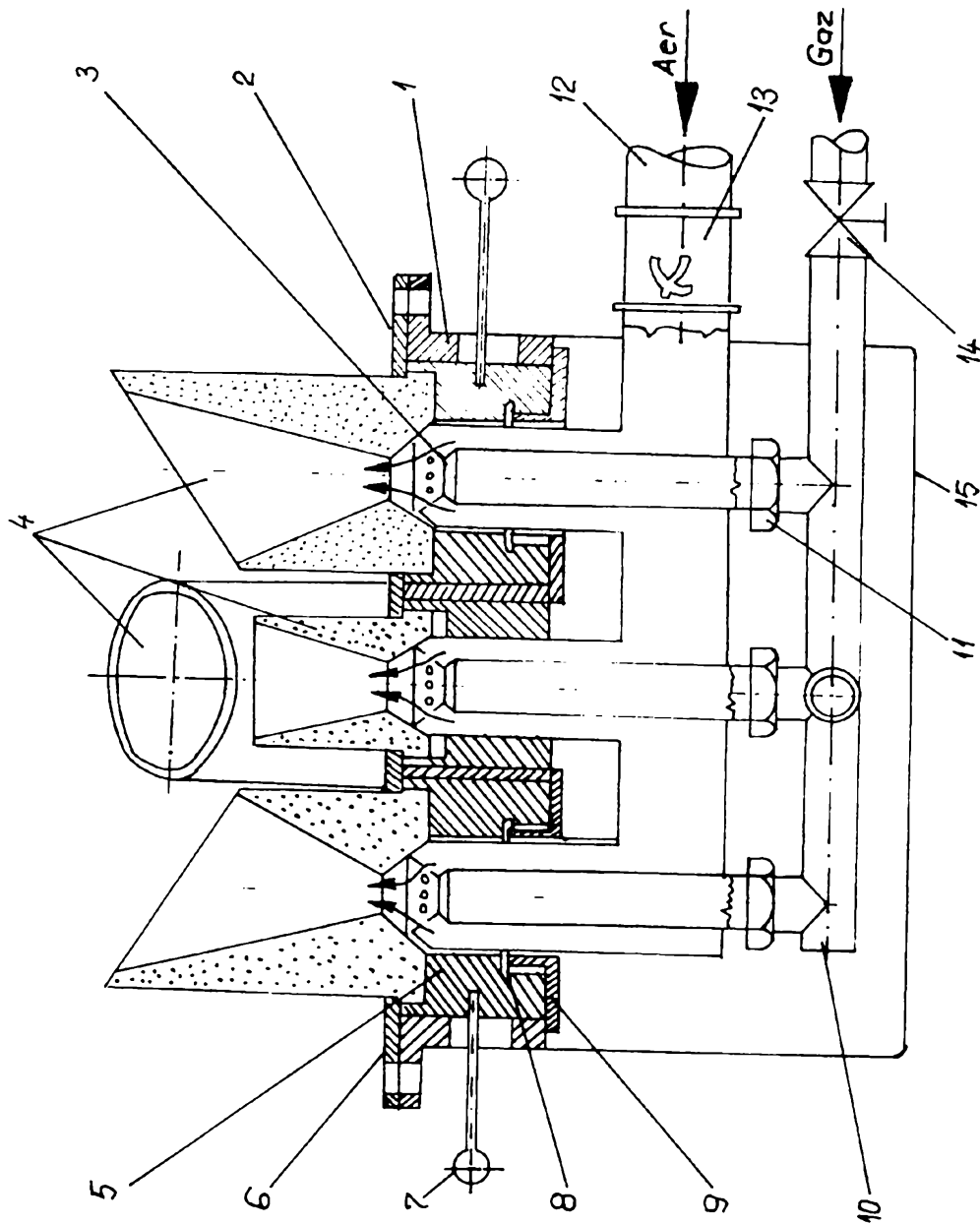


Fig.3.11. Arzătorul multiplu

robinetul (14), toate acestea sunt îmbrăcate într-o carcasă metalică (15). În varianta experimentală arzătorul a fost prevăzut cu o posibilitate de reglare individuală a fiecărui jet prin intermediul unor valve montate pe fiecare racord. Se menționează faptul ca prin forma geometrică specială a capetelor ceramice acestea se pot găsi într-o poziție de concentrare a jeturilor sau într-o poziție de divergentă a jeturilor (se mai pot realiza și poziții intermediare). Prin acest lucru se realizează un mai bun transfer termic către pereții focarelor (în situațiile în care deservesc cazane de apă caldă pentru încălzire centrală) sau se poate realiza concentrarea jeturilor de flacără în cazul cuptoarelor de tratamente termice, când se urmărește realizarea unui raport

mare de reglare a sarcini termice a arzătorului. Posibilitatea de concentrare a jeturilor de flacără permite și realizarea unei intensificări a procesului de ardere și creșterea domeniului de stabilitate a acestuia, fapt ce are consecințe pozitive asupra calității arderii, scăzând până aproape de zero procentajul de nămol chimice în gazele arse (cu referire la CO și H<sub>2</sub>).

Pentru o edificare mai completă asupra modului în care s-au realizat determinările și măsurătorile experimentale, în figura 4.4 s-a prezentat o vedere de ansamblu a unui grup de arzătoare montate în sistem quadrijet. Se poate observa din figură sistemul de alimentare cu aer, sistemul de alimentare cu combustibil și parțial din aparatura de măsură și control și a standului experimental a cărui schiță de principiu a fost prezentată cu detaliile necesare în figura 3.10.

Așa după cum rezultă din cele prezentate, instalația experimentală (fig. 3.10) a putut fi utilizată pentru studiul combustibililor lichizi ușori dar și pentru studiul proceselor de ardere a combustibililor gazoși în sisteme de jeturi multiple și în sistem monojet.

### 3. 5. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR COMPARAREA REZULTATELOR PRACTICE (EXPERIMENTALE) CU ASPECTE TEORETICE

#### 3.5.1. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR

Măsurătorile experimentale de laborator au fost organizate după metodologia arătată pentru determinarea valorilor parametrilor urmăriți precizați în §.3.4.1, pentru studiul proceselor de ardere a combustibililor lichizi și a combustibililor gazoși (gazul metan), în sisteme multijet.

La toate tipurile de arzătoare, în ultimii ani s-a acordat o atenție deosebită asupra căldurii cedate și controlul ei și, asupra stabilizării flăcărilor, a zgomotului reacției de ardere și a reducerii consumurilor energetice auxiliare necesare desfășurării procesului de ardere în condițiile realizării unei arderi cit mai complete și cit mai perfecte. În ceea ce privește stabilitatea arderii și calitatea acesteia, s-a arătat că aceasta este influențată în mod deosebit de recirculația produselor de ardere în flacără, recirculația putând accelera sau încetini reacția arderii. Timpul cel mai scurt al

acestei reacții este legat strâns de o anumită cotă de recirculare foarte precisă. Despre aceasta însă nu există cunoștințe prea multe până în prezent [19], [20]. În acest sens prezenta lucrare analizează unele aspecte legate de influența recirculației naturale a gazelor arse asupra principalelor caracteristici ale procesului de ardere al flăcărilor realizate în sisteme de jeturi multiple, echivalente din punct de vedere al încărcării și sarcinii termice a focarului cu un monojet.

Astfel în tabelul 3.5 sunt prezentate centralizat o serie de rezultate experimentale de laborator pentru cazul arzătorului de combustibil lichid monojet, iar în tabelul 3.6. sunt trecute aceleași mărimi caracteristice ale procesului de ardere pentru sistemul de arzător pentajet.

### 3.5.2. INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE, COMPARAREA ACESTORA CU ASPECTELE TEORETICE

Așa după cum s-a arătat în 3. 3 și 3.4 s-a urmărit punerea în evidență a influenței pe care o poate prezenta recirculației naturală a gazelor arse principalelor caracteristici ale procesului de ardere în sistem mono și multi jet. Drept criterii de referință s-au luat mărimile care definesc cantitativ și calitativ o ardere cât mai completă și cât mai perfectă din punctul de vedere al instalațiilor actuale de ardere de uz tehnic industrial și energetic, acestea fiind: compoziția chimică a gazelor arse, conținutul de particule de funingine din gazele arse, valoarea coeficientului de aer și temperatura medie a gazelor arse realizate în procesul de ardere. Se menționează de asemenea că instalația experimentală, fig.3.9., prezintă un grad de ecranare destul de mic, astfel încât flăcărilor sunt puternic răcite, din aceste considerente și temperaturile de răcire reale ale flăcărilor realizate sunt relativ mai scăzute față de focarele căptușite cu materiale refractare prin înzidire,

Tabelul 3.5

## Rezultate experimentale pentru arzător monojet de gaz natural

Proba nr.	D <sub>0g</sub> [kg/h]	P <sub>g</sub> [mm H <sub>2</sub> O]	D <sub>a</sub> [kg/h]	p <sub>a</sub> [mmH <sub>2</sub> O]	l <sub>r</sub> [m]	Analiza chimică a gazelor arse la baza focarului						c 1/m	m <sub>01</sub> [kg/s]	t <sub>max</sub> [°C]
						CO <sub>2</sub> [%]	O <sub>2</sub> [%]	CO [%]	Cifra de fum	I <sub>med</sub>				
1	17,89	420	315,23	395	0,60	10,90	0,75	0,65	3	1,023	6,616,71	0,092	1430	
2	17,90	420	326,26	398	0,55	10,65	1,20	0,45	3	1,050	6,72	0,095	1450	
3	17,95	420	328,73	400	0,50	10,60	1,25	0,40	3	1,053	7,17	0,096	1470	
4	17,95	420	338,06	405	0,45	10,55	1,35	0,30	2	1,050	6,69	0,098	1470	
5	17,85	420	336,17	410	0,45	10,50	1,80	0,25	2	1,083	7,40	0,098	1480	
6	17,86	420	338,34	410	0,40	10,45	1,95	0,25	2	1,090	7,25	0,098	1480	
7	17,80	420	343,25	415	0,40	10,40	2,10	0,20	1	1,102	7,57	0,100	1500	
8	17,80	420	342,94	415	0,38	10,40	2,15	0,15	1	1,104	7,49	0,100	1520	
9	17,83	420	347,23	415	0,38	10,35	2,20	0,15	1	1,110	7,85	0,101	1520	
10	17,88	420	326,24	418	0,35	10,30	2,40	0,10	-	1,132	7,83	0,105	1500	
11	17,90	420	361,21	420	0,35	10,30	2,50	0,10	-	1,135	8,97	0,105	1500	
12	17,90	420	368,75	420	0,32	10,15	2,70	0,10	-	1,150	8,93	0,107	1470	
13	17,85	420	363,08	425	0,30	10,05	2,95	0,05	-	1,155	8,90	0,105	1460	
14	17,85	420	363,70	425	0,30	10,00	3,00	0,03	-	1,158	8,90	0,105	1450	

Rezultatele experimentale pentru arzător pentajet de gaz natural

Prb. nr.	D <sub>0g</sub> [kg/h]	P <sub>g</sub> [mmH <sub>2</sub> O]	D <sub>a</sub> [kg/h]	P <sub>a</sub> [mmH <sub>2</sub> O]	l <sub>r</sub> [m]	Analiza chimică a gazelor arse la baza focarului				c 1/m	m <sub>05</sub> [kg/s]	t <sub>max</sub> [°C]
						CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO	Cifra			
						-----						
						l <sub>med</sub> [%] [%] [%] de fum						
1	17,88	400	319,08	380	0,47	11,25	0,50	0,35	2	8,538,46	0,0180,0190,	1440144014701
2	17,801	400	325,98	385	0,40	1,022				9,50	0190,0190,01	4701490149015
3	8,80	400	326,29	390	0,36	10,95	1,05	0,30	2	9,06	90,0190,0190	0015001480148
4	17,901	405	336,81	390	0,35	1,048				10,110,4	,0200,0200,0	0147014501450
5	7,90	406	337,12	400	0,30	10,95	1,15	0,25	1	10,5	200,0200,020	1430
6	17,95	407	338,06	400	0,30	1,052				11,4	0,0210,021	
7	17,95	407	339,92	410	0,28	10,90	1,25	0,20	1	11,6		
8	17,85	404	349,16	410	0,25	1,065				11,9		
9	17,85	404	343,91	415	0,25	10,70	1,70	0,15	1	11,9		
10	17,80	400	355,28	415	0,23	1,080				12,9		
11	17,80	400	354,35	418	0,23	10,60	1,80	0,10	-	13,4		
12	17,80	400	358,67	416	0,21	1,083				13,3		
13	17,87	405	364,31	420	0,20	10,45	2,00	0,15	-			
14	17,88	405	362,45	420	0,20	1,092						
						10,45	2,05	0,10	-			

Tabelul 3.7

Date experimentale comparative pentru arzătorul monojet de gaz natural.

Nr.p rb	$h_a$ mm H <sub>2</sub> O	$D_a$ [kg/h]	$D_{og}$ [kg/h]	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_{med}$	DI [%]	$m_r$ [g/m <sup>3</sup> N gaze]	$m_r$ [g/h]
1	21,0	315,23	17,89	1,081	1,033	1,019	1,017	1,023	5,67	0,015	3,24
2	22,5	326,26	17,90	1,107	1,054	1,044	1,052	1,050	5,42	0,015	3,34
3	23,0	325,73	17,95	1,112	1,056	1,046	1,057	1,053	5,60	0,015	3,36
4	24,1	338,06	17,95	1,117	1,061	1,054	1,065	1,060	5,38	0,010	2,26
5	23,9	336,17	17,85	1,123	1,084	1,178	1,087	1,083	3,69	0,010	2,30
6	24,2	338,34	17,85	1,128	1,091	1,085	1,094	1,090	3,49	0,010	2,32
7	25,0	343,25	17,80	1,133	1,099	1,094	1,113	1,102	2,81	0,005	1,17
8	24,8	342,94	17,80	1,133	1,102	1,098	1,112	1,104	2,63	0,005	1,17
9	25,5	347,23	17,83	1,139	1,105	1,101	1,124	1,110	2,61	0,005	1,18
10	27,7	302,24	17,90	1,144	1,115	1,113	1,168	1,132	1,06	0,002	0,48
11	27,5	361,21	17,88	1,144	1,121	1,118	1,166	1,135	0,80	0,002	0,48
12	28,7	362,75	17,90	1,151	1,132	1,189	1,189	1,150	0,09	0,001	0,25
13	27,9	363,08	17,85	1,173	1,146	1,145	1,174	1,155	1,56	0,0005	0,12
14	28,0	363,70	17,85	1,179	1,149	1,149	1,176	1,158	1,81	0,0005	0,12

Tabelul 3.8

Date experimentale comparative pentru arzătorul pentajet de gaz natural.

Nr. prb	Dh <sub>a</sub> mm H <sub>2</sub> O	D <sub>a</sub> [kg/h]	D <sub>og</sub> [kg/h]	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	l <sub>med</sub>	DI [%]	m <sub>r</sub> [G/m <sup>3</sup> N gaze]	m <sub>r</sub> [G/h]
1	21,5	319,08	17,88	1,046	1,022	1,014	1,030	1,022	2,54	0,010	2,16
2	22,4	325,98	17,80	1,076	1,047	1,040	1,057	1,048	2,67	0,010	2,21
3	22,5	326,29	17,80	1,076	1,025	1,046	1,058	1,052	2,28	0,005	1,11
4	23,9	336,81	17,90	1,081	1,057	1,052	1,086	1,065	1,50	0,005	1,13
5	24,0	337,12	17,90	1,102	1,078	1,075	1,087	1,080	2,04	0,005	1,15
6	24,2	336,06	17,95	1,111	1,084	1,081	1,083	1,083	2,58	0,002	0,46
7	24,5	339,92	17,95	1,128	1,094	1,090	1,093	1,092	3,30	0,002	0,47
8	25,7	349,16	17,85	1,128	1,097	1,094	1,124	1,105	2,08	0,001	0,24
9	25,9	343,91	17,85	1,144	1,115	1,111	1,112	1,112	2,88	0,0005	0,12
10	26,7	355,28	17,80	1,150	1,121	1,120	1,152	1,131	1,68	-	-
11	26,5	354,35	17,80	1,150	1,124	1,123	1,149	1,132	1,59	-	-
12	27,0	358,67	17,80	1,167	1,129	1,128	1,163	1,140	2,37	-	-
13	28,0	364,31	17,88	1,173	1,143	1,143	1,176	1,154,15	1,65	-	-
14	27,8	362,45	17,88	1,179	1,149	1,149	1,170	6	1,99	-	-



Tabelul 3.9.

Mărimile și parametrii comparabili ai procesului de ardere pentru gaz natural, în structura de arzătoare mono- și pentajet.

Nr.	m o n o j e t						p e n t a j e t						
	prb	$l_{med}$	$V_{gi}$	$n_{CO}$	$m_f$	$H_{ch,inc}$	$h_{ar}$	$l_{med}$	$V_{gi}$	$n_{CO}$	$m_f$	$H_{ch,inc}$	$h_{ar}$
			$[m^3N/m^3N]$	$[\%]$	$[g/m^3Ngz]$	$[kJ/m^3N]$	$[\%]$	$[m^3N/m^3N]$	$[\%]$	$[g/m^3Ngz]$	$[kJ/m^3N]$	$[\%]$	
1	1,023	8,6443	0,65	0,015	714,77	97,99	1,022	8,6207	0,35	0,010	384,39	98,92	0,30
2	1,050	8,9030	0,45	0,015	511,04	98,56	339,23	99,05	1,052	8,9041	0,25	0,005	282,94
3	1,053	8,9317	0,40	0,015	456,23	98,72	0,20	0,005	229,83	99,35	1,080	9,1724	0,15
4	1,060	8,9988	0,30	0,010	344,36	99,03	99,51	1,083	9,2011	0,10	0,002	116,95	9967
5	1,083	9,2125	0,25	0,010	294,30	99,17	0,002	176,76	99,50	1,105	9,4110	0,10	0,001
6	1,090	9,2862	0,25	0,010	296,89	99,16	9,5520	0,03	0,0005	60,54	99,83	1,151	9,6554
7	1,102	9,3828	0,20	0,005	238,84	99,33	36,62	99,90	1,132	9,6656	0,03	-	36,65
8	1,104	9,4016	0,15	0,005	179,89	99,49	0,02	-	24,63	99,93	1,154	9,8716	0,01
9	1,110	9,4580	0,15	0,005	180,96	99,49	1,156	9,8904	0,01	-	12,50	99,96	-
10	1,132	9,6648	0,10	0,002	122,85	99,65							
11	1,135	9,6930	0,10	0,002	123,20	99,65							
12	1,150	9,8340	0,10	0,001	124,66	99,65							
13	1,155	9,8810	0,05	0,0005	62,63	99,82							
14	1,158	9,9072	0,05	0,0005	37,74	99,89							

### 3.5.2.1. Modul de determinare a mărimilor: $D_o$ , $D_a$ ,

$l_f$ ,  $l_{med}$ ,  $m_{01}$ , "c" și  $t_{fmax}$

Debitul nominal de combustibil  $D_o$ -s-a efectuat prin măsurătoarea directă a volumului de combustibil consumat în unitatea de timp din rezervorul de combustibil poz.15 , utilizând relația de calcul:

$$D_o = S_b \cdot (h_1 - h_2) \cdot \frac{3000}{\tau_0} \cdot \rho_0 \quad [kg / h] \quad (3.57)$$

în care:

$S_b$  - suprafața rezervorului,  $m^2$ ;

$h_1$  și  $h_2$  - înălțimea de la timpul inițial de citire respectiv după  $t_0$  secunde, m;

$\tau_0$  - timpul între două citiri a înălțimii coloanei de lichid, s;

$\rho_0$  - masa specifică a combustibilului la temperatura de lucru,  $kg/m^3$ .

Notă: pentru că eroarea de măsurare a combustibilului să fie cit mai mică, s-a lucrat cu  $t_0 = 300 \sim 600$  s.

Debitul nominal de aer  $D_a$ -s-a determinat prin măsurătoare directă cu ajutorul normalizat realizat conform STAS 7347-70, utilizându-se relația de calcul:

$$D_a = 3000 \alpha \varepsilon \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \rho_a \cdot \Delta h_a} \quad [kg / h] \quad (3.58)$$

unde s-a notat cu:  $\alpha$  - coeficientul de debit al ajutorului;  $\varepsilon$  - coeficientul de expansiune a gazului (aerului);  $d$  - diametrul nominal al ajutorului, m;  $\rho_m$  - masa specifică a aerului la condițiile reale de lucru,  $kg/m^3$ ;  $\Delta h_a$  - căderea de presiune pe ajutor,  $N/m^2$ .

Pentru situația de față s-a lucrat cu  $d = 70,02$  mm;  $\alpha = 1,005$  și  $\varepsilon = 0,998$ .

Masa specifică a aerului la condițiile reale de lucru s-a determinat cu:

$$\rho_a = \rho_a 0 \cdot \frac{p_m + p_b}{760} \cdot \frac{273,16}{273,16 + t_a} \quad [ \frac{kg}{m^3} ] \quad (3.59)$$

în care:  $\rho_{ao}$  este masa specifică a aerului (umed) la starea normală (0° și 760 mm Hg);  $p_m$  - presiunea manometrică, măsurată pe conducta de alimentare cu aer ventilat a arzătorului, mm Hg;  $p_b$  - presiunea barometrică locală, tor;  $t_a$  - temperatura aerului, °C.

Pentru aerul umed având umiditatea de  $x = 20$  g/kg aer uscat, rezultă la starea normală de referință:

$$\rho_{ac} = 1,31886 \text{ kg/m}^3\text{N.}$$

Lungimea flăcării difusiv turbulente  $l_f$  s-a măsurat de la secțiunea de ieșire a ambrazurii arzătorului până la vârful flăcării vizibile (în m).

În ceea ce privește valoarea coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , acesta s-a determinat prin mai multe metode, rezultând în final o valoare medie cu care s-a lucrat în calcule.

$$\lambda_1 \cong \frac{CO_{2\max}}{CO_{2ef}} \quad (3.60)$$

$$\lambda_2 = \frac{1 - (CO_2)_{ef} - (O_2)_{ef}}{1 - (CO_2)_{ef} - \frac{1}{0,21} \cdot (O_2)_{ef}} \quad (3.61)$$

$$\lambda_3 = \frac{(N_2)_{ef}}{(N_2)_{ef} - \frac{0,79}{0,21} \cdot [(O_2)_{ef} - \frac{1}{2} \cdot (CO)_{ef}]} \quad (3.62)$$

relația (3.61) utilizându-se pentru cazul arderii perfecte, iar relația (3.62) pentru cazul arderii imperfecte.

De asemenea, ținând seama de faptul că măsurătorile debitului de aer s-au efectuat în condiții foarte precise cu ajutorul de măsurare, s-a putut determina și o valoare pentru  $\lambda$ , cu relația:

$$\lambda_1 = \frac{D_a}{L_0 \cdot D_0} \quad (3.63)$$

valoare care s-a dovedit de altfel a fi suficient de exactă.

În baza acestora s-a putut determina o valoare medie pentru  $\lambda$  cu relația:

$$\lambda_{med} = \frac{\lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4}{3} \quad (3.64)$$

determinându-se erorile față de  $\lambda_1$ , cu relația de calcul:

$$\Delta \lambda_m = \frac{\lambda_1 - \lambda_{med}}{\lambda_{med}} \cdot 100 [\%] \quad (3.65)$$

valori care au fost trecute în tabelele 3.8 - 3.9.

Din aceste tabele se desprinde faptul că erorile de determinare ale coeficientului excesului de aer  $\lambda$  sunt cu atât mai mari cu cât se apropie de valorile reale ale lui  $\lambda$  de 1 (putându-se ajunge la valori de până la 11 - 12 %).

Relația (3.65) a putut fi utilizată în condițiile unei dispersii relativ mici a valorii lui  $\lambda$  determinate cu relațiile 3.62 - 3.63 una față de alta.

Se remarcă, din materialele prezentate, ca parametrul intensității de ardere a combustibililor crește odată cu creșterea coeficientului excesului de aer  $\lambda$  pe de o parte, dar și cu scăderea parametrului de recirculație  $\theta$  a gazelor arse la rădăcina jeturilor de flăcări, fapt ce pledează de asemenea în mod favorabil pentru arderea combustibililor lichizi și gazoși în sisteme de jeturi multiple.

O atenție deosebită s-a acordat determinării temperaturii medii a jeturilor de flăcări, autorul utilizând în acest scop procedeele descrise în literatura de specialitate, măsurându-se valoarea reală a temperaturii maxime cu termocuplu cu aspirația gazelor arse PtRdPt cu milivoltmetru indicator.

După mai multe citiri, în tabelele cu rezultatele măsurătorilor s-a trecut o valoare medie.

Aceste valori, sunt utilizate și în calcule privind determinarea randamentului energetic al arderii, aceasta pentru a se putea face o apreciere din mai multe puncte de vedere a importanței pe care o prezintă tehnica arderii combustibililor în sisteme de jeturi multiple față de arderea în sistem monojet.

### 3.5.2.2. Determinarea randamentului energetic al arderii

Având determinate, din măsurătorile experimentale de laborator, mărimile  $l_{med}$ ,  $n_{CO_2}$ ,  $n_{CO}$ ,  $m_f$ , iar din calculul procesului de ardere se cunosc  $V_g$  și  $V_{g_0}$  pentru fiecare valoare a coeficientului excesului de aer se poate determina randamentul energetic al arderii cu relația:

$$\eta_{ar} = \frac{H_i - H_{ch, inc}}{H_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.66)$$

în care:

$H_{ch, inc}$  reprezintă energia termică pierdută prin arderea chimică incompletă și imperfectă, kJ/kg.comb.

Aceasta se determină cu relația:

$$H_{ch, inc} = V_g^{us} \cdot \left( \frac{V_{co}}{100} \cdot H_{ico} + \mu_f \cdot 10^3 \cdot H_c \right) \quad [kJ / kg.comb.] \quad (3.67)$$

unde:

$n_{co}$  reprezintă procentul de CO din gazele arse, %;  $V_g$  - volumul gazelor arse uscate pentru 1 kg combustibil și pentru un coeficient al excesului de aer  $\lambda$  determinat, m<sup>3</sup>N/kg.comb;  $m_f$  - conținutul de particule de funingine într-un m<sup>3</sup> de gaze arse uscate, g/m<sup>3</sup>N gaze arse;  $H_{ico} = 12643$  kJ/m<sup>3</sup>N, puterea calorifică inferioară a monoxidului de carbon;  $H_c = 33852$  kJ/kg, puterea calorifică a carbonului (grafit, particule de funingine).

Determinarea cantitativă a cifrei de fum  $m_f$  s-a efectuat cu aparatul "SMOKE TESTER BACHARACH" tip RCC-B și utilizând diagrama din fig. 3.12 determinată conform [106], cunoscând cifra de fum corespunzătoare pe scala Bacharach pentru fiecare probă.

În această privință este important de semnalat faptul că pentru arzătoarele de gaze naturale arderea în sisteme de jeturi multiple aduce avantaje mai puțin importante din punct de vedere energetic, mai importante fiind avantajele legate de posibilitatea creșterii domeniului de reglare al arzătorului (creșterea raportului

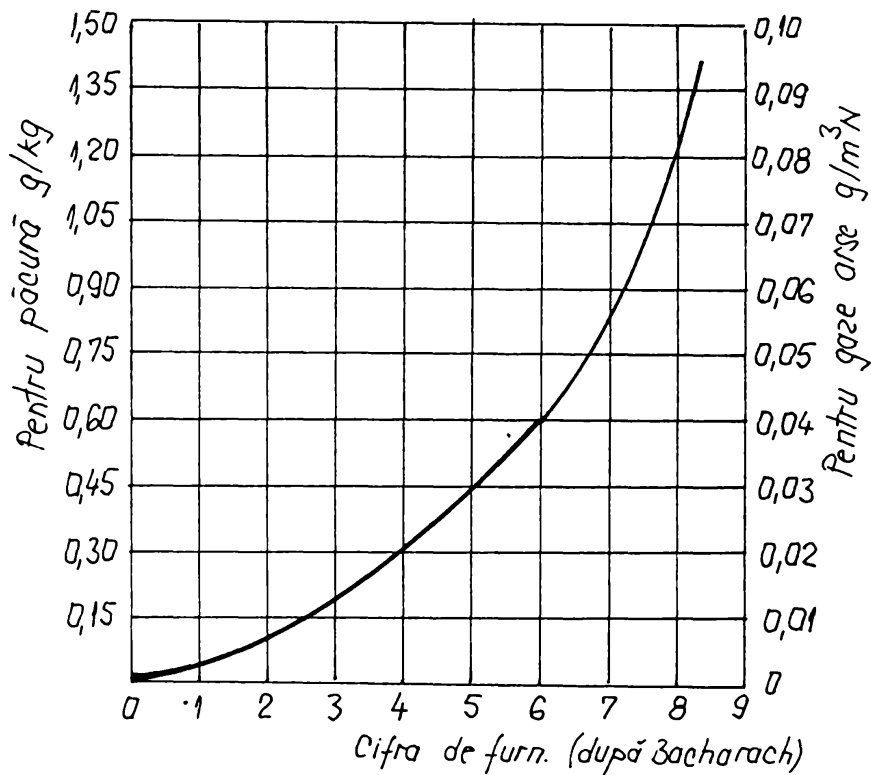


Fig.3.12.Cifra Bacharach

### 3.5.3. Determinarea randamentului exergetic al arderii

Pierderea de energie cauzată de ireversibilitatea procesului de ardere este exprimată de diferența dintre energia chimică a combustibilului și exergia căldurii de reacție. Pentru determinarea acestei pierderi se consideră un sistem termodinamic de ardere a unui combustibil în proces izobar în condițiile curgerii continue și staționare a agentului termic (v. fig. 3.13).

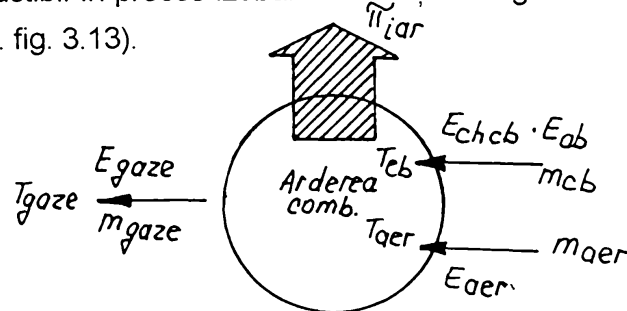


Fig. 3.13. Schema bilanțului exergetic al arderii combustibilului într-o incintă.

Din studiul proceselor termodinamice ireversibile este cunoscută ecuația fundamentală a acestora [24]:

$$\sum \theta_q - \Delta \theta_T + \Delta \theta_p + \Delta \theta_c + \sum I_t + \sum \pi_{irr} \quad (3.68)$$

în care:  $\sum \theta_q$  reprezintă suma exergiilor căldurilor schimbate de agent cu exteriorul;  $\sum I_t$  - suma schimburilor de lucru mecanic tehnic ale agentului cu exteriorul;  $\Delta e_T$ ,  $\Delta e_p$  - variațiile componentelor termică și mecanică ale energiei agentului;  $\Delta e_c$  - variația energiei cinetice a agentului;  $\sum \pi_{ir}$  - suma pierderilor cauzate de ireversibilitatea internă a proceselor descrise de către agentul termic.

Relația (3.68) scoate în evidență faptul că suma exergiilor căldurilor schimbate de agentul termic se regăsește în variația componentelor termică, mecanică și cinetică a energiei acestuia, în suma lucrurilor mecanice tehnice schimbate cu exteriorul, restul servind la acoperirea pierderilor cauzate de ireversibilitatea internă a proceselor de lucru.

Pentru sistemul considerat în fig. 3.13 această relație devine:

$$\Delta E + \eta_{irar} = 0. \quad (3.69)$$

Variația exergiei sistemului  $\Delta E$  în unitate de timp este dată de relația:

$$\Delta E = E_g - (E_{ch.cb} + E_{cb} + E_{aer}), \quad (3.70)$$

unde:  $E_{ch.cb}$  reprezintă exergia energiei chimice a debitului de combustibil  $m_{cb}$  introdus în sistem;  $E_{cb}$ -exergia energiei termice a debitului  $m_{cb}$  de combustibil;  $E_{aer}$ -exergia energiei termice a debitului  $m_{aer}$  de aer;  $E_g$ -exergia energiei termice a debitului  $m_g$  de gaze arse.

Întrucât  $\eta_{irar}$  reprezintă pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii în unitatea de timp, relația (3.70) devine:

$$E_{ch.cb} = E_g - (E_{aer} + E_{cb}) + \eta_{irar} \quad [w] \quad (3.71)$$

sau

$$m_{cb} \cdot E_0 = m_g \cdot a_g - (m_{aer} \cdot e_{cb} + m_{cb} \cdot e_{cb}) + \eta_{irar} \quad (3.72)$$

în care:  $E_0$  reprezintă energia chimică a combustibilului;  $e_g$ ,  $e_{aer}$ ,  $e_{cb}$  - energiile specifice ale gazelor, aerului și combustibilului.

Pe de altă parte:

$$m_g = m_{cb} + m_{aer} = m_{cb} \times (1 + \lambda \cdot L_0) \quad (3.73)$$

Astfel (3.73) se poate scrie:

$$E_0 = (1 + \lambda \cdot L_0) \cdot e_g - (\lambda \cdot L_0 \cdot e_{aer} + E_{cb}) + p_{irar} \quad [M/kg.comb] \quad (3.74)$$

unde  $p_{irar}$  definește pierderea determinată de ireversibilitatea arderii unui kilogram de combustibil.

Pentru punerea în evidență a lui  $p_{irar}$  se consideră că  $e_{cb} = e_{aer}$ , astfel:

$$p_{irar} = E_0 - (1 + \lambda \cdot L_0) \cdot (e_g - e_{aer}) \quad (3.75)$$

Considerând că arderea nu modifică esențial compoziția agentului termic, se ajunge la concluzia că exergia căldurii de reacție preluată de produsele de ardere provenite din arderea unui kilogram de combustibil este dată de relația:

$$E_{Qar} = (1 + \lambda \cdot L_0) \cdot (e_g - e_{aer}) \quad (3.76)$$

Astfel că:

$$p_{irar} = E_0 - E_{Qar} \quad [MJ/kg \cdot comb] \quad (3.77)$$

Semnificația grafică a mărimii  $R_{Qar}$  este precizată cu ajutorul fig. 3,14, în care s-a prezentat procesul izobar de încălzire a-g pentru produsele arderii de la temperatura aerului  $T_a$  la aceea a gazelor  $T_g$ .

Notând cu  $Q_{ar}$  căldura de reacție și cu  $\Delta S_{Qar}$  creșterea entropiei agentului termic în procesul de prelucrare al acestei călduri, rezultă că:



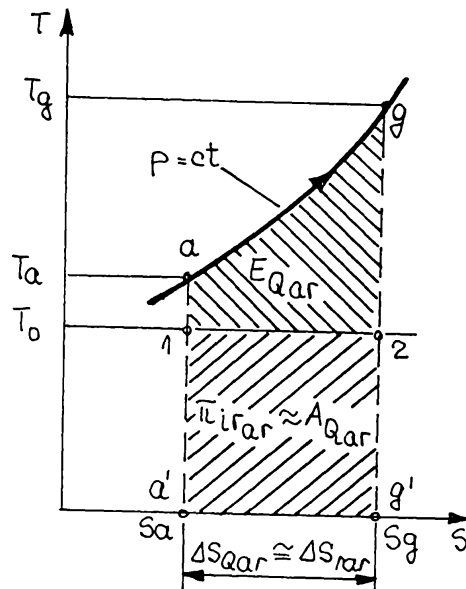


Fig. 3.14. Pierdere cauzată de ireversibilitatea procesului de ardere

$$E_{Q_{ar}} = Q_{ar} - T_0 \Delta S_{Q_{ar}} = (1 - T_0 \cdot \frac{\Delta S_{Q_{ar}}}{Q_{ar}}) \cdot Q_{ar} = (1 - \frac{T_0}{T_{mar}}) \cdot Q_{ar} \quad (3.78)$$

Din această relație se observă că factorul mediu de temperatură:

$$\theta_{E_{mar}} = \eta_0 = 1 - \frac{T_0}{T_{mar}} = 1 - \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\ln \frac{T_g}{T_a}}{\frac{T_g}{T_a} - 1} \quad (3.79)$$

reprezintă randamentul unui ciclu Carnot direct, delimitat de temperatura termodinamică medie a produselor de ardere  $T_{mar}$  și temperatura mediului ambiant  $T_0$ , rezultă de aici că:

$$E_{Q_{ar}} = \eta_{E_{mar}} \cdot Q_{ar} = \eta_0 \cdot Q_{ar} \quad (3.80)$$

Mărimea  $Q_{ar}$  care reprezintă căldura preluată de produsele de ardere prin arderea unui kilogram de combustibil, poate fi aproximată cu puterea calorifică inferioară a combustibilului,  $H_i$ , astfel că :

$$E_{Q_{ar}} \cong \eta_0 H_i \quad [ \frac{MJ}{kg \cdot comb.} ] \quad (3.81)$$

Din (3.77) și (3.81) rezultă:

$$\Pi_{irar} \cong E_0 - \eta_0 H_i = \text{aria } a' l 2g' \quad (3.82)$$

Din bilanțul termic al arderii se obține:

$$Q_{ar} \cong H_i \cong (1 + \lambda L_0) \bullet (i_g - i_{aer}) \quad (3.83)$$

Creșterea entalpiei produselor arse este dată de relația:

$$i_g - i_{aer} = c_p \bullet (T_g - T_a) + \frac{k_{ar}}{k_{ar} - 1} \bullet R_{ar} \bullet (T_g - T_a) \quad (3.84)$$

unde:  $k_{ar}$ ,  $R_{ar}$  reprezintă exponentul adiabatic mediu și respectiv constanta produselor arse.

Se obține că:

$$\frac{T_g}{T_a} \cong 1 + \frac{K_{ar} - 1}{K_{ar}} \bullet \frac{H_i}{(1 + \lambda L_0) K_{ar} \bullet T_a} \quad (3.85)$$

Deoarece  $L_0 \cong h_0 H_i + p_{irar}$  rezultă că randamentul exergetic al arderii ține seama numai de pierderea cauzată de ireversibilitatea acestui proces definit sub forma:

$$\eta_{i,ar} \cong \frac{E_{Q_{ar}}}{L_0} = \eta_c \bullet \frac{H_i}{L_0} \left( 1 - \frac{\pi_{irar}}{E_0} \right) \quad (3.86)$$

Această relație demonstrează că  $h_c$  definit anterior exprimă gradul de ireversibilitate al arderii prin intermediul raportului  $H_i / K_0$ . Se observă că creșterea lui  $T_a$  și reducerea lui  $\lambda$  reprezintă factori de bază care determină reducerea pierderii cauzată de ireversibilitatea arderii. Cum exergia combustibililor lichizi practic se poate considera egală cu puterea calorică superioară ( $E_0 \cong H_s$ ) din relația (3.85), cunoscând  $H_i$  și putându-se determina  $h_c$  cu relația (6.26), rezultă posibilitatea determinării randamentului exergetic al arderii  $hE_{ar}$ .

Pentru situația noastră  $E_0 \cong H_s = 43.279 \text{ kJ/kg.comb.}$  determinată conform [107] după relația:

$$H_s = H_i + (t_f - t_a + r) \cdot (w + 9h), \text{ [kJ/kg]} \quad (3.87)$$

unde:  $r$  reprezintă căldura de vaporizare a apei la presiunea parțială din bomba calorimetrică, kJ/kg;  $t_f$  - temperatura de fierbere a apei, la presiunea sa parțială din gazele de ardere aflate sub presiunea din bomba calorimetrică, °C;  $t_a$  - temperatura până la care se răcesc gazele în bomba calorimetrică, °C;  $w$  - apa higroscopică a combustibilului;  $h$  - conținutul de hidrogen al combustibilului.

Diferența ( $t_f - t_a$ ) poate fi de fapt neglijată față de  $r$ , pentru  $r$  se poate lua valoarea de 2197,8 kJ/kg; având în vedere presiunea relativ ridicată sub care se face arderea de obicei în bomba calorimetrică.

Cu acestea pentru combustibilul dat:

$$H_s = 41.070 + 2197,8 (0,6/100 + 11,1/100 \cdot 9) = 43,279 \text{ kJ/kg}$$

#### 3.5.4. Alte criterii de comparație

Un alt criteriu de comparație, de care este bine să se țină seama la alegerea structurii de arzătoare în sistem multijet față de monojet, este și mărimea pierderilor de presiune pe traseul de aer. De această valoare a pierderilor de presiune este bine să se țină seama în ideea de a nu se realiza sisteme și instalații de ardere care să nu fie corespunzătoare și din acest punct de vedere, adică valoarea pierderilor de presiune pe arzător sau sisteme de arzătoare să fie minimă.

A rezultat din calcule [25] că pierderile de presiune pe traseul circuitului de aer nu sunt mai mari față de sistemul monojet (avându-se în vedere montajul în paralel al sistemelor de arzătoare). Din acest punct de vedere dacă se compară pierderile de presiune pentru fiecare traseu de aer în parte, rezultă că acestea au valori comparabile (de același ordin de mărime), iar construcția instalațiilor de ardere în sisteme de jeturi multiple nu grevează asupra unor creșteri importante de pierderi de presiune pe traseele de aer corespunzătoare, aceste construcții fiind avantajoase și din acest punct de vedere.

### 3.6. CONCLUZII

Principalele concluzii și realizări sunt următoarele:

1. Proiectarea și realizarea unui prototip de arzător de gaz natural de tip multijet, în două variante: de laborator cu debit  $20 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ , a modelului pentru cel industrial cu același debit și proiectarea arzătorului industrial cu un debit de  $600 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ . Utilizarea acestora conduce la importante economii de combustibil, randamentul energetic al arderi fiind superior comparativ cu cazul monojetului.

2. Am introdus corecția factorului de atenuare a recirculației gazelor arse,  $x$ , având în vedere obturarea secțiunii axiale.

3. Am pus în evidență factorul  $x$  care caracterizează intensificarea procesului de ardere comparativ cu monojetul.

4. Rezultatele teoretice și experimentale obținute au aplicabilitate practică, acestea fiind valorificate în cadrul unui contract cu ICMR și CSR..

5. Consumurile specifice de combustibil fiind mai mici și poluarea mai redusă față de monojet, s-au realizat două dosare de invenție privind un arzător cu două presiuni de injecție a combustibilului și unul multijet .

6. Din verificările experimentale la celulă, am constatat uniformizare a câmpului de temperatură în camera de ardere în cazul utilizării arzătoarelor multijet.

7. Ca urmare a experimentărilor realizate, recomand utilizarea acestor tipuri de arzătoare și în cazul cuptoarelor tip cameră, utilizate la încălzirea în vederea forjării sau a tratamentului termic.

## CAP.4.CERCETARI PRIVIND OPTIMIZAREA FUNCTIONĂRII CUPTOARELOR ADÂNCI

### 4.1.CARACTERISTICILE CUPTORULUI

La analiza funcțională a unui sector de cuptoare adânci dintr-o secție de laminare,trebuie avute în vedere toate fenomenele care apar în timpul funcționării acestora,peu ce încălzirea lingourilor să se facă în mod corespunzător,fără să producă ulterior defecte iremediabile.Caracteristicile cuptoarelor sunt următoarele:

- capacitatea cuptorului (o celulă) cca. 18 lingouri;
- combustibil utilizat: gaz natural;
- putere calorică: cca.33583 kJ m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h;
- presiune arzător: 1200 mmH<sub>2</sub>O ;
- debit gaz natural: B<sub>N</sub> = 800 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h;

În cazuri practice normale,peu a evita defectele de suprafață (crăpături)care apar ca urmare a unei încălziri defectuoase,se impun restricții în ceea ce privește viteza de încălzire a lingourilor,temperatura inițială(de la care se începe încălzirea), temperatura finală și timpul de menținere la temperatură constantă peu omogenizarea temperaturii în masa lingoului. Avându-se în vedere dotarea actuală cu AMC-uri a cuptoarelor din secție,cuptorul a fost analizat din dpuă direcții distincte:

1 - măsurători necesare bilanțului termic peu un cuptor fără arzător multijet, în vederea stabilirii bazei de comparație energetică cu situația preconizată, respectiv situația când cuptorul este dotat cu un alt arzător și întocmirea acestui bilant;

2 - posibilitați de reglare automată a cuptoarelor,peu a corela tactul liniei cu tehnologia de încălzire.

Teza a analizat doar primul aspect,cel de-al doilea fiind prezentat în [81].

Indiferent de aspectele analizate toate au fost însoțite de măsurători, realizate atât în condiții de laborator cât și direct la cuptoare.Din acest motiv rezultatea obținute peu fi generalizate peu toate cuptoarele de acest tip.

## 4.2. STABILIREA DIAGramei DE ÎNCĂLZIRE

Schimbul de căldură între elementele cuptorului și lingou are loc prin cele trei tipuri cunoscute: conducție, radiație și convecție, preponderent fiind unul sau altul funcție de regimul de temperatura momentan al cuptorului. Din acest motiv, după ce s-a ales mediul de încălzire (în cazul nostru acest mediu este impus, cuptorul existând), se stabilește corect coeficientul global de schimb de căldură, acesta fiind determinat la studiul schimbului de căldură.

Pentru alegerea unui regim termic rațional este necesar să se stabilească întâi intervalul de temperatură la care se poate face deformarea în bune condiții (temperatura inițială și temperatura finală). Acest interval de temperatura este specific fiecărui tip de oțel și este impus de mărirea gradului de deformare ce poate fi realizat fără să apară fisuri în material.

Temperatura de încălzire depinde de natura și compoziția chimică a materialelor metalice, de felul proceselor de deformare plastică, de viteza acestui proces. Limita inferioară a temperaturii de încălzire este determinată de temperatura admisă la sfârșitul procesului de deformare.

Limita superioară de încălzire este la metale în legătură cu temperatura de topire, iar la aliaje cu temperatura curbei solidus din diagrama de echilibru a aliajului, ce corepunde compoziției chimice a acestuia, față de care, pentru siguranță trebuie să fie mai joasă cu 90... 150°C.

Pentru diferitele grupe de oțeluri laminate la CSR SA am stabilit diagramele de încălzire care se găsesc în [81], și parțial în Anexa 5, stabilind și un program de calcul a acestor diagrame funcție de compoziția chimică a materialului ce trebuie încălzit, program care se rulează în LOTUS.

## 4.3. INSTALAȚIA DE ARDERE

Instalația de ardere este identică pentru toate cele 22 de celule existente la CSR în Secția Bluming. Variația debitelor de gaz și de aer de combustie care ard în spațiul de lucru se face conform unei curbe care începe cu menținerea debitului maxim la o valoare constantă atâta timp cât temperatura suprafeței lingoului se ridică de la valoarea de încărcare până la temperatura de palier sau până la temperatura

finală de încălzire pentru laminare, după care debitul începe să scadă sub influența regulatorului de temperatură. Acesta nu permite depășirea valorii indexate, reducând progresiv debitele de gaz și de aer la limita la care este necesar să se mențină temperatura în cuptor, căldura cedată de gaze asigurând egalizarea temperaturii pe secțiunea lingoului.

Debitele se stabilesc astfel încât să se respecte viteza de încălzire din diagramele de încălzire întocmite pentru mărcile de oțel laminate. În perioada de egalizare debitul se poate menține la o valoare mai mică de 15% din debitul maxim.

Instalația de ardere are drept caracteristică sistemul de combustie de mare viteză realizat de arzătorul multijet care asigură o ardere cu viteze mari chiar în perioada de egalizare. Alimentarea cu fluide combustibile se face distinct, în funcție de procentul din debitul maxim ce trebuie să ardă în diferite perioade: un racord pentru aer și unul pentru gaz la debitul de 85% și câte un alt racord pentru fiecare, aferente debitului de 15%.

Diuzele arzătorului sunt ceramice și delimitează o serie de orificii aferente debitelor respective. Alimentarea cu aer de combustie se face de la un ventilator VU 56/2 cu un debit de aer de 8000 m<sup>3</sup>/h la temperatura de 20°C și presiunea de 920 mm col H<sub>2</sub>O. Aerul refulat este introdus în partea inferioară a recuperatorului de radiație printr-o conductă de Ø 420x4 mm. Din recuperatorul de radiație aerul preîncălzit la temperatura de 150-400 °C, intră în conducta principală de distribuție la cuptoare, iar apoi se racordează la arzătoare.

#### 4.4. PREGĂTIREA CUPTOARELOR ÎN VEDEREA EXPERIMENTĂRIILOR

Analizând funcționarea cuptoarelor din LDS s-a constatat că sunt necesare mai multe operații prin care să se îmbunătățească calitatea încălzirii lingourilor, și, implicit să se reducă consumul de combustibil prin recuperarea avansată a resursei energetice secundare reprezentate de gazele de ardere.

După testarea noilor soluții, s-a executat o analiză energetică pe întregul ansamblu cuptor-preîncălzitor de aer -cazan recuperator, în vederea stabilirii efectului acestor modificări și a oportunității generalizării rezultatelor.

Rezultate măsurătorilor și testelor realizate corespund celulelor nr.19 și 20. Pentru aceasta a fost necesară amenajarea specială a două cuptoare cu instalațiile de

recuperare aferente, astfel încât să se elimine pe cât posibil perturbarea valorilor măsu-rate, de către o serie de factori aleatori determinați de o eventuală uzură avansată a cuptorului sau deteriorări ale traseului de evacuare a gazelor de ardere. De asemenea a fost necesar acest lucru, pentru a compara arzătorul propus prin teza cu cele clasice, utilizate preponderent la cuptoarele adânci, iar pentru a avea termen de comparație este necesar ca condițiile în care se realizează măsurătorile să fie identice.

Totodată, s-a ținut seama de faptul că informația dată de aparatura de măsură și control aflată în dotarea curentă a cuptorului este insuficientă pentru o caracterizare energo-tehnologică completă a funcționării. În acest sens, secția a executat amenajări pentru montarea unor puncte de măsură dotate cu aparatura necesară. Operații similare au fost executate de către personalul care asigură exploatarea cazanelor recuperatoare. Pentru stabilirea acestor amenajări s-a pornit de la caracterul modernizărilor făcute și al căror efect trebuie analizat. Principele direcții în care s-a acționat în vederea stabilirii unor condiții identice și cât mai aproape de condițiile optime au fost:

a) asigurarea unui regim corespunzător de presiune în spațiul de lucru al cuptorului; în acest scop s-a trecut la realizarea și montarea unor capace de beton pentru asigurarea etanșeității corespunzătoare și eliminării cuțitelor de etanșare;

b) realizarea și montarea arzătorului multijet de construcție specială destinat următoarelor obiective:

-eliminarea pieselor ceramice a căror deteriorare rapidă modifică

geometria arzătorului, mergând până la oprirea cuptorului;

- reducerea consumului de combustibil;

- creșterea calității arderii;

- asigurarea calității încălzirii și respectării diagramei de încălzire.

-obținerea locașului clapetei care permite trecerea gazelor din cuptor direct la coș, prin ocolirea preîncălzitorului de aer, în scopul evitării scăpărilor de gaze prin neetanșeități sau a aspirațiilor de aer fals la intrarea în preîncălzitor. În perioada care a trecut de la utilizare s-a constatat că nu au apărut deteriorări în recuperator care să facă necesară utilizarea acestor clapete, și, ca urmare se poate renunța la ele;



a) creșterea gradului de recuperare a căldurii gazelor de ardere în cazanul recuperator, prin:

- eliminarea pierderilor de gaze de ardere prin by-pass sau a aspirațiilor de aer fals din acesta prin modificarea zonei de etanșare a clapetei  $\phi$  1500 ; în acest caz se asigură condiții superioare de lucru cazanului recuperator prin evitarea degradării sursei și micșorarea necesarului de tiraj și a consumului de energie la exhaustor;

- îmbunătățirea etanșeității cazanului în zona exhaustorului, respectiv a colectorului de țevi, gurilor de vizitare, îmbinărilor cu flannșe, etc.

În scopul eliminării aspirațiilor de aer fals trebuie avut grijă să se realizeze pornirea și oprirea cazanelor conform unui grafic de funcționare economică care ține seama de sarcina termică a cuptorului pentru evitarea depășirii consumurilor specifice normate de energie pe tona de abur produs prin recuperare.

Pentru realizarea măsurătorilor au fost amenajate corespunzător celulele nr.19 și 20 cu preîncălzitorul de aer și cazanul recuperator aferent. Astfel, cuptorul nr.19 a fost echipat după reparație cu arzător experimental, iar cuptorul nr.20 cu arzătorul existent, cu diuze ceramice, urmărindu-se în paralel funcționarea, reglajul, încărcarea, în scopul realizării unor condiții cât mai asemănătoare, care să permită compararea comportării în exploatare a celor două tipuri de arzătoare. Același obiectiv a fost urmărit în timpul opririi și la reparația pereților, a gurilor de evacuare, reparația prizelor de presiune și a locașurilor pentru măsurarea temperaturii în cuptor.

Pentru caracterizarea calității arderii s-au montat sonde ceramice pentru prelevare de probe de gaze în același locaș în care se montează termocuplul pentru măsurarea temperaturii gazelor de ardere la evacuarea din cuptor.

Ținând seama că procesul de încălzire în cuptoare adânci prezintă variații rapide ale parametrilor datorită modificării debitului de combustibil, pentru analiza gazelor de ardere s-au utilizat patru analizoare automate cu indicare continuă, portabile de tip Infraclyt pentru  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  și analizor de tip Permolyt pentru  $\text{O}_2$ . Pentru celelalte puncte de măsură de pe traseul gazelor de ardere (intrarea și ieșirea din preîncălzitorul de aer, intrarea în cazan, intrare și ieșire din economizor), s-au executat analize de gaze, intermitent cu un analizor chimic de tip Orsat.

În scopul determinării parametrilor gazelor de ardere la trecerea din vaporizator în economizor s-a amenajat un punct special de măsură în această zonă (la trecerea din drumul I în drumul II de gaze al cazanului). De asemenea s-a amenajat un punct suplimentar by-pass-ul cazanului ,după clapeta de  $\phi$  1500 mm, pentru a se putea identifica eventualele scăpări de gaze de ardere după închiderea clapetei.

Toate punctele de măsură specificite au fost dotate cu sonde și termocuple ceea ce a permis ca în fiecare din aceste puncte să se poată determina temperatura, presiunea și compoziția chimică a gazelor de ardere.

Simultan cu aceste amenajări, au fost verificate aparatele, traductoarele și celelalte elemente de măsură și reglare aflate în dotarea cuptoarelor, de asemenea s-a urmărit diminuarea pe cât posibil a tuturor factorilor perturbatori sau care ar putea conduce la obținerea unor valori eronate ale parametrilor măsurați.

Pe partea de apă-abur a cazanului s-au făcut verificări și completări la punctele pentru măsurarea presiunii, temperaturii, debitului apei la intrarea și ieșirea din suprafețele de schimb de căldură.

Aceste valori măsurate local au fost completate cu valorile temperaturii gazelor în cazan înregistrate la camera de comandă a cuptoarelor precum și cu valorile date de aparatele aflate la camera de comandă a cazanelor recuperatoare.

Schema de principiu a instalației și amplasarea punctelor de măsură precizate anterior este prezentată în fig.4.1.. De asemenea, din schemă se observă că au fost făcute măsurători de temperatură pe lingou la încărcare și descărcare, cât și pe zidăria cuptorului în scopul determinării datelor necesare privind starea termică a lingoului și a pereților la începutul și sfârșitul șarjei.

Pentru acest determinări s-a utilizat un set de două pirometre Raytek cu radiație totală.

Pentru determinarea presiunii pe traseul gazelor de ardere între cuptor și cazan a fost utilizat micromanometru Ascania. Depresiunea la ieșirea gazelor de ardere din cazan, înainte de exhaustor a fost urmărită cu un manometru diferențial de tipă U cu apă.

#### 4.5.ANALIZA FUNCȚIONĂRII UNUI GRUP DE DOUĂ CELULE DE CUPTOR ADÂNC CU PREÎNCĂLZITOR DE AER ȘI CAZANUL RECUPERATOR AFERENT.

##### 4.5.1.MĂSURĂTORI PENTRU DETERMINAREA PARAMETRILOR NECESARI ANALIZEI.

Programul de măsurători a cuprins un ciclu de 10 șarje (câte 5 pentru fiecare cuptor). Pentru a putea urmări și compara mai ușor performanțele celor două cuptoare, acestea au fost încărcate simultan. S-a urmărit ca cele două cuptoare să fie cât mai echilibrate din punct de vedere al greutății șarjei încărcate și cât mai aproape de sarcina nominală de proiect.

Având în vedere o serie de lucrări aflate în curs de realizare (la data când s-au efectuat măsurătorile) la cazanele recuperatoare, nu toate unitățile erau disponibile pentru producerea de abur. De aceea numai la două din cele cinci perechi de șarje au existat condiții pentru funcționarea simultană a cel puțin trei cazane în așa fel încât să se poată asigura parametrii normali pe cazanul unde s-au făcut măsurătorile.

De asemenea prima preche de șarje constituie șarje pentru reglarea și punerea la punct a aparaturii de măsură și sunt considerate șarje de etalonare.

Parametrii celorlalte 4 perechi de șarje au fost utilizați în analiza funcționării termice a celor două celule. Valorile acestor parametri sunt prezentați sistematizat sub formă de tabele și diagrame în fișele de măsurători aferente fiecărei șarje după cum urmează:

- fișa de măsurători nr.1, șarja I -cuptor nr, 19;
- fișa de măsurători nr.2, șarja I -cuptor nr.20;
- fișa de măsurători nr.3, șarja a II-a -cuptor nr.19;
- fișa de măsurători nr.4, șarja a II-a -cuptorul nr.20;
- fișa de măsurători nr.5, șarja a III-a - cuptorul nr.19;
- fișa de măsurători nr.6, șarja a III-a -cuptor nr.20;
- fișa de măsurători nr.7, șarja a IV-a - cuptor nr.19;
- fișa de măsurători nr.8, șarja a IV-a - cuptor nr.20;
- fișa de măsurători nr.9, șarja a V-a - cuptor nr.19;

- fișa de măsurători nr.10,șarja a V-a - cuptor nr.20.

Notațiile curbelor din figurile menționate în fișele de măsurători au următoarele semnificații:

$t_c$  - temperatura gazelor de ardere în cuptor (măsurată la termocuplul tehnologic);  
 $t_{EC}$  -temperatura gazelor de ardere la evacuarea din cuptor;  
 $t_{IPA}$  -tempertura gazelor de ardere la intrarea în preîncălzitorul de aer;  
 $t_{EPA}$  -temperatura gazelor de ardere la ieșirea din preîncălzitorul de aer;  
 $t_{ICR}$  -temperatura gazelor de ardere la intrarea în cazanul recuperator;  
 $t_{MCR}$  -temperatura gazelor de ardere la mijlocul cazanului recuperator;  
 $t_{ECR}$  -temperatura gazelor de ardere la mijlocul cazanului (între vaporizator și economizor);  
 $t_{ECR}$  - temperatura gazelor de ardere la evacuarea din cazan;  
 $t_{BY}$  - temperatura gazelor de ardere în by-passul cazanului;  
 $t_{AC}$  - temperatura aerului cald (de combustie);  
 $t_{IECO}$  - temperatura apei la intrarea în economizor;  
 $t_{EECO}$  -temperatura apei la ieșirea din economizor;  
 $t_{IVAP}$  -temperatura apei la intrarea în vaporizator;  
 $t_{EVAP}$  -temperatura apei la ieșirea din vaporizator.

Pe lângă aceste determinări programul de măsurători realizat pe cele două cuptoare a cuprins și o serie de teste de performanță cum sunt:

- testarea capacității maxime de încălzire a arzătorului experimental și a posibilităților ventilatorului de a asigura aerul de combustie necesar la regimul maxim;
- testarea posibilităților de efectuare a reglajului manual de corectare a raportului aer-gaz,funcție de temperatura aerului de combustie;
- verificarea, prin măsurare directă a fidelității buclei pentru micșorarea presiunii în spațiul de lucru al cuptorului;
- test privind eficiența reglării exhaustorului pentru modificarea tirajului funcție de variația debitului de gaze de ardere evacuat din cuptor. Din analiza curbelor de con-sum de combustibil se pot trage următoarele concluzii:

1 -valorile date de debimetre sunt foarte apropiate de valorile obținute prin citirea contorului, ceea ce conferă siguranța că, consumurile de combustibil au fost determinate corect;

2 - variația debitului de combustibil la trecerea din perioada de încălzire la perioada de egalizare este în medie de 50,34% din debitul maxim la celula 19 și de 46,34% la celula 20, ceea ce arată că celula nr.19 este mai bine încălzită și temperatura este mai uniformă în spațiul cuptorului;

3 - structura încălzirii pentru cele 10 șarje urmărite și consumurile specifice la tona de lingou sunt cele din tabelul 4.1.

Tabelul nr.4.1.

Nr.șarjă/ nr.cupt.	Greutate [t]	Indice contor înc.	Indice contor lamin.	Durata șarjei [ h ]	Consum specific [[m <sup>2</sup> /t]	Temp. lingou la înc. [° C]	Obs.
I/19	-	711	872	8,5	-	-	rece
I/20	<u>12x5,92</u> 71,04	1066	1609	8,5	46,86	550	-
II/19	<u>11x5,92</u> 65,12	879	1115	3,58	21,74	675	-
II/20	<u>2x2,85</u> <u>13x5,92</u> 82,66	1609	1988	7,38	27,51	725	-
III/19	<u>8x7,3</u> <u>1x2,85</u> 61,25	1446	1760	7,75	30,76	575	-
III/20	<u>8 x 7,3</u> 58,4	2385	2795	7,0	42,12	650	-
IV/19	<u>12x5,92</u> 71,04	2029	2327	5,75	25,16	750	-
IV/20	<u>12 x 5,92</u> 71,04	3183	3549	5,75	30,91	800	-
U/19	<u>11 x 5,92</u> 65,45	2892	3139	4,66	22,64	650	-
U/20	<u>10 x 7,3</u> 73,0	4536	4841	4,50	25,00	600	-

NOTĂ: în durata șarjei și respectiv a consumului de combustibil au fost considerate și întârzierile la laminare.

Considerând șarja I ca șarje de reglare-etalonare și ca atare ne semnificativă și comparând șarjele II-IV pentru cele două celule, rezultă:

- consumul specific mediu pe celula nr.19 este  $25,07 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{t}$  ( $30,04 \text{ kgcc}/\text{t}$ );
- consumul specific mediu pe celula nr.20 este  $31,38 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{t}$ ;
- diferența de consum specific între cele două celule este de 25,16%, valoare care este afectată și de diferențele de greutate între șarje, de întârzierile la laminare sau de temperaturi diferite în cuptor. Pentru eliminarea influenței acestor factori aleatori s-au comparat valorile consumului specific la șarja IV/19 și IV/20 care sunt șarje identice. În cazul acestora, consumul la celula nr.19 este cu 22,85% mai redus decât la celula nr.20. Ca urmare se poate trage concluzia că din punct de vedere al consumului, arzătorul experimental este net superior.

4 - se poate estima că reducerea întârzierilor la laminare poate contribui cu o reducere a consumului specific de combustibil, în medie de 8 - 12 %. Cifrele sunt informative momentan deoarece nu există un fond de date suficient de mare pentru a face o analiză statistică. De asemenea stabilirea unei valori exacte presupune evaluarea calității încălzirii prin măsurarea și interpretarea unor parametrii de laminare (temperatura la intrarea și ieșirea din cază, curentul la motorul cazei, consumul de energie al motorului, etc.);

5 - pentru o caracterizare a comportării în timp a celor două tipuri de arzătoare se pot compara fig.4.2.,4.3. și 4.4.,care reprezintă starea arzătoarelor după o campanie de funcționare . Se constată astfel că principalele deteriorări apar la diuza ceramică de gaz, 20% și aer. Din fig.4.3. și 4.4. se observă că fisurile apar exact în dreptul locașelor pentru bolțurile de fixare. Având în vedere că diuzele ceramice aferente secțiunilor de 80% se montează prin aurostrângere, la deteriorarea piesei centrale cad și piesele periferice, în special cele din zona superioară;

6 - în ceea ce privește capacitatea maximă a arzătoarelor experimentale, prin testele făcute s-au constatat următoarele:

a) debitele și presiunile fluidelor pentru testele efectuate și calitatea arderii sunt prezentate în tabelul 4.2.

Ca urmare a datelor prezentate rezultă că se poate asigura necesarul de aer de combustie pentru sarcina maximă a arzătorului experimental în condițiile realizării unei arderi corecte.Trebuie menționat încă faptul că aceasta este un test de

de performanță deoarece în exploatare normală se poate asigura realizarea diagramei de încălzire cu un debit de gaz de cel mult 450-480 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h și ca urmare arzătorul are o rezervă de putere de încălzire de cca.12... 15 %.

Tabelul 4.2.

Nr.probe	Debit de gaz natural m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	Debit aer necorect. m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h	Temp. aer °C	Pres. gaz mmCA	Pres. aer mm CA	Coef. exces aer
Proba 1	500	4600	240	930	530	0,979
Proba 2	510	5150	285	945	460	1,008
Proba 3	540	6000	280	1050	320	1,11

Valoarea  $\lambda = 0,979$  obținută în proba nr. 1 se datorește neconcordanței între poziția clapetei de gaz și poziția servomotorului, problema rezolvată ulterior așa cum reiese din probele nr.2 și nr.3.

b)trebuie specificat de asemenea că realizarea debitelor prezentate anterior a impus pe lângă reglajul de debit și un reglaj de presiune;

c) din compararea celor două tipuri de arzătoare reiese că arzătorul experimental are o serie de avantaje nete, iar ca principal dezavantaj, că necesită o presiune de gaz natu-ral de 700 mmCA în exploatare normală, iar pentru obținerea debitului maxim această presiune trebuie să fie de 1050 mmCA.

7- Un al doilea test privind ardere a fost realizat prin corectarea manuală a debitului de aer în raport cu temperatura, în scopul reglării corecte a raportului aer-gaz. Tabelul de corecție trebuie afișat în fiecare cabină de comandă , fiind calculat pentru realizarea unui raport de 1/10 gaz-aer, ceea ce corespunde unui coeficient de exces de aer  $\lambda = 1,05$ .Valorile obținute în cele 11 probe de reglaj efectuate în cadrul testului nr.2 sunt cele prezentate în tabelul 4.3.Probele au constat în efectuarea reglajului de corecție manual conform tabelului calculat și verificarea calității arderii cu ajutorul analizoarelor de gaze. Pe baza acestor analize s-a putut calcula coeficientul de exces de aer realizat în mod real și respectiv, raportul real aer-gaz.

Comparând valorile realizate cu valorile pe baza cărora s-a calculat tabelul de corecție rezultă că la celula nr.19 abaterea medie este de  $(1,095/1,05)=4$  %,iar

celula nr.20,  $(1,1546/1,05) = 9,9 \%$ . Rezultă așadar că prin corecția manuală a debitului de aer funcție de temperatură se poate realiza și în această situație un reglaj corect al arderii.

Tabelul 4.3.

Nr.probă		I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Medie
19	Celula <u>Real</u>	<u>1,044</u>	<u>1,275</u>	<u>1,181</u>	<u>1,093</u>	<u>1,049</u>	<u>1,013</u>	<u>1,092</u>
	Raport	9,94	11,19	11,246	10,40	9,99	9,64	10,40
	real							
20	Celula <u>Real</u>	<u>1,008</u>	<u>1,099</u>	<u>1,262</u>	<u>1,306</u>	<u>1,098</u>	-	<u>1,154</u>
	Raport	1,008	1,099	1,262	1,306	1,098	-	1,154
	real	9,60	10,46	12,01	12,43	10,60	-	10,99

Concluzia este confirmată și de analizele gazelor de ardere efectuate pe parcursul celor 10 șarje urmărite. Astfel, variația conținutului de oxigen în gazele de arde la evacuarea din cuptor este prezentată în fig.4.5. pentru celula nr.19 și în fig.4.6. pentru celula nr.20. Ținând seama că o serie de firme cu tradiție în exploatarea cuptoarelor adânci acceptă o valoare medie de 2 % a oxigenului în gazele de ardere, [82],[83], rezultă că, cuptoarele au avut o comportare satisfăcătoare. Se observă, de asemenea că prin corecție manuală a debitului de aer este mai greu de stăpânit faza de început a șarjei până la stabilizarea parametrilor și ca urmare conținutul de oxigen din gazele de ardere crește, la începutul șarjei pentru ca pe parcurs să revină la normal.

Din analiza curbelor de temperatură prezentate în fișele de măsurători se pot desprinde următoarele concluzii:

1 - temperatura medie a gazelor de ardere la intrare în preîncălzitorul de aer se situează între  $680^{\circ}\text{C}$  și  $795^{\circ}\text{C}$  ceea ce reprezintă o scădere cu aproximativ 5 % față de temperatura minimă prevăzută în proiect pentru acest tip de schimbător de căldură. Ca urmare, efectul schimbului de căldură prin radiație este limitat ceea ce explică și valorile temperaturii aerului cald, care sunt în limitele de  $235 \dots 285^{\circ}\text{C}$ , valorile minime fiind atinse numai uneori ( $310 \dots 340^{\circ}\text{C}$ ). Fenomenul acesta este cauzat în primul rând de scăderea substanțială a temperaturii gazelor de ardere la trecerea prin canalul care leagă cuptorul de preîncălzitorul de aer. În tabelul 4.4. sunt



prezentate diferențele dintre temperatura la ieșirea din cuptor și temperatura la intrarea în recuperator pentru șarjele analizate. Diferențele au fost calculate atât pentru valorile medii cât și pentru valorile maxime.

Se observă așadar că scăderea de temperatură pe acest traseu (cuptor-recuperator) este în medie de 355 °C,ajungând la sfârșitul șarjei de 397 °C, iar în unele momente ale șarjei chiar la 420...440 °C. Factorii care pot produce acest fenomen,sunt: aspirațiile de aer fals sau pierderi pri pereți spre exterior.Pentru a vedea influența aspirațiilor de aer fals s-a efectuat testul nr.3 în cursul căruia s-a analizat compoziția gazelor de ardere la ieșirea din cuptor și la intrarea în recuperator. Se constată că la trecerea prin canal, coeficientul de exces de aer variază cu  $\Delta\lambda = 0,26...0,4$ ,fiind mai mare atunci când arderea este mai bine reglată și ca atare debitul de gaze de ardere mai redus.

Tabelul.4.4.

Nr.șarjă	Temperatura cuptorului		Tempe- ratura evac.		Tempe- ratura int.	
Nr.celulă	mediu	maxim	mediu	maxim	mediu	maxim
I/19	1145	1310	1074	1180	683	795
I/20	1257	1300	1163	1260	792	840
II/19	1198	1260	1069	1140	776	810
II/20	1239	1290	1130	1190	743	780
III/19	1222	1280	1084	1180	744	800
III/20	1201	1300	1077	1210	779	840
IV/19	1259	1340	1113	1230	747	790
IV/20	1254	1320	1130	1230	770	800
U/19	1297	1320	1165	1230	794	840
V/20	1254	1340	1128	1220	756	80

Ținând seama de debitul mediu de combustibil se pot calcula cantitățile de aer fals aspirat în canal.Rezultă în acest fel că la un volum de gaz de 4000 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h se aspiră o cantitate de aer fals de 600...800 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h aer fals, mergând uneori până la 1100 ...1300 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h, fapt care conduce la o diluție nedorită a gazelor cu aer fals și

deci la o degradare calitativă a resursei energetice recuperabile. Acest fenomen este pus în evidență și de faptul că în timp ce temperatura gazelor evacuate crește pe parcursul șarjei, temperatura la intrarea în preîncălzitorul de aer are tendința de scădere spre sfârșitul șarjei. Se poate trage astfel concluzia că spre sfârșitul șarjei, o dată cu scăderea debitului de gaze de ardere efectul diluției cu aer fals este resimțit mai puternic ceea ce limitează performanțele preîncălzitorului.

Totodată, făcând bilanțul termic al canalului de gaze rezultă o cantitate de căldură acumulată în zidărie sau pierdută prin pereți care variază între 16% și 20%, din căldura gazelor de evacuare din cuptor. Cumulând aceste două aspecte (aspirație de aer fals și pierderi de căldură) se observă că la trecerea prin canal o mare parte din căldură se pierde, iar restul se degradează prin diluție. Ca urmare zona aceasta a canalului trebuie să constituie pe viitor obiectul unor cercetări destinate să ofere soluții pentru eliminarea fenomenelor arătate.

2. Analiza curbelor de variație a temperaturii gazelor la evacuarea din cuptor oferă posibilitatea aprecierii într-o primă aproximație a uniformității încălzirii șarjei, cunoscut fiind faptul că zona de evacuare reprezintă pentru acest tip de cuptoare punctul cu temperatura cea mai scăzută [79],[80],[82],[83]. În acest sens a fost calculată diferența dintre temperaturile medii în cuptor și la evacuare cât și diferența acestor temperaturi la terminarea șarjei (valori maxime). Rezultatele sunt prezentate în tabelul 4.4. Din datele din tabel se observă că diferența, medie de temperatură este de  $119^{\circ}\text{C}$ , reducându-se la sfârșitul șarjei, după egalizare, la  $99^{\circ}\text{C}$ , valori care se încadrează în domeniul acceptat pentru aceste cuptoare.

Pentru aceste condiții de încălzire, laminarea a decurs corespunzător. Ținând seama, însă de modul de încărcare a lingourilor (sprojonite de pereți) există posibilitatea ca în zona cuprinsă între lingou și perete să apară valori de temperatură mai scăzute decât cele măsurate la evacuarea gazelor din cuptor.

Pentru studierea acestor fenomene sunt necesare dotări suplimentare privind aparatura de măsură și o serie de cercetări speciale care nu fac obiectul prezentei lucrări, regăsindu-se parțial în [105].

În ceea ce privește verificarea buclei de măsură a presiunii s-au făcut măsurători prin introducerea unei sonde ceramice în locașul termocuplului tehnologic. Determinarea s-a făcut în paralele cu bucla de măsură aflată în dotarea cuptorului, și cu un aparat Ascania aflat în sonda ceramică, pentru diferite regimuri de presiune

din cuptor, variind între 3...4,5 mmCA. Comparând valorile s-a constatat că nu există abateri între cele două sisteme de măsură. Trebuie avut în vedere că, datorită modului de circulație a gazelor în cuptor și tendinței ascensionale a acestora, există posibilitatea ca pe verticală să apară diferențe sensibile de presiune între vatra și zona de sub capacul cuptorului. În acest context sunt necesare cercetări care să determine care sunt aceste diferențe în vederea stabilirii modului cum trebuie reglată presiunea în cuptor pentru ca în întreg spațiul de lucru să se realizeze o ușoară suprapresiune. Această reglare a presiunii trebuie corelată cu reglarea sarcinii exhaustorului de la cazan în vederea optimizării gradului de recuperare a resursei secundare. Detalii privind aceste probleme, ca și modul de desfășurare a testului de reglare a exhaustorului cât și măsurătorile necesare comparației funcționării celor două cuptoare, unul optimizat și unul rămas cu dotarea inițială (arzător, aparatură, etc) se găsesc în Anexa V.

#### 4.5.2. STABILIREA MĂRIMII REALĂ A RES ȘI ANALIZA SISTEMULUI DE RECUPERARE PRIMAR ȘI SECUNDAR

Pe baza măsurătorilor efectuate și a bilanșurilor din Anexa III, s-a putut calcula valoarea medie pe șarjă a resursei energetice secundare, înainte și după treapta întâi de recuperare, ceea ce reprezintă calctitatea de căldură disponibilă, în gazele de ardere, la evacuarea din cuptor, respectiv evacuarea din preîncălzitorul de aer. Valoarea acestei resurse cât și pierderea ei din totalul căldurii furnizate prin arderea combustibilului este cea din tabelul 4.5.

Tabelul 4.5.

<u>Nr.șarjă</u> Nr.celulă	Căld.la ecav. din cuptor kJ/t	Pondere din căld.comb. %	Căld.la evac. din P.A kJ/t	Pondere din căld. %
III/19	4718,785	48,04	360,759	32,16
III/20	870,426	56,66	596,908	38,85
IV/19	392,125	46,02	279,265	32,58
IV/20	481,899	51,09	347,295	36,82

Se observă aşadar, că valoarea resursei disponibile la intrarea în prima treaptă de recuperare (preîncălzitorul de aer) reprezintă în medie 48-50% din căldura furnizată prin arderea combustibilului, în timp ce, la intrarea în treapta a II-a de recuperare (cazanul recuperator) este de 32-38 %.

În ceea ce priveşte funcţionarea preîncălzitorului de aer, în Anexa III, s-a prezentat în detaliu situaţia privind temperatura aerului cald (medie şi maximă) şi s-a făcut o analiză a cauzelor care contribuie la menţinerea acestor valori sub cele de proiect. Trebuie menţionat faptul că degradarea nivelului termic al resursei la trecerea gazelor de ardere prin canalul dintre cuptor şi preîncălzitorul de aer este resimţită şi asupra modului de funcţionare a cazanului recuperator. Astfel, media pe şarje a temperaturii gazelor intrate în cazan se situează între  $440^{\circ}\text{C}$  şi  $580^{\circ}\text{C}$ , faţă de  $600^{\circ}\text{C}$  prevăzută în proiect. Variaţia temperaturii gazelor de ardere în perioada şarjelor III şi IV la trecerea prin cazan este prezentată în Anexa III.fig.III.7, respectiv III.8.De asemenea pentru compararea valorilor parametrilor cu valorile de proiect este prezentată diagrame din fig.III.5 . La executarea măsurătorilor la cazan la cele două şarje s-a făcut şi testul privind influenţa reglării tirajului la exhaustor asupra funcţionării. Astfel, şarja III s-a realizat în condiţiile exploatării normale din secţie, în care tirajul rămâne constant în toată perioada funcţionării cazanului. La şarja V s-a aplicat o reglare în două trepte a tirajului exhaustorului. Pentru urmărirea influenţei acestui sistem de conducere a tirajului s-a înregistrat continuu temperatura gazelor de ardere la ieşirea din cele două preîncălzitoare de aer şi la intrarea în cazan. Curbele de temperatură sunt prezentate în fig. 4.10,4.11.,4.12. Pe baza interpretării acestor diagrame rezultă următoarele concluzii privind funcţionarea cazanului recuperator:

1- temperatura gazelor la intrarea în cazan este mai redusă în medie cu  $78^{\circ}\text{C}$  faţă de media temperaturilor la evacuare din preîncălzitoarele de aer. Se observă că spre sfârşitul şarjei această diferenţă creşte până la cca.  $300^{\circ}\text{C}$  o dată cu reducerea debitului de combustibil pe cele două cuploare, reducere specifică perioadei de egalizare.

La aplicarea sistemului de reglare în două trepte a exhaustorului ,tirajul se reduce de la - 133 mmCA la - 60 mmCA. Această manevră contribuie în mod substanţial la reducerea aspiraţiilor de aer fals în zona cazanului. Drept urmare,

evacuarea din preîncălzitoarele de aer. Reducerea aspirației de aer fals se explică prin reducerea regimului de depresiune în tot cazanul astfel:

- regimul 1: -presiune la exhaustor: - 133 mmCA;  
- presiune la trecerea din vaporizator  
în economizor: - 25 mmCA;  
- presiune la intrarea în cazan: - 8,5 mmCA.
- regimul 2 : -presiune la exhaustor: - 60 mmCA;  
- presiune la trecerea din vaporizator  
în economizor: - 7 mmCA;  
- presiune la intrarea în cazan: - 1,3 mmCA.

Prin reducerea tirajului presiunea în cuptoare nu a fost afectată și s-a menținut la o valoare de +0,4... +0,7 mmCA, în schimb nu a mai fost necesară închiderea clapetelor de  $\phi 1200$  pentru reglarea presiunii, ele menținându-se deschise la 55...100% din deschiderea maximă. Astfel reglarea grosieră a tirajului se face din aspirația exhaustorului, iar clapetele  $\phi 1200\text{mm}$  preiau funcția de reglaj fin.

Trebuie menționat că la cazanul la care s-au făcut măsurătorile s-au executat în prealabil lucrări de etanșare pentru eliminarea aspirațiilor de aer fals. Cu toate acestea, fără un reglaj adecvat, funcționarea cazanului este puternic afectată în momentul intrării cuptoarelor în faza de egalizare. La o încercare de a reduce și mai mult tirajul, până la - 40 mmCA, s-au constatat apariția de suprapresiuni la intrarea în cazan și scăpări de gaze la by-pass pe la clapeta de  $\phi 1500$  mm. Aceste scăpări au fost puse în evidență prin creșterea temperaturii în by-pass de la 80...1000 °C la 230 °C și a concentrației de CO<sub>2</sub> de la 3 la 5 %.

În concluzie pentru un debit de gaze arse corespunzătoare unui consum de combustibil de 400-450 m<sup>2</sup><sub>N</sub>/h la ambele cuptoare necesarul de tiraj este de - 60 mmCA.

2- comparând valorile realizate cu cele din proiect se constată că acestea se mențin în jurul valorilor minime aprobate prin proiect. Funcționarea cazanului poate fi afectată și mai mult dacă se funcționează cu o sungură celulă din două, datorită cauzelor arătate anterior;

3- funcționarea necorespunzătoare a unor cazane afectează și funcționarea cazanelor bune. Astfel, se constată că deși apa iese din economizor cu o

temperatură de 160 - 170 °C ea se reîntoarce în tambur cu 100-150 °C, ceea ce arată o degradare a agentului termic prin amestec cu apa mai rece provenită de la alt cazan, care, din diferite motive, nu poate realiza parametrii similari;

4- pentru șarjele măsurate debitul de apă în economizor a fost în medie 2,9 m<sup>2</sup><sub>N</sub>/h ,iar în vaporizator 31,17 m<sup>2</sup><sub>N</sub>/h . La funcționarea cu număr redus de cazane s-au constatat variații importante ale debitelor, în special pe economizor.

Având în vedere modificarea rapidă a parametrilor cazanului în special în partea de gaze de ardere, s-a calculat cantitatea de abur produs în diferite momente ale șarjei V, considerată ca șarja care întrunește cele mai bune condiții.În calcul s-a considerat că, coeficientul excesului de aer rămâne practic constant pe anumite perioade de timp. De asemenea, deoarece separarea aburului din emulsia apă-abur evacuată din vaporizator se realizează numai în tambur, debitul de abur produs pe un cazan nu se determină decât pe bază de calcul.

#### 4.6.CONCLUZII

Optimizarea funcționării cuptorului s-a realizat prin înlocuirea arzătorului inițial cu un arzător experimental, multijet și prin reglarea anumitor parametrii conform cerințelor impuse de aceste.

Pe baza măsurărilor făcute în exploatare și a analizei funcționării se pot trage următoarele concluzii privind eficiența programului de optimizare ărin modificarea instalației de ardere a cuptoarelor adânci:

- 1- la celula dotată cu arzătorul experimental consumul specific de combustibil a fost mai redus cu aproximativ 20 %, iar rezistența în timp a arzătorului este superioară celui cu diuze ceramice, utilizat anterior;
- 2- nu s-a înregistrat greutăți tehnologice la utilizarea acestui arzător, iar pentru funcționarea la un debit de combustibil de 400 - 450 m<sup>2</sup><sub>N</sub>/h presiunea necesară la gazul natural a fost de 700 mmCA, iar la un debit de 540 m<sup>2</sup><sub>N</sub>/h, crește la 950-1000 mmCA;
- 3- pentru încărcarea nominală cu șarje calde la cca. 600°C consumul specific al cuptorului cu arzătorul experimental este de 29-30 kg<sub>cc</sub>/t la o durată a țarjei de 4,5 h ;

- 4- temperatura medie a aerului cald este de 230 -280 °C cu valori maxime până la 310-340 °C. Funcționarea preîncălzitorului de aer este afectată în principal de scăderea temperaturii gazelor de ardere în canalul dintre cuptor și preîncălzitorul de aer cu 300- 400 °C datorită diluției cu aer fals și a acumulării de căldură în zidăria canalului;
- 5- capacul modificat a relizat o bună etanșeitate și s-a dovedit că are o fiabilitate ridicată;
- 6- producția medie de abur lîn cazan la funcționarea cu două celule în paralel a fost de 2100 kh/h cu un consum specific mediu de 16,82 kWh/Gcal, în condiții de reglare a tirajului la exhaustor. Acest reglaj permite extinderea duratei de funcționare economică a cazanului pe durata totală a șarjei;
- 7- sunt necesare în continuare lucrări de etanșare a canallor ,dar și a cazanelor;
- 8- realizarea consumurilor specifice precizate este condiționată nu numai de starea cuptorului ( care în momentul măsurătorilor a fost corespunzitoare ) ci și de o serie de măsuri organizatorice care să permită încărcarea cuptoarelor la capacitatea nominală, încărcarea de șarje cu temperatura de minimum 570-600°C și eliminarea întârzierilor la laminare;
- 9- modernizările realizate au fost destinate în special creșterii uniformității încălzirii, dar și creșterii eficienței energetice a cuptoarelor. Experimentările care caracterizează calitate încălzirii s-au realizat pe anumite clase de oțeluri (Anexa IV), fiind necesar a se realiza acest lucru și pentru anumite oțeluri cu caracteristici speciale.

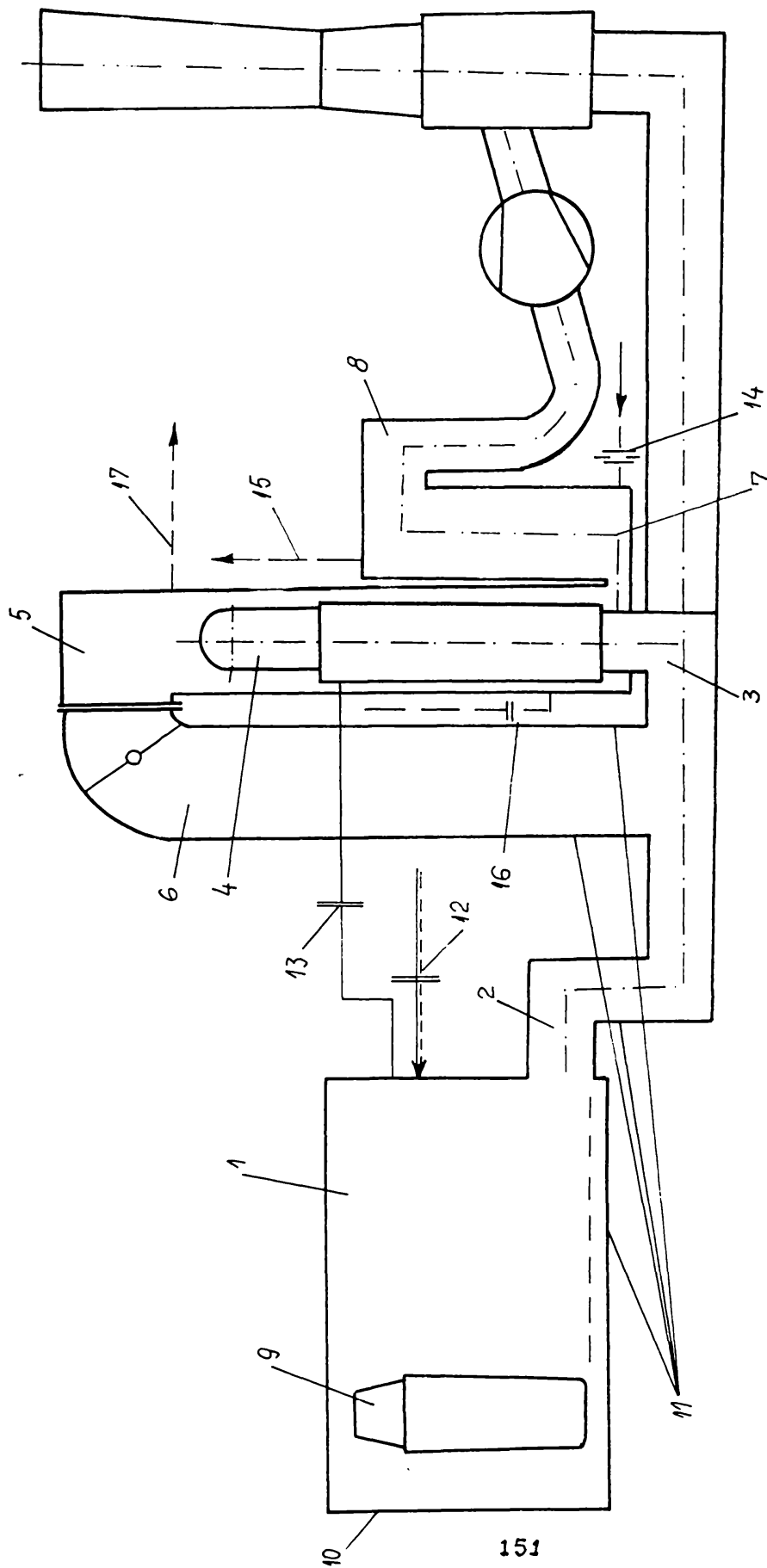
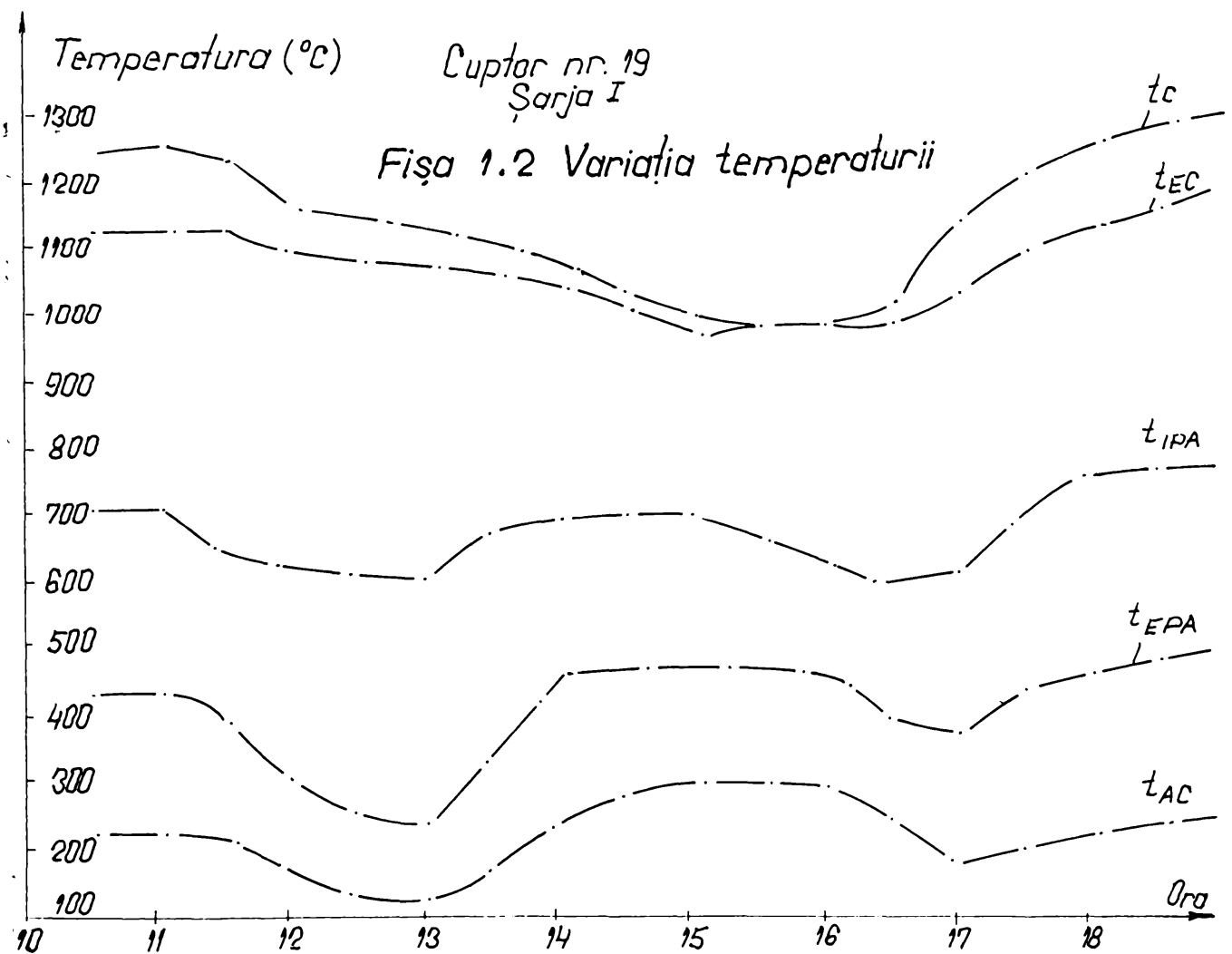
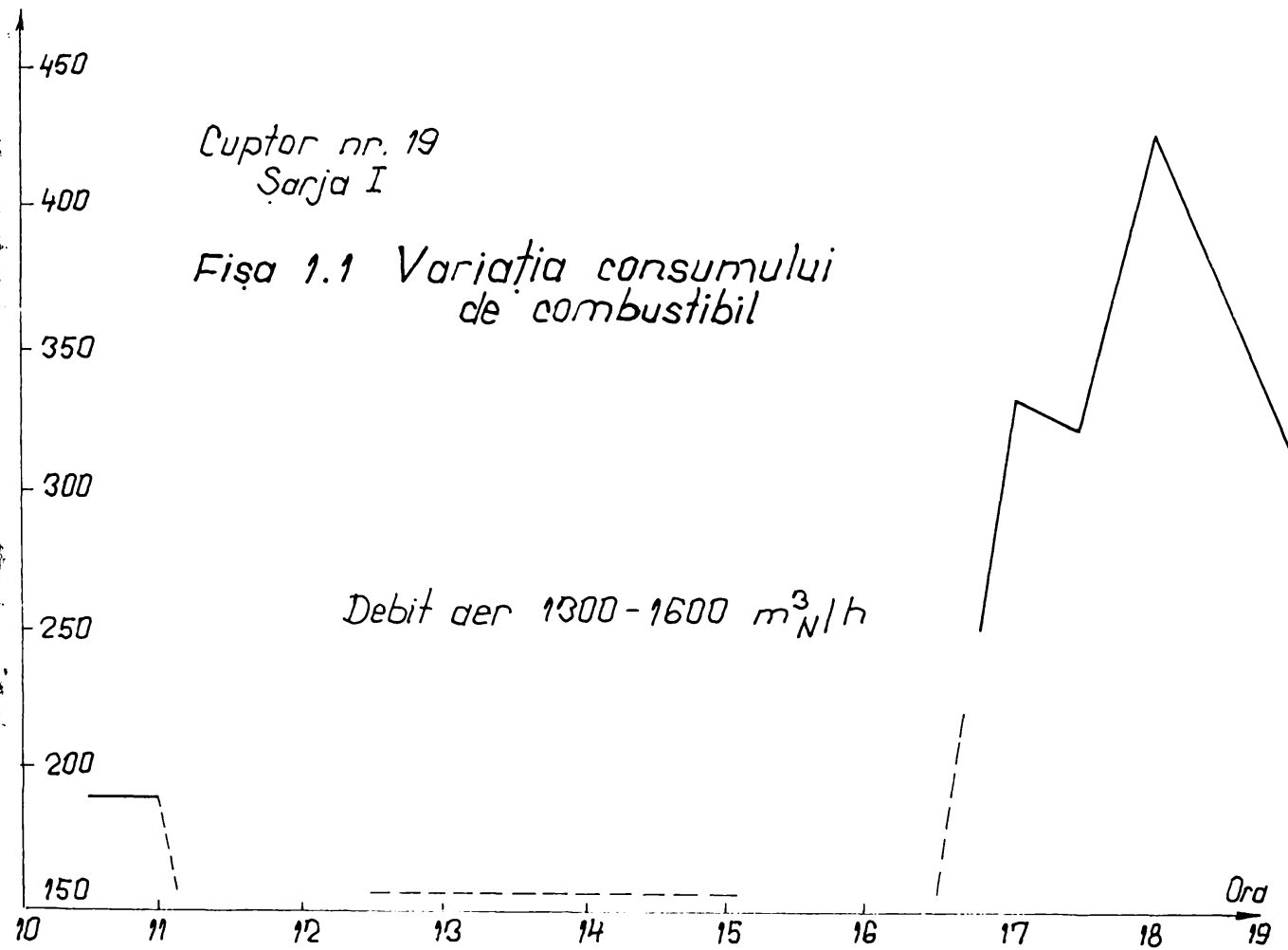
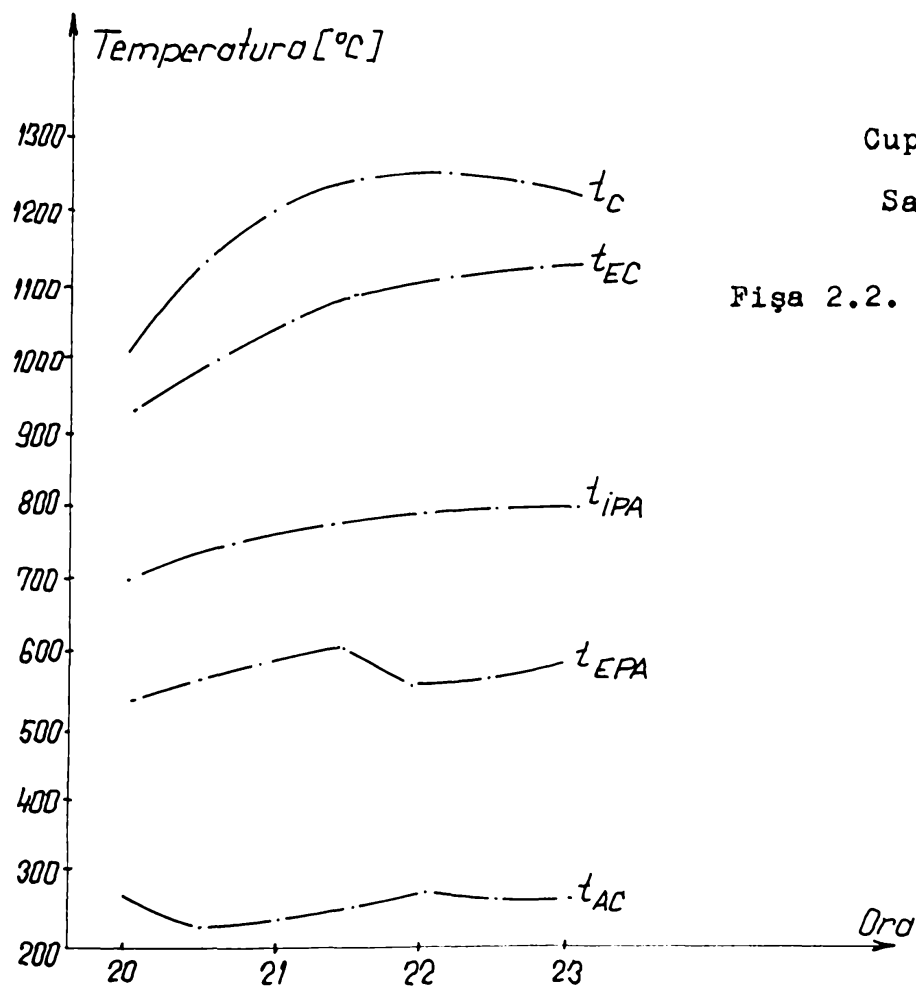
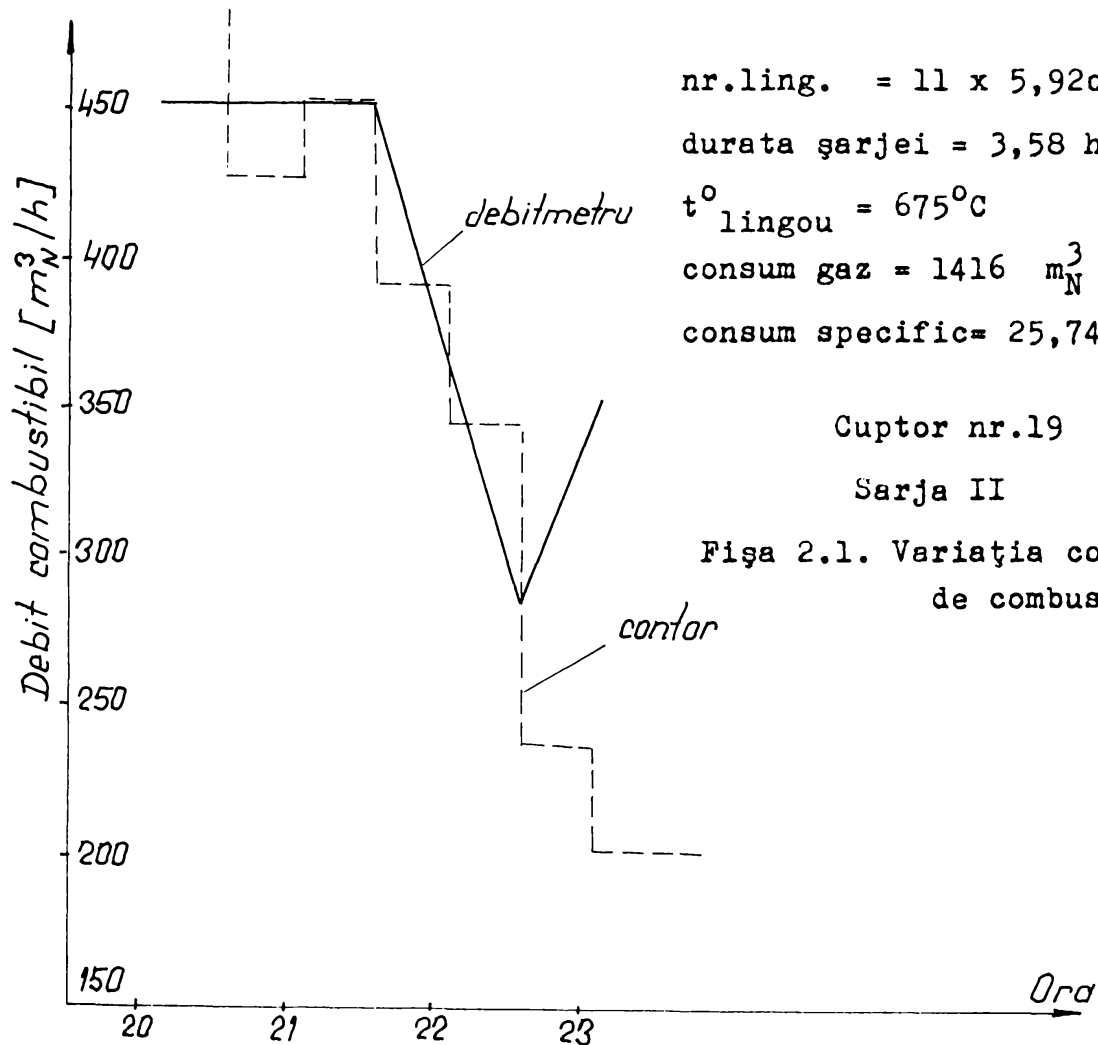


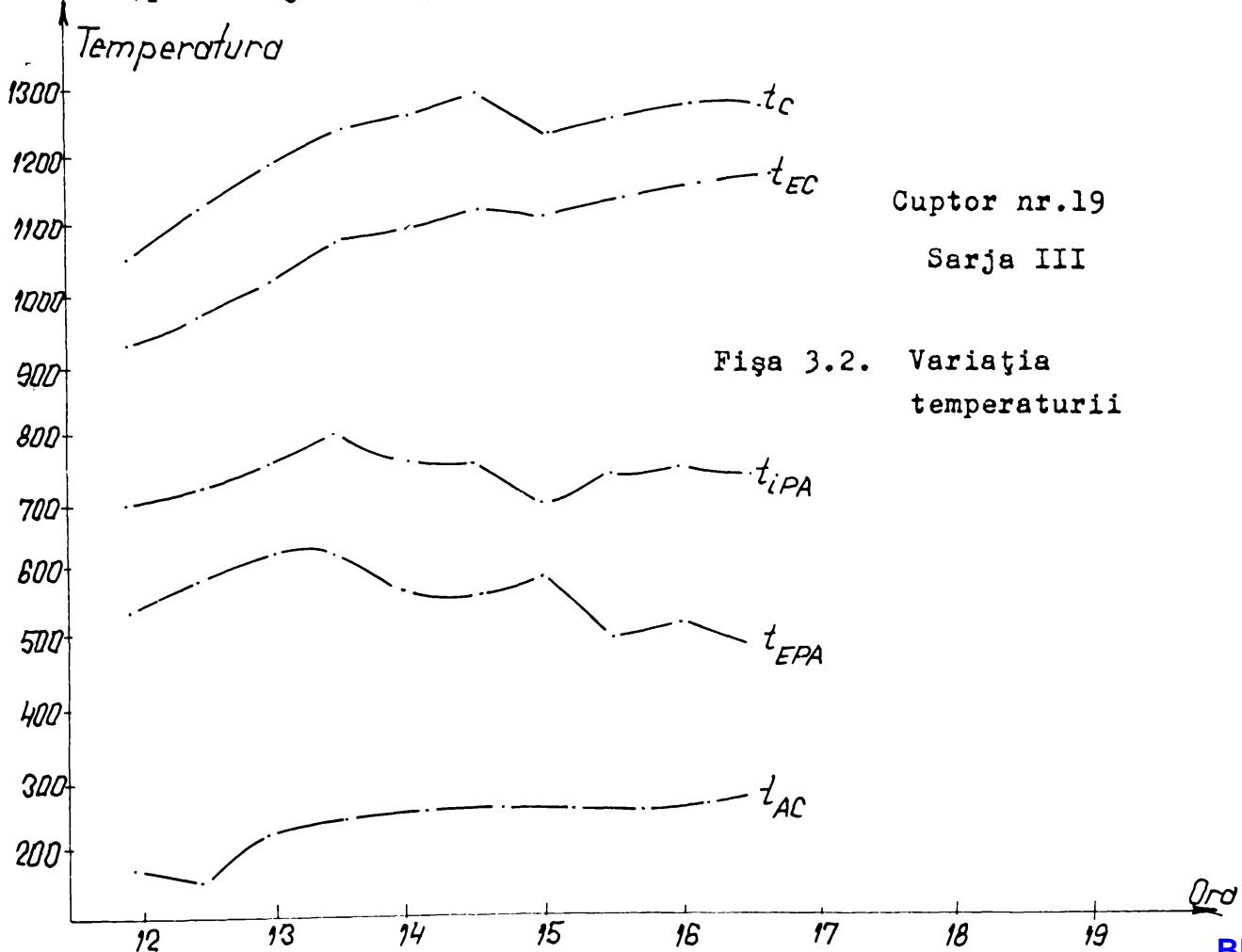
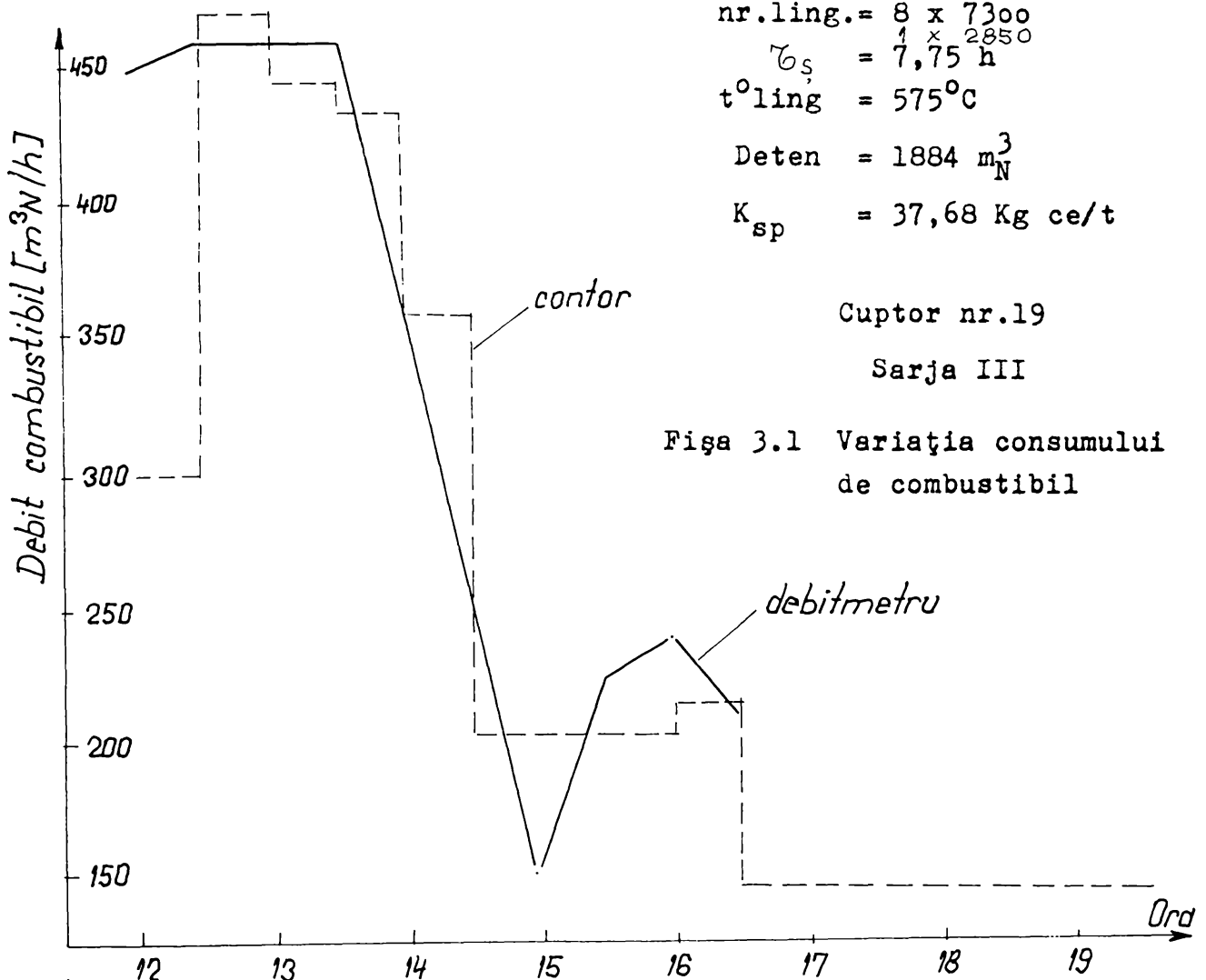
Fig. 4.1. Schema amplasării punctelor de măsură

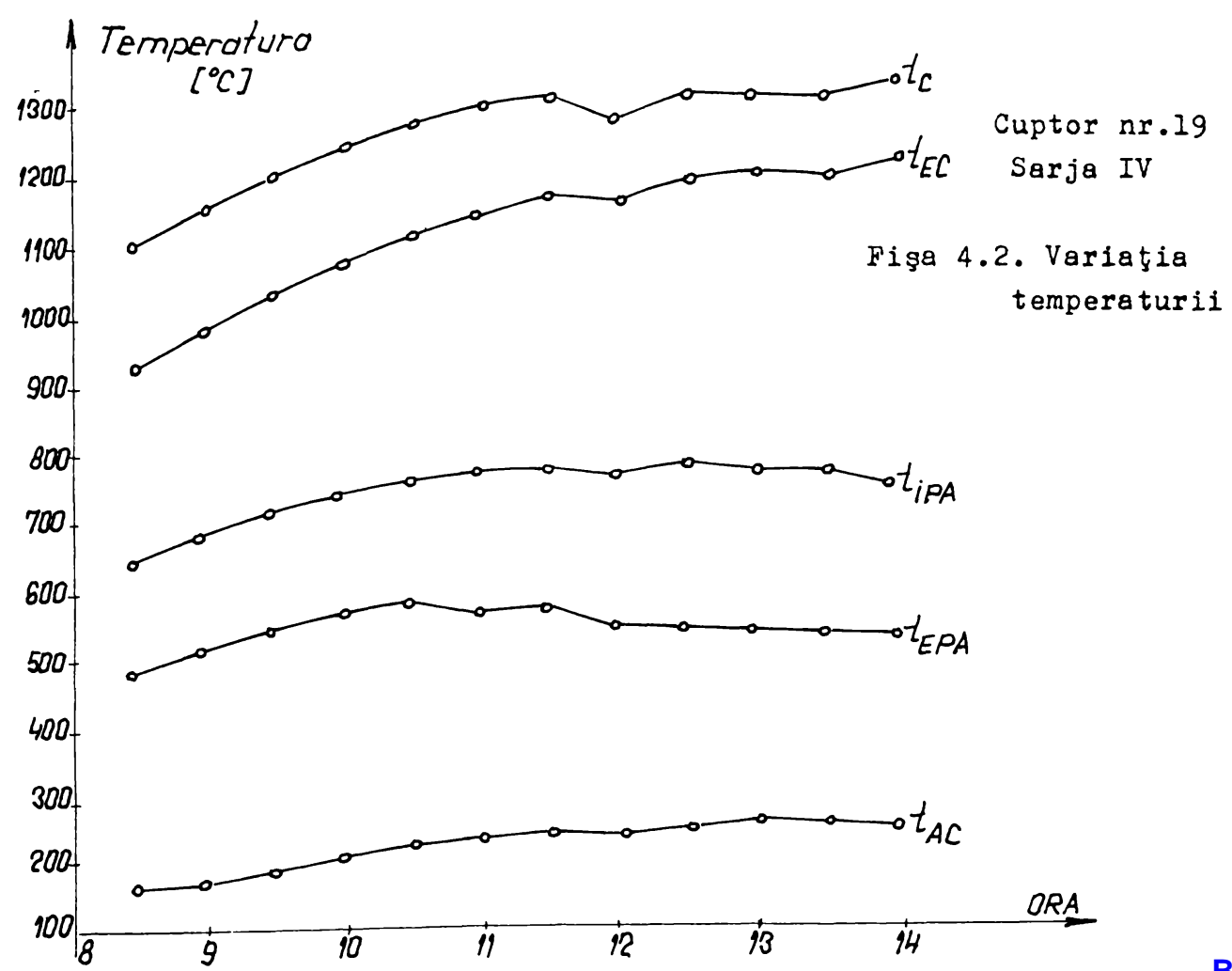
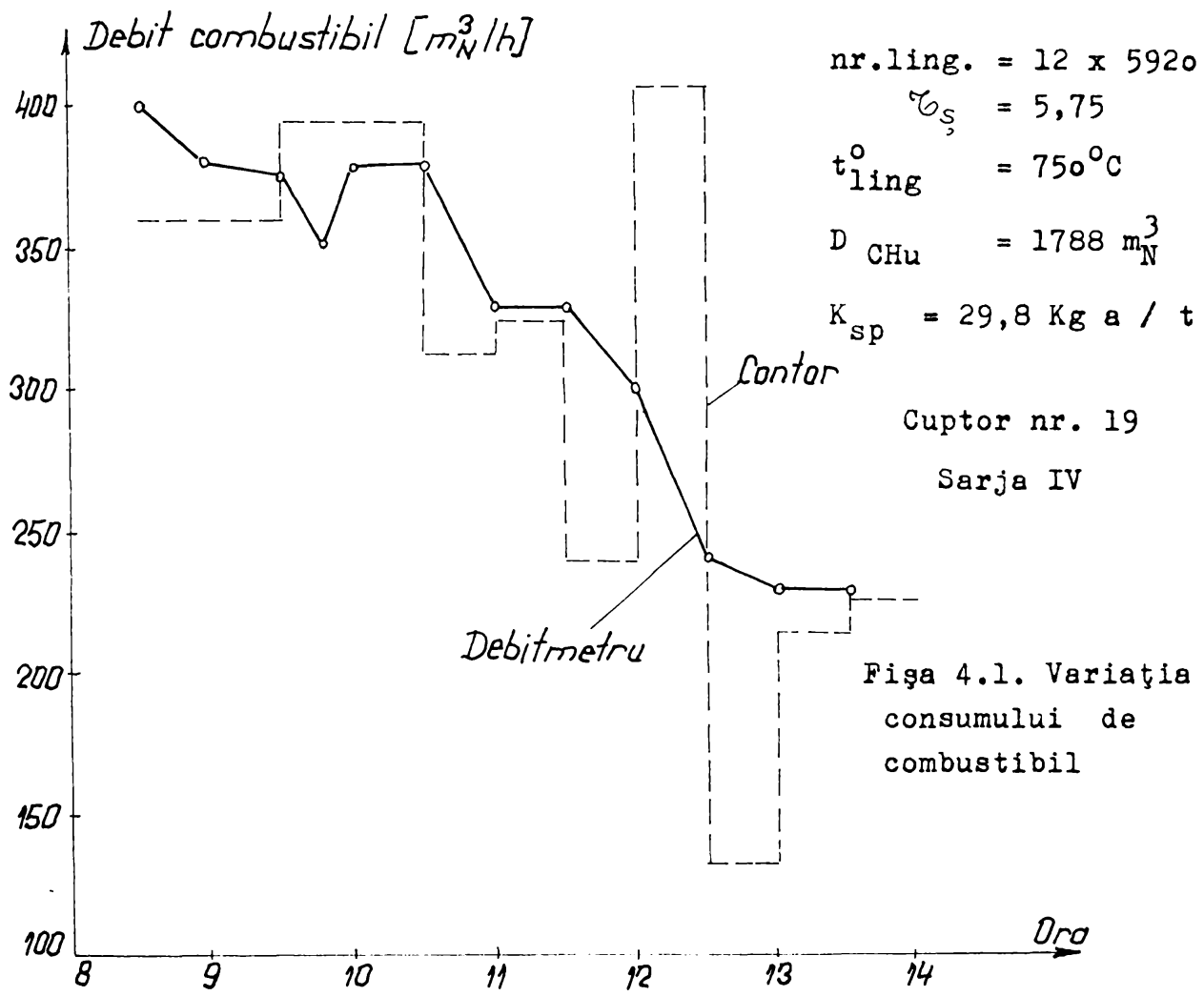
- |                                    |                             |   |
|------------------------------------|-----------------------------|---|
| 1 - temperatură ; presiune cuptor  | 6 - idem by-pass            | 11 - temperatură blindaj                              |
| 2 - idem evacuare gaze de ardere   | 7 - idem intrare economizor | 12 - debit ; presiune combustibil                     |
| 3 - idem intrare preîncălzitor aer | 8 - idem ieșire cazan       | 13 - debit ; presiune aer                             |
| 4 - idem ieșire preîncălzitor aer  | 9 - temperatura lingou      | 14 - debit ; presiune, temp., apă intrare, economizor |
| 5 - idem intrare cazan             | 10 - temperatura perete     | 15 - idem ieșire economizor                           |
|                                    |                             | 16 - idem intrare vaporizator                         |
|                                    |                             | 17 - idem ieșire vaporizator.                         |

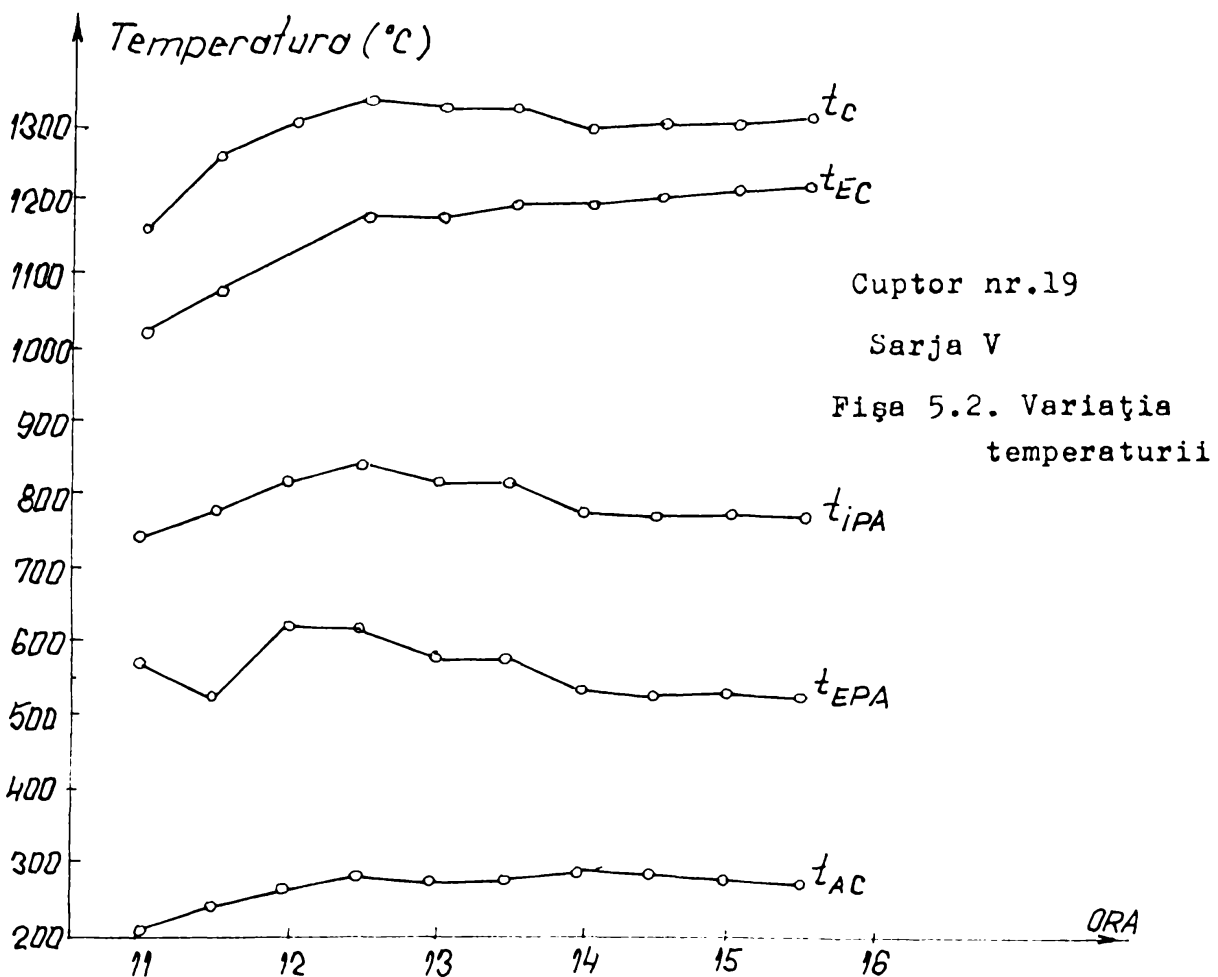
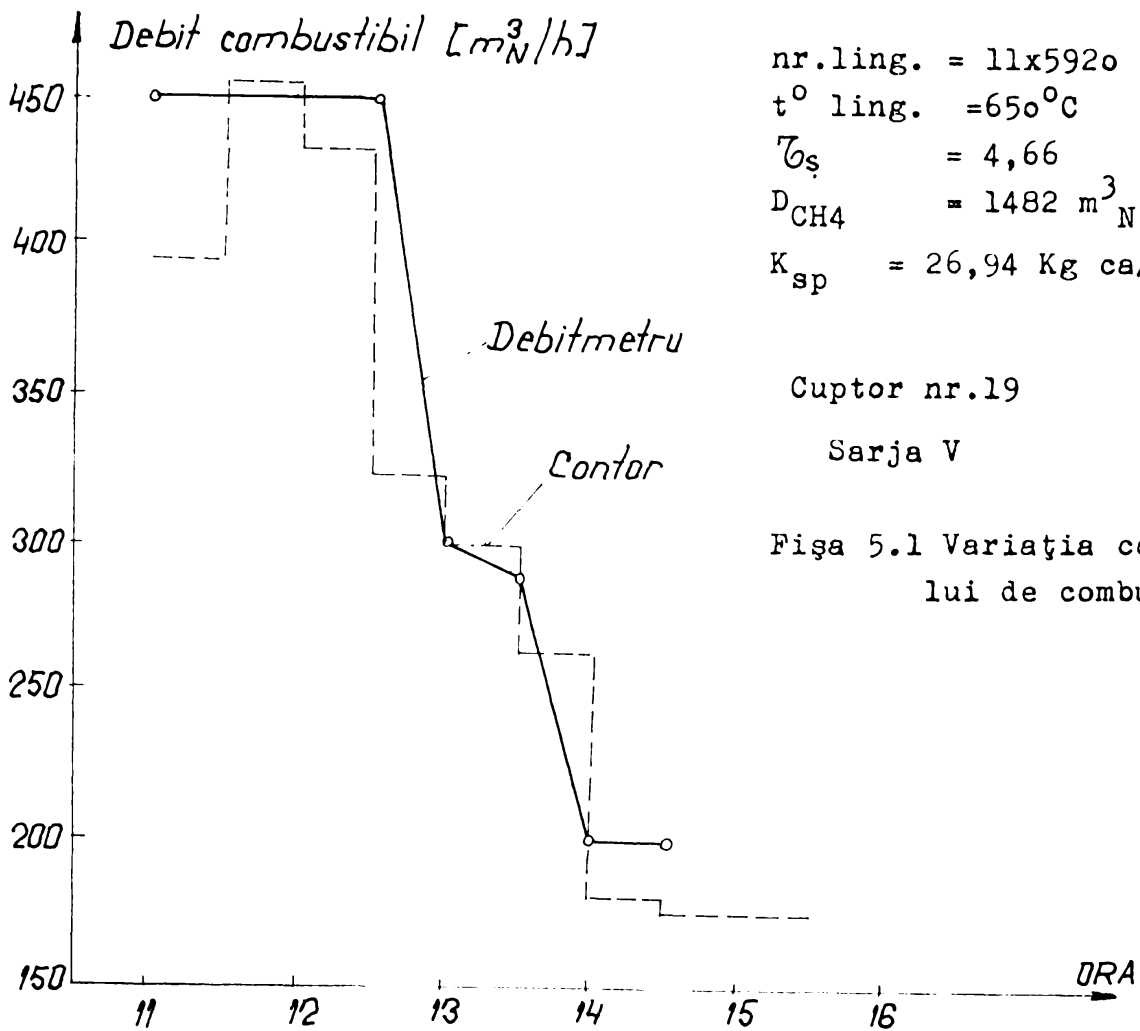


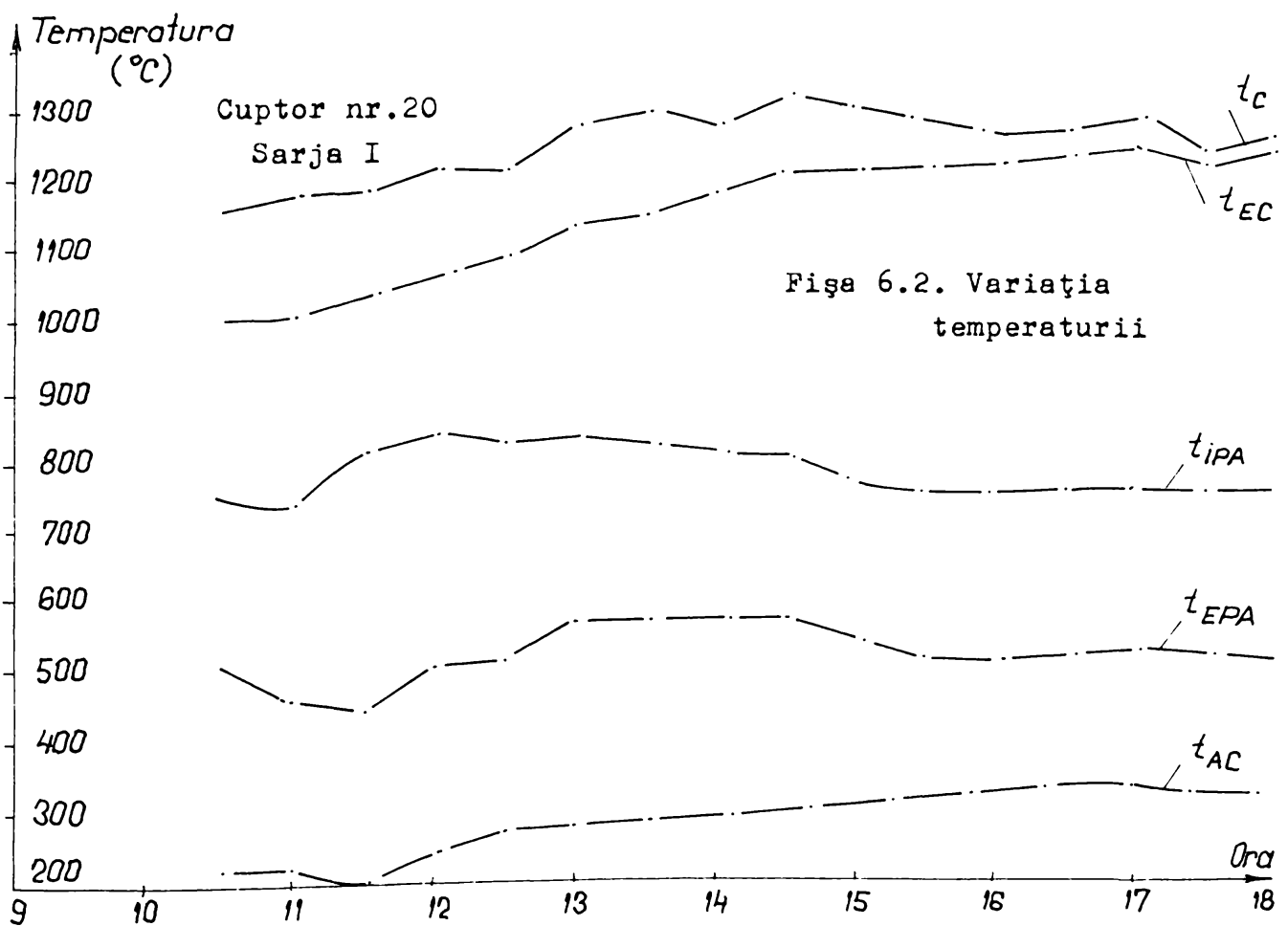
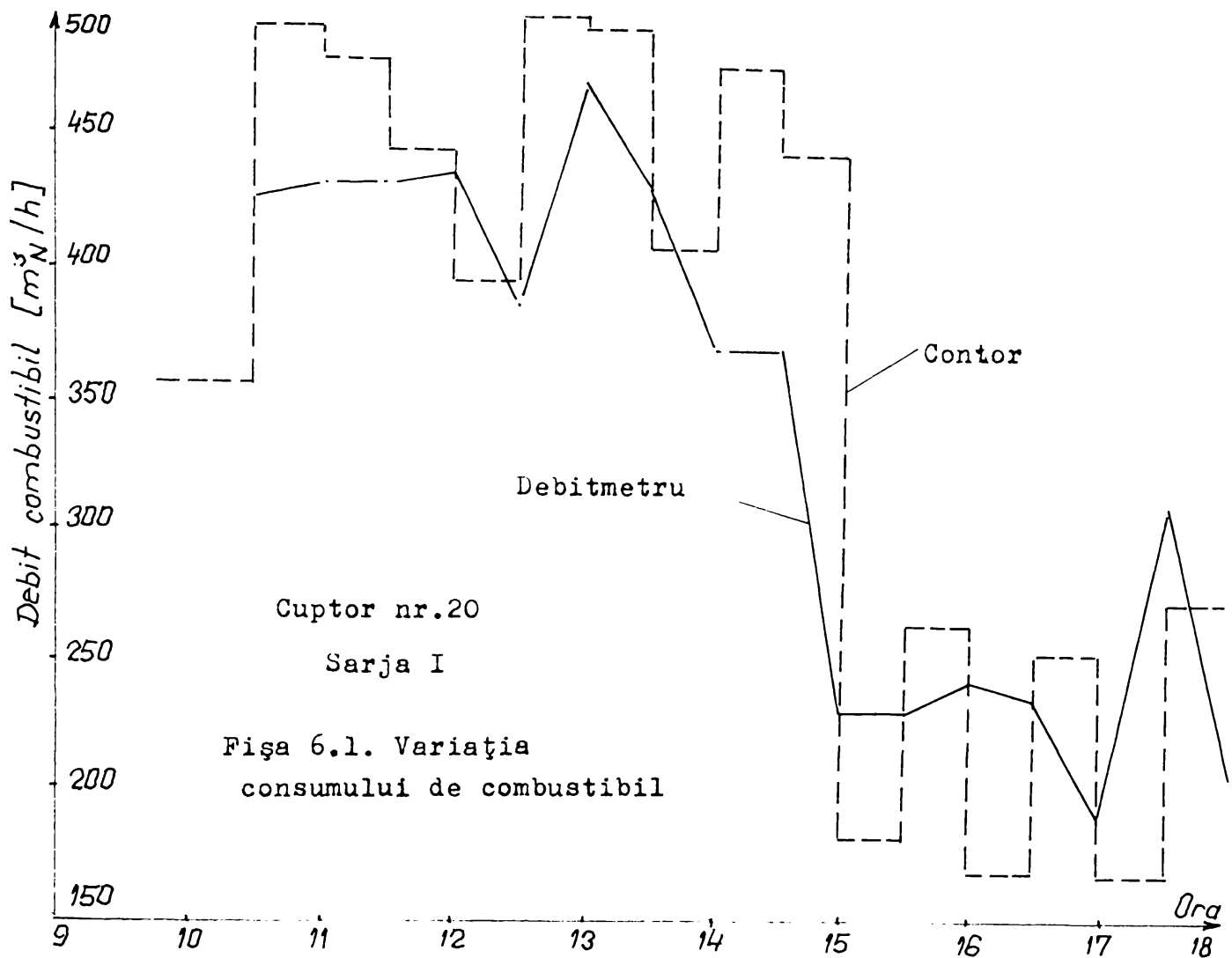


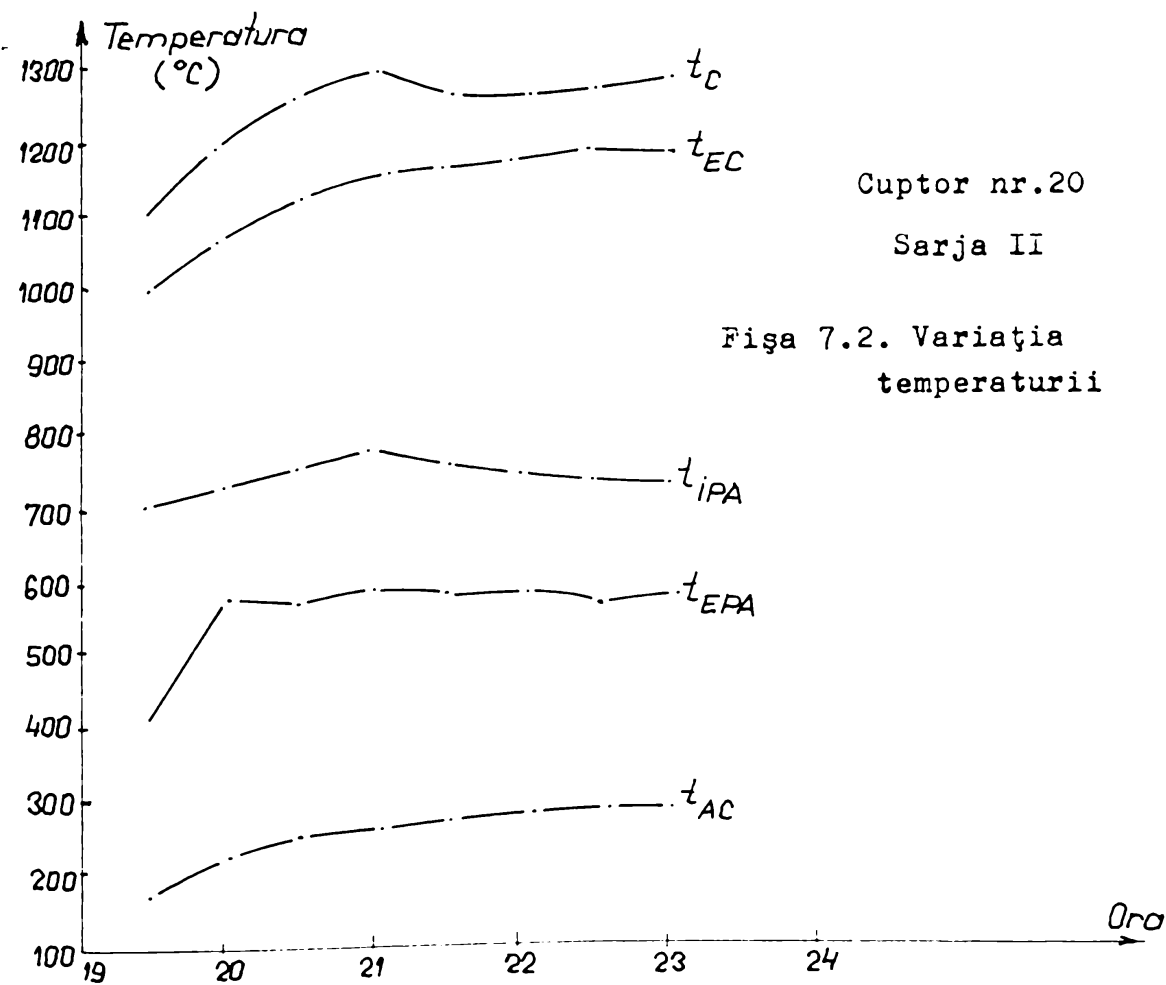
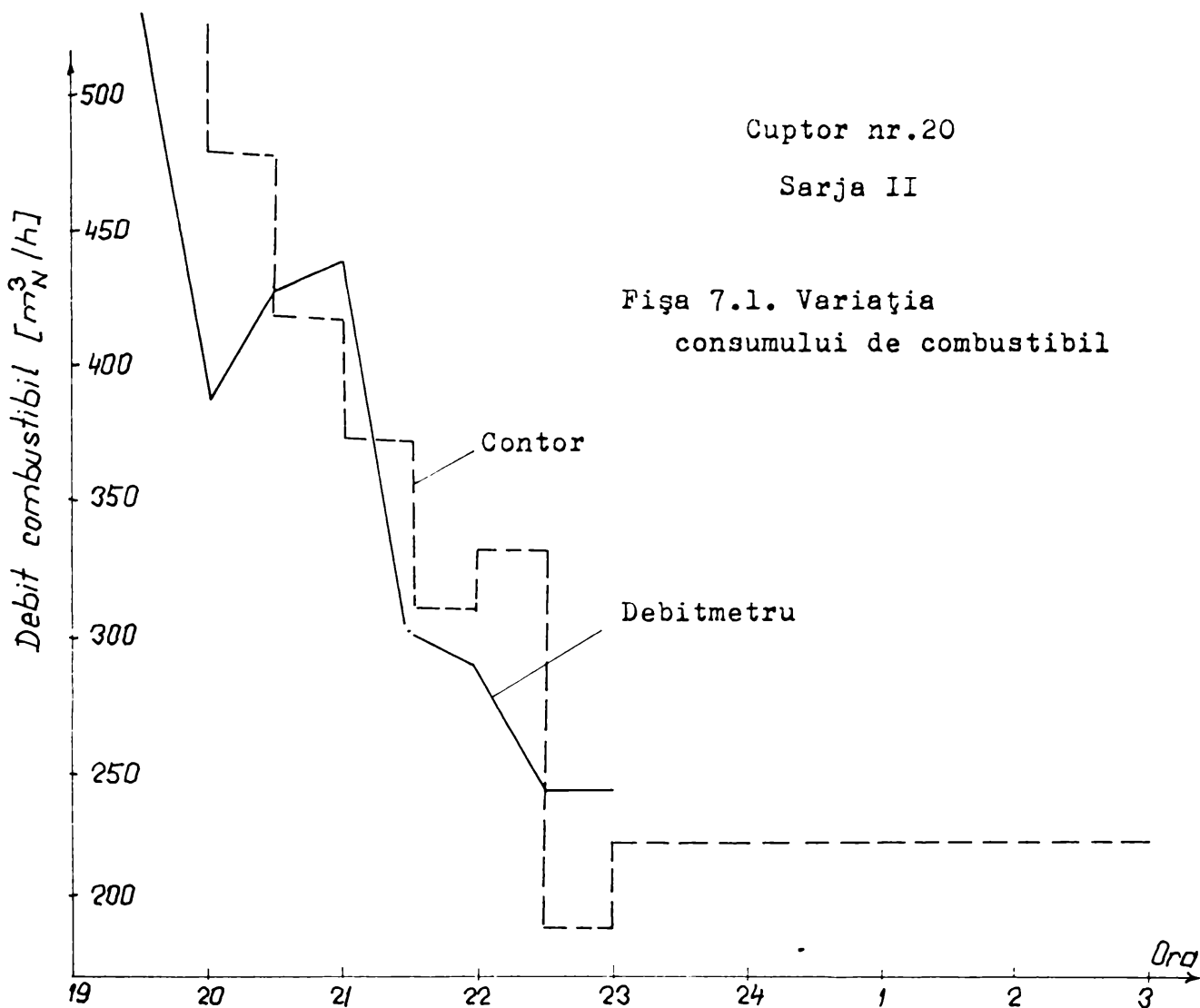


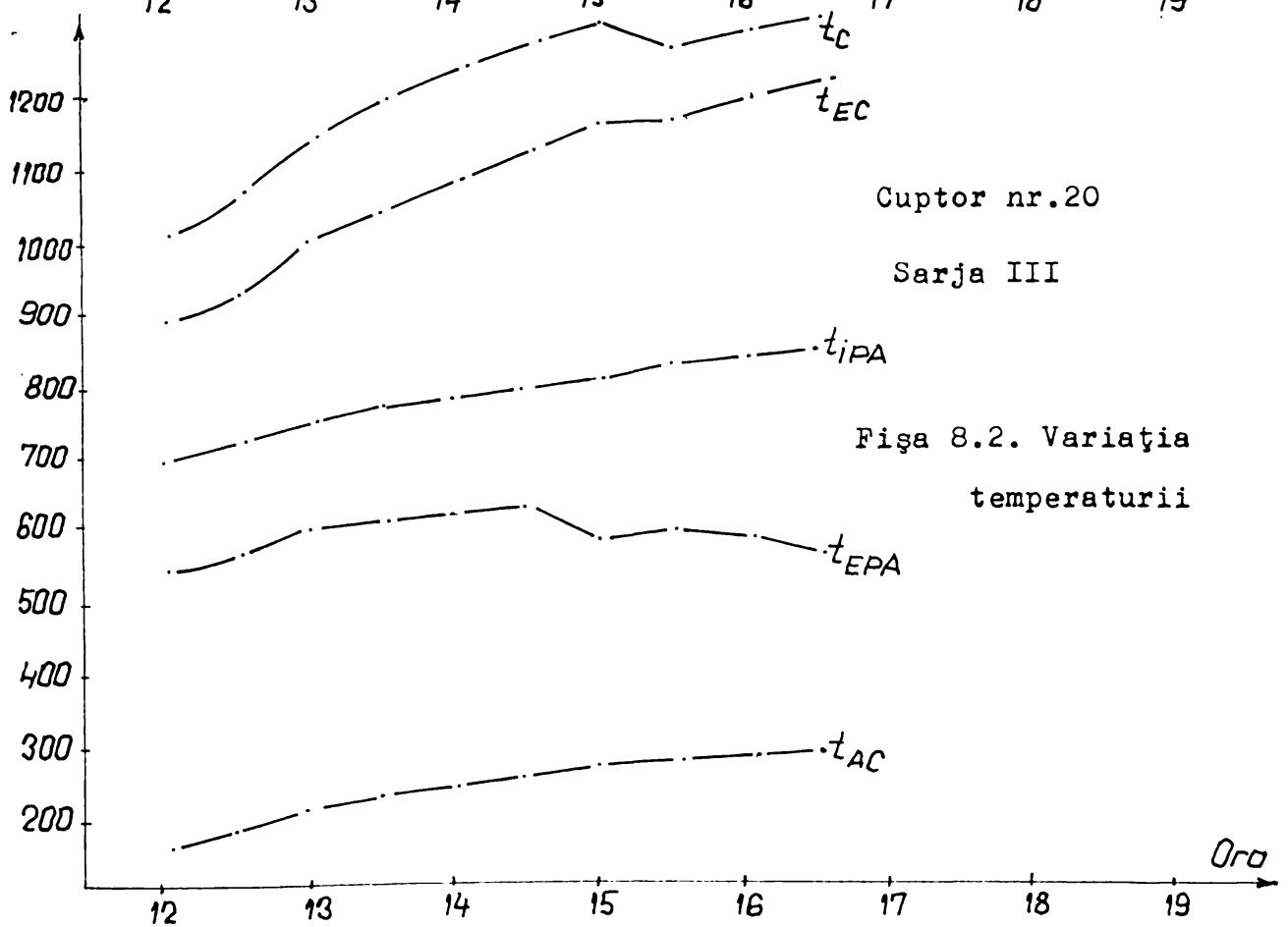
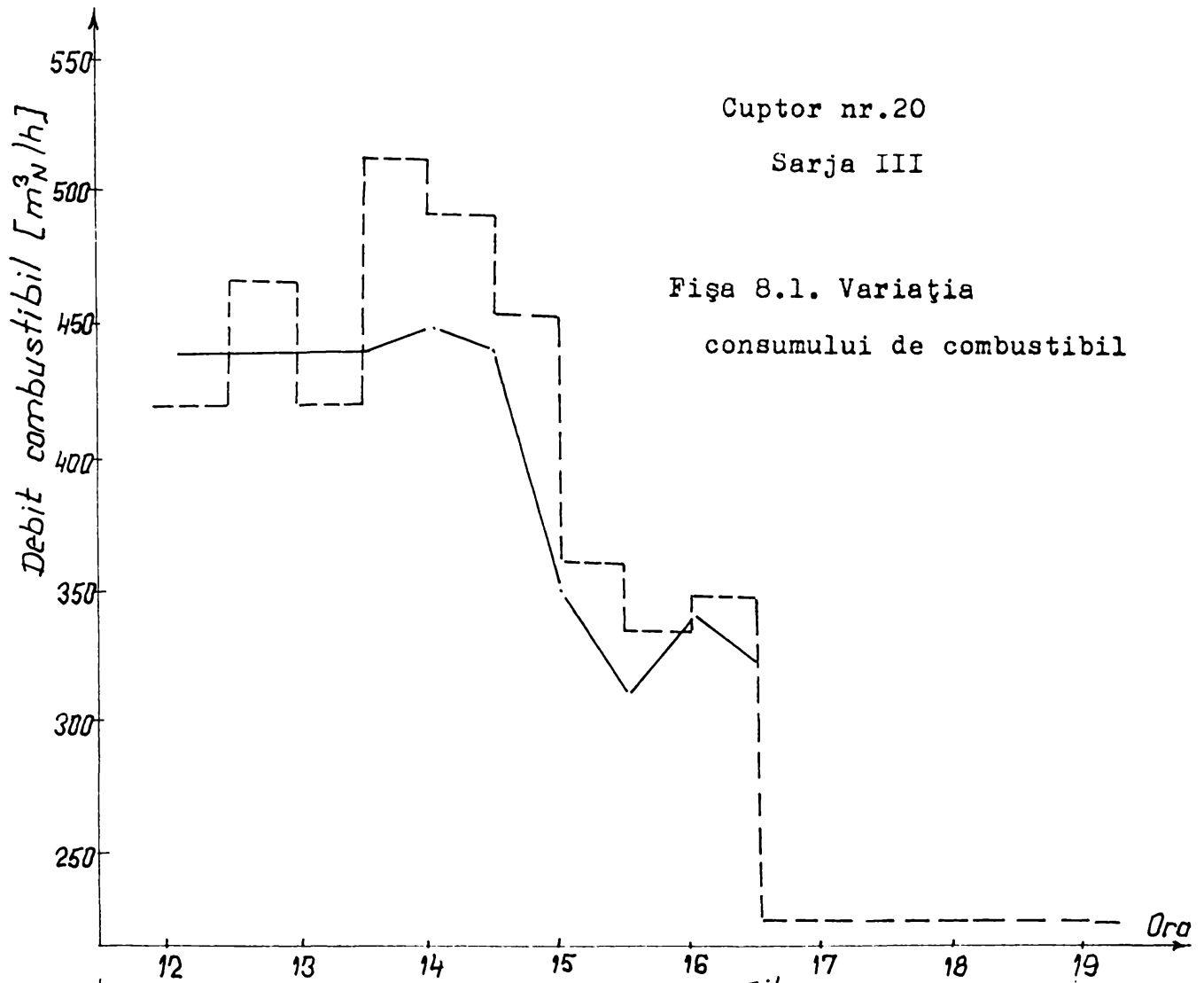




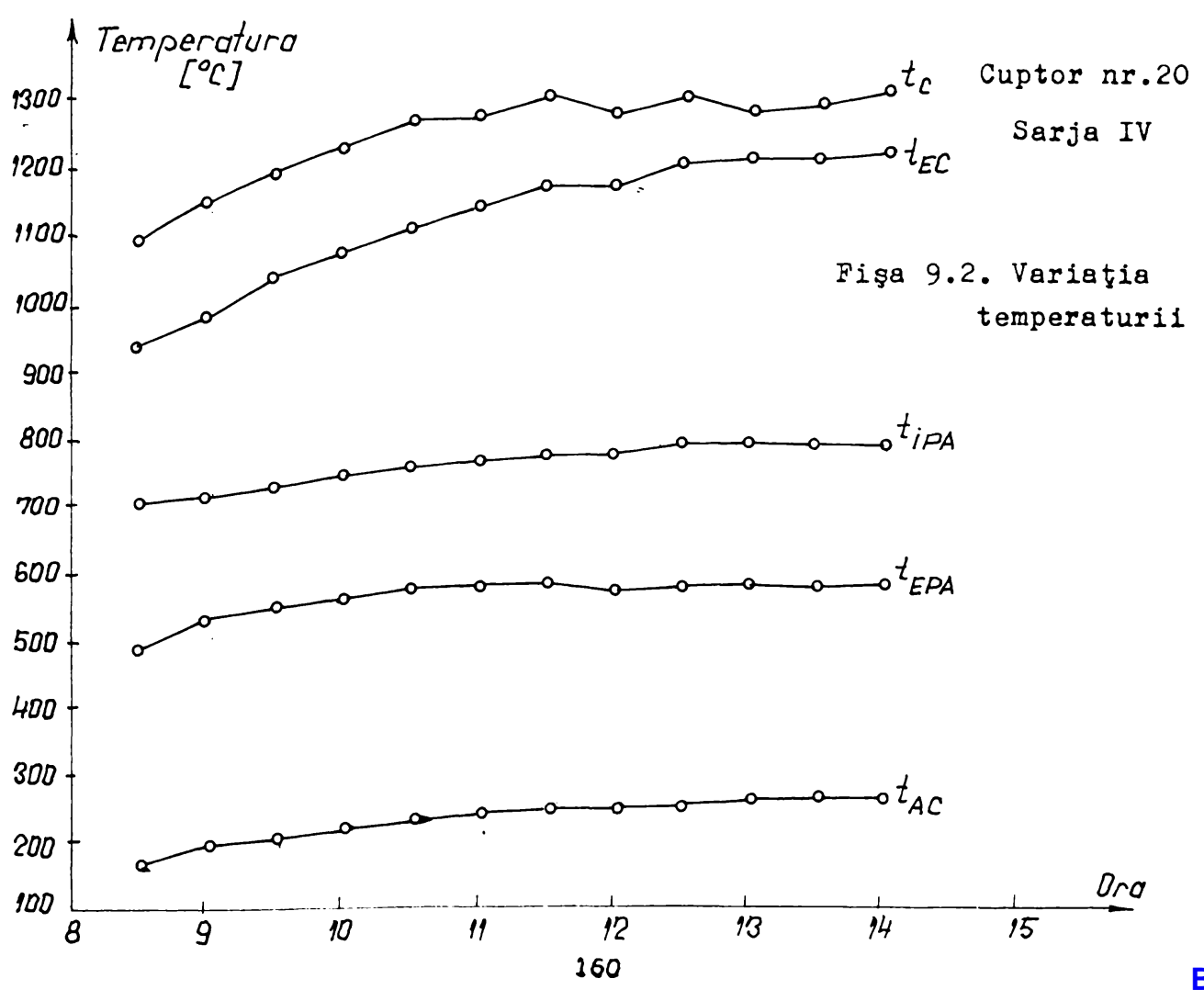
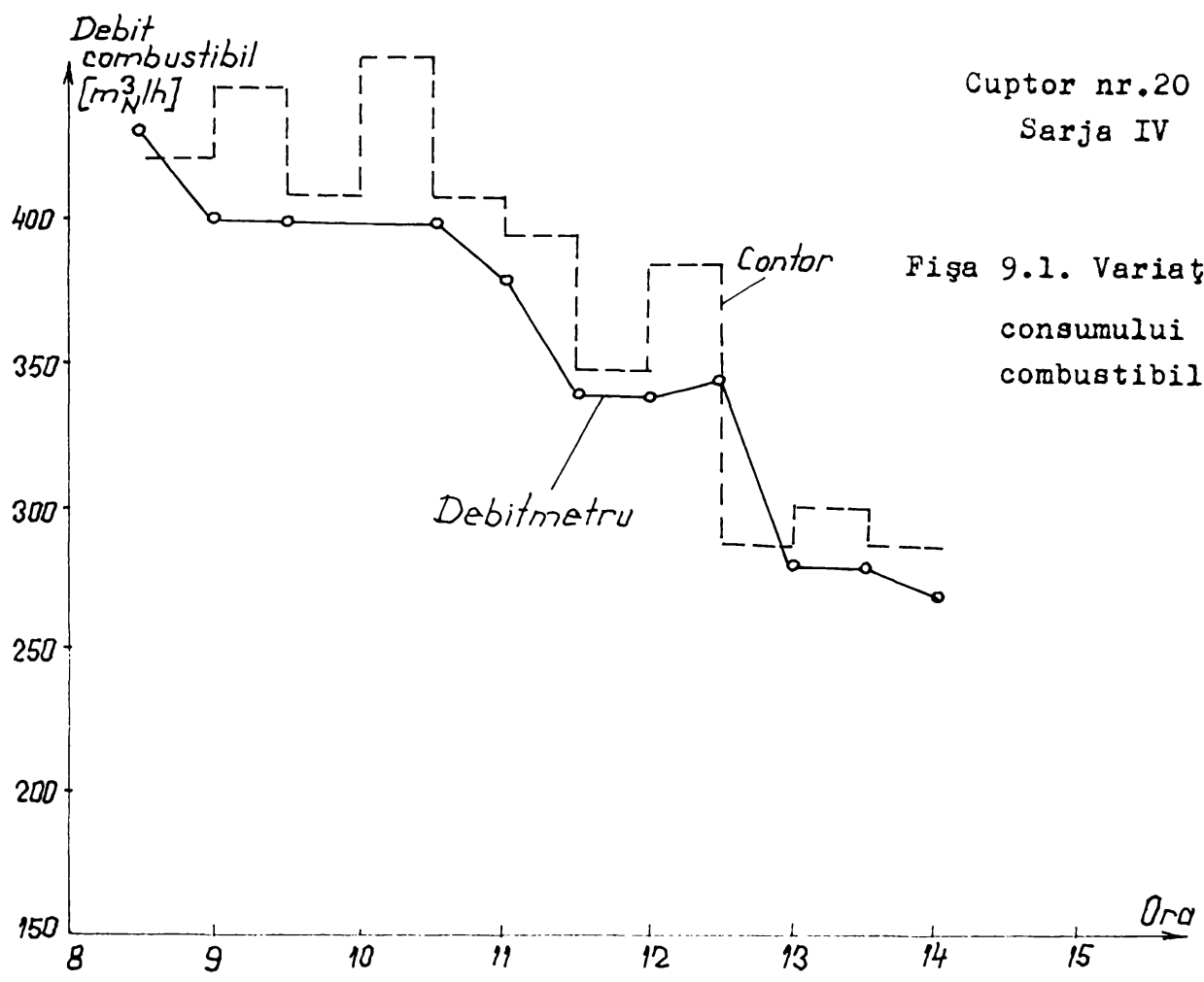


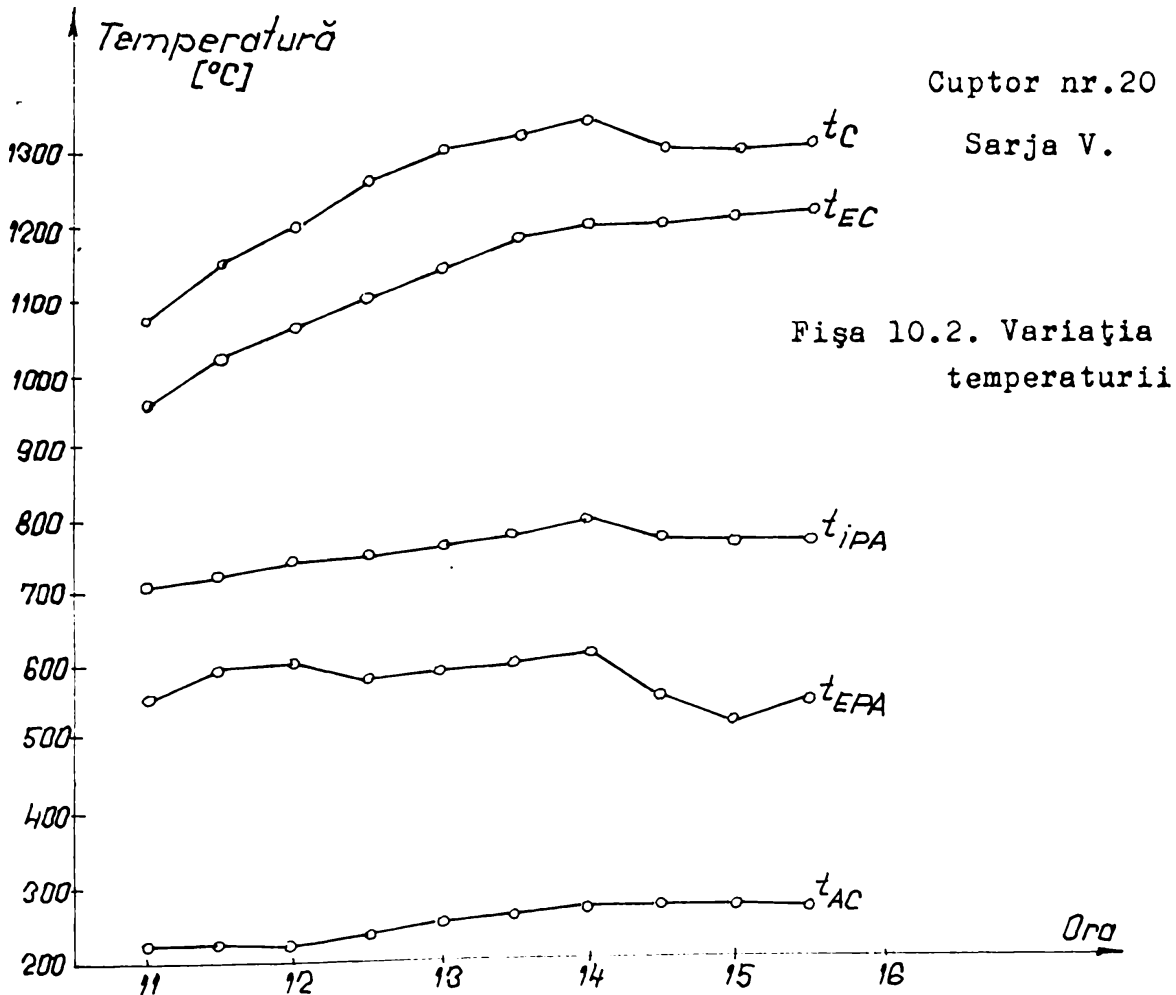
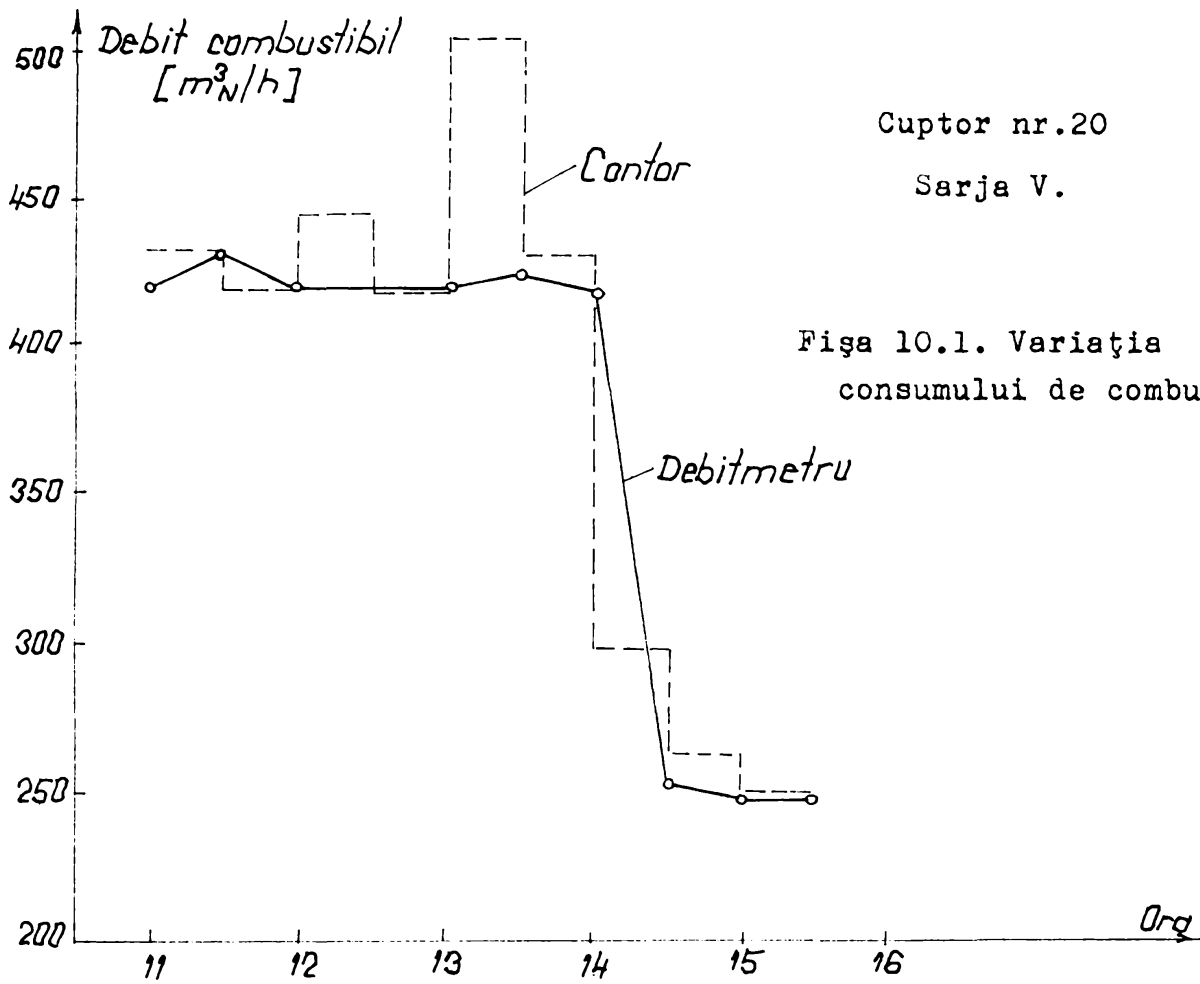












## CAP.5. CONCLUZII PRIVIND APLICABILITATEA REZULTATELOR ȘI PRINCIPALELE CONTRIBUȚII PERSONALE

Pe toată durata elaborării tezei, autoarea a depus o activitate de documentare, cercetare, proiectare și determinări experimentale care au condus la realizarea prezentei lucrări și realizarea unor contribuții originale cum au fost:

1. În perioada de documentare și cercetare a transferului de căldură în general și mai ales a celui care se desfășoară în cuptorul adânc cu flacără întoarsă, a proiectat și realizat un stand pentru determinarea conductivității termice a oțelurilor (și a materialelor metalice în general); standul a fost descris ca inovație și are nr. 1076/1989,MEI.

2. Proiectarea și realizarea unui prototip de arzător cu două presiuni de injecție a gazului natural, experimentat pe standul din laborator. Deși nu a rămas ca variantă posibilă la acest tip de cuptor studiat, arzătorul este eficient industrial la anumite tipuri de cuptoare. S-a realizat o cerere de invenție cu acest arzător.

3. Proiectarea și realizarea unei game de prototipuri de arzătoare multijet, a căror schemă este cea din fig. 3.11 și care are o cerere de brevet de invenție trimisă la analizat. Beneficiarii acestor tipuri de arzătoare sunt CSR, dar și orice întreprindere care are în dotare cuptoare cameră.

Prin utilizarea acestor arzătoare se poate realiza arderea combustibilului gazos, în condițiile unor cuptoare de forjă sau tratament termic obișnuite, dar la randamente ale arderii ridicate, cu coeficient de excedent,  $\lambda$ , redus și cu recuperarea căldurii gazelor de ardere, prin preîncălzirea aerului de combustie la temperaturi de 350...400 °C.

4. În baza bilanțurilor termice reale, realizate pe cele două celule la secția LDS, a rezultat că :

- la celula dotată cu arzătorul experimental consumul specific de combustibil a fost mai redus cu cca. 20%, iar rezistența în timp a arzătorului a fost mai ridicată;
- temperatura medie a aerului cald a fost de 230...280 °C cu valori maxime până la 340°C, dar se pot realiza temperaturile prezentate la

pct.4. Funcționarea preîncălzitorului de aer a fost afectată de scăderea temperaturii gazelor de ardere în canalul dintre cuptor și preîncălzitor cu 300... 400 °C, datorită diluției cu aer fals și a acumulării de căldură în zidăria canalului.

5. În condiții de laborator, comparativ cu arzătoarele clasice, s-a putut reduce coeficientul excesului de aer până la valori de 1,05...1,11, fapt care are ca efect creșterea randamentelor termice a cuptoarelor cu cca.10%, iar dacă se lucrează cu aer preîncălzit cu până la 14 %. Problema RES a fost analizată și studiată de autoare în mai multe situații [37].

6. Din studiile teoretice și experimentale realizate asupra proceselor de ardere a combustibililor gazoși în sistem de jeturi multiple se pot trage următoarele concluzii:

6.1.arderea combustibililor gazoși în sistem de jeturi ,multiple este mai economică decât arderea aceleiași cantități de combustibil în sistem monojet;

6.2.randamentul energetic al arderii în această configurație este superior comparativ cu monojetul;

6.3. fluidul recirculat antrenat în procesul de ardere ( $m_{jn}$ ) este mai redus comparativ cu monojetul datorită valorilor subunitare a coeficientului de atenuare,  $\Psi$ , și împreună cu coeficientul excesului de aer,  $\lambda$ , vor asigura o anumită calitate a arderii;

6.4.factorul de atenuare,  $\Psi$  este o caracteristică proprie tipului de jet (mono sau multi) fiind dependent atât de numărul de jeturi cât și de depunerea acestora pe secțiunea transversală a focarului, de diametrul ambrazurii sau de unghiul de evazare a jetului. Există și alte dependențe, dar importanța acestora nu este semnificativă;

6.5.valoarea factorului de atenuare a recirculației de gaze arse este corectată de un factor de corijare  $\xi$  definit în lucrare, care ține seama de gradul de obturare a secțiunii focarului de către jeturi în dezvoltarea acestora în secțiunea critică " $x_{00n}$ ";

6.6. din punct de vedere energetic este mai avantajos să se preîncălzească aerul de combustie și doar în al doilea rând să se reducă valoarea coeficientului excesului de aer,  $\lambda$  ;

6.7. din punct de vedere al randamentului energetic al arderii, reducerea coeficientului excesului de aer joacă un rol determinant în creșterea valorii acestuia. Din acest motiv trebuie luate în considerare simultan atât analiza energetică cât și cea exergetică;

6.8. procesul de ardere poate fi intensificat în cazul jeturilor multiple, iar intensificarea acestuia a fost pusă în evidență cu ajutorul gradului de intensificare a arderii .

7. Tratarea teoretică a unor aspecte legate de stabilirea mărimilor care caracterizează recirculația gazelor arse în sistem de jeturi multiple , prezentate în cap.3. sunt contribuții originale.

8. Proiectarea și realizarea instalației experimentale reprezintă de asemenea o contribuție experimentală.

9. În timpul cercetărilor s-au obținut rezultate teoretice și experimentale care sunt valabile și pentru alte tipuri de arzătoare, mai ales în ceea ce privește intensificarea arderii. O problemă o reprezintă pierderile de presiune pe traseul de aer, în cazul arzătoarelor cu sistem de ardere în jeturi multiple față de monojet, dar prin montajul circuitelor de aer în paralel ,aceste nu cresc.

10. În exploatare se poate realiza automatizarea arzătoarelor în sistem de jeturi multiple ,realizându-se și supravegherea automată a arderii. Pentru realizarea supravegherii în condițiile de la CSR, s-a realizat inovația nr. 1126/1994.

11.În practica industrială se pot realiza arzătoare cu număr variabil de jeturi, indicate fiind minim patru.

12.Procedeu de ardere a combustibililor gazoși în sistem de jeturi multiple este un procedeu modern de ardere care permite intensificarea procesului de ardere și obținerea unor încălcări termice specifice mari pe unitatea de volum a spațiului de ardere.

13. Deoarece s-a urmărit în primul rând uniformizarea câmpului de temperatură, realizarea acesteia cu acest tip de arzător, multijet, a fost pusă în evidență prin măsurătorile realizate asupra lingourilor.

14. Deoarece realizarea consumurilor specifice obținute în secție este condiționată nu numai de starea cuptorului ci și de o serie de măsuri organizatorice care , modernizările realizate au fost destinate în special creșterii uniformității

încălzirii ,dar și creșterii eficienței energetice a cuptoarelor. S-au realizat și experimentări care caracterizează calitatea încălzirii.

15. A fost realizat programul de calcul a caracteristicilor de încălzire în vederea deformării plastice, pe grupe de oțeluri.

16.A fost realizat programul de calcul a conducției termice utilizând metoda elementelor finite.

17.Considerând șarja I ca șarje de reglare- etalonare și ca atare ne semnificativă și comparând șarjele II-IV pentru cele două celule, concluziile sunt:

- consumul specific mediu a fost redus cu cca. 22,85 % la șarjele cu aceeași încărcare, arzătorul experimental fiind net superior;
- s-a putut asigura necesarul de aer de combustie fără modificări esențiale.

În baza rezultatelor și a concluziilor prezentate, se recomandă extinderea procedurii de ardere în sistem de jeturi multiple și la alte cuptoare. De asemenea utilizarea programului de calcul a conducției termice realizat nu numai la stabilirea izotermelor în lingou ci și la proiectarea pereților cuptoarelor industriale.

## BIBLIOGRAFIE

- /1/. Zaicov M.A. și col. - Criteriul de plasticitate plastică a materialelor, Analele româno-sovietice, Seria Metalurgia, nr.2/1960;
- /2/. Ilca I., Badea S. , Cazimirovici E. - Tehnologia deformărilor plastice, Ed. Didactică și pedagogică, București, 1979;
- /3/. Potoceanu Nadia - Determinarea deformabilității unor oțeluri laminate la CSR. Analele UEM, Fascicola I, Inginerie, 1994, pag.214-218;
- /4/. Ilca Ioan și colectiv - Studiul influenței compoziției chimice asupra caracteristicilor de plasticitate și deformabilitate a oțelurilor pentru foraj adânc, Contract. nr.100/1975, Hunedoara, ISH;
- /5/. ICEM (colectiv) - Studiul elaborării, deformării plastice și rezistenței la coroziune a oțelurilor de tip Cr-Mn- Ni-N<sub>2</sub>, București, 1964 ;
- /6/. Crafiti, A. - Cercetări privind deformarea plastică la cald a oțelului de supape pentru autocamioane. Cercetări metalurgice, nr.7/1965, București;
- /7/. Drăgan I. și colectiv - Considerațiuni privind caracteristicile de deformabilitate la cald a oțelurilor inoxidabile. Metalurgia nr.1/1966 ;
- /8/. Drăgan, I. și colectiv - Considerațiuni cu privire la unele metode de determinare a rezistenței de deformare și a plasticității oțelurilor. Cercetări metalurgice nr.8/1966;
- /9/. Potoceanu Nadia - Cercetări privind rezistența la deformare a unor oțeluri. "25 de ani de învățământ superior la Reșița", vol.IV. Reșița, 1996;
- /10/. Schwenzfeier, W. - Walzwerktechnik, Ein Leitfadens für Studium und Praxis , Springer Verlag, Wien, New York, 1989;
- /11/. Brunklaus, H.J. - Cuptoare industriale (trad.din limba germană), Ed.Tehnică, București, 1977 ;
- /12/. Samoilă, C. și colectiv - Tehnologii și utilaje moderne de încălzire în metalurgie, Ed.Tehnică, București, 1986 ;
- /13/. Samoilă, C. și colectiv - Cuptoare și instalații de încălzire, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983 ;
- /14/. Lincevski, V.P. - Cuptoare de încălzire (trad.din limba rusă), Ed. Tehnică, București, 1952 ;
- /15/. Dina, V. - Procese de transfer de căldură și instalații termotehnologice, Lit.UPB, București, 1994 ;
- /16/. Potoceanu Nadia - Cuptoare metalurgice, Îndrumar de proiectare, Lit.UPT, Timișoara, 1991 ;
- /17/. \* \* \* - Metalurgiceskie peci, Atlas, Moscova, Metalurgia, 1987 ;
- /18/. Gusovski, V.L. și - Sojigateliniie istroistva negrevatelinih i termiceskih

- colectiv  
/19/. Cornean (Potoceanu) ,  
Nadia  
/20/. Mema (Potoceanu),  
Nadia  
/21/. Potoceanu Nadia  
  
/22/. Popa, P., Apahideanu, B.  
  
/23/. Dam koehler, C.  
/24/. Thring, M.W.  
  
/25/. \* \* \*  
  
/26/. Potoceanu N.  
  
/27/. Potoceanu, N.  
Frunzăverde D.  
/28/. \* \* \*  
  
/29/. Vargaftik, N.B.  
  
/30/.  
Potoceanu, N. Cornean, M.  
  
/31/. Miheev, M.A.  
  
/32/. Jukov, A.V. și colectiv  
  
/33/. Borisanski, V.M. și  
colectiv  
/34/. Potoceanu Nadia  
  
/35/.  
Mema (Potoceanu), Nadia  
/36/. Mema (Potoceanu), N.  
  
/37/. Mema, N. și colabo-  
ratori  
/38/. Potoceanu N. și  
colaborat.  
/39/. Potoceanu Nadia
- peci, Spravocinik, Moscova, Metalurgia ,1981 ;  
- Caracteristicile flăcărilor difuzive, Sesiunea ISR,  
Reșița, 1979 ;  
- Metode de încercare la rece, pe model a  
arzătoarelor, Sesiunea ISR, Reșița, 1983;  
- Cu privire la funcționarea unei baterii de cupatoare  
adânci în condiții termice reale, TERMOTEHNICA  
1995, Iași, vol. II, pag.220-226 ;  
- Influența caracteristicilor geometrice ale  
arzătoarelor de gaz metan cu aer insuflat ,asupra  
caracteristicilor geometrice ale flăcărilor, Buletin  
IPCN, Cluj, nr.11/1968 ;  
- Jahrb. deut. Luftfartorsch.z.Elektrocchem.1940 ;  
- The Science of flames and Furnaces, Chapman  
and Hall, Ltd.London, 1962 ;  
- Contract de cercetare ISR-CSR,nr. 105 /1984,  
resp. ș.l.ing.Pența I. ;  
- Considerații privind schimbul de căldură prin  
suprafețe extinse, TERMOTEHNICA 1992,  
Constanța,vol.II.pag.206-210 ;  
- Considerații privind conductivitatea termică  
nestaționară.Hunedoara, 1992 ;  
- Teplo u nessoovobmen tepotehneskii experiment.  
Spravocinik, Moscova, 1982 ;  
- Spravocinik po teplofiziceskim svoistvam gazov i  
jidkosti. Nauka 1972, 720 pag. ;  
- Procese de schimb de căldură continue în corpuri  
semilimitate, TERMOTEHNICA 1992,vol.II.  
Constanța ;  
- Osnivii teploperedaci. M.Josenergoizat,1956 ,  
pag.392 ;  
- Teploobmen priprodolonom obtekanii jidkim  
metalov. Moscova, 1967 ;  
- Teplootdacia pri prodolinom obtehanii rucika treb  
metaliceskim natriem. Atomnaia energie,nr.6/1963;  
- Metode moderne de determinarea conductivității  
termice, TERMOTEHNICA 1992, Constanța,vol.I ;  
- Considerații privind utilizarea arzătoarelor în  
secțiunile de deformare plastică, Brașov,1988 ;  
- Cu privire la studiul teoretic al curgerii staționare  
unidimensionale, cu schimb de căldură și variație de  
secțiune,TRIBOTEHNICA 1984,Iași,vol.I,pag.335-  
338 ;  
- Aspecte privind valorificarea resurselor energetice  
secundare, Reșița, 1986 ;  
- Formarea și controlul poluanților în cuptoarele  
industriale, UEM, "Alma mater" 1991, Reșița ;  
- Asupra utilizării funcțiilor Bessel la calculul



- /40/. \* \* \*  
 - schimbului de căldură, Reșița, 1993 ;  
 - Procese de transfer de căldură și masă în instalațiile industriale, Ed.Tehnică, București,1982 ;
- /41/.Băcilă,S.,Cheptea,V.  
 - Măsurarea proprietăților termice ale probelor metalice prelucrate prin metoda scuantei electrice, TERMOTEHNICA 1996,Iași, vol.I,pag.112-116 ;
- /42/.Reff,R.  
 - Considerații asupra legii lui Kirchhoff la radiația termică în medii participative la radiații, TERMOTEHNICA 96,Iași,vol.I.pag.235-239 ;
- /43/. Potoceanu Nadia  
 - Referat nr.2. Hunedoara 1995 ;
- /44/. Abramovici,G.N.  
 - The Science of flames and Furnaces, London,Chapman et Hall,Ltd. 1962 ;
- /45/. Curtet,R.C.R.  
 - Combustion and Flames,nr.2,4 /1958 ;
- /46/. Stămbuleanu,A.  
 - Flacăra industrială, Ed.Tehnică, București,1971 ;
- /47/. \* \* \*  
 - Manualul inginerului metalurg,vol.I. Ed.Tehnică, București, 1978 ;
- /48/. Ion.I.  
 - Precizare privind calculul entalpiei gazelor de ardere ,Termotehnica,95,Cluj,vol.II,pag.181-185;  
 -A method for determining the heat transfer coeficient in cross-flow heat exchangers based on the temperature limit principle, Univ.of Illinois, 1996;
- /49/.Marin,O.  
 Pedersen,C.O.  
 - Analiza unor metode numerice explicite de rezolvare a ecuațiilor diferențiale cu derivate hiperbolice, Termotehnica 96,Iași,vol.II.pag.462-468 ;
- /50/. Popescu F.  
 -Die Großfeuerungsanlagenverordning Technik Kommentar,VDI, Düsseldorf,1984 ;
- /51/. Davis,P.  
 - Physik unserer Umwelt. Die Atmosphere, Springer Verlag, Berlin,Heidelberg, 1992 ;
- /52/. Roedel,W.  
 - Reglarea numerică a temperaturii și a combustiei la un cuptor metalurgic alimentat cu gaz metan, Termotehnica,96,Iași.vol.II,pag.331-334 ;
- /53/.Câmpeanu,N.  
 - Zundverhalten fester Brunnstoffe :Neue Messmethoden. Ergebnisse. Praktische Bedeutung. VGB Konferenz,"Kraftwekstechnik 1990",Essen,1990;
- /54/. Zelkowski,J-și colab.  
 - Modelarea fizico-matematică a proceselor de ardere, schimb de căldură și masă...București, 1990;
- /55/. \* \* \*  
 Lucrare ICPET SA  
 - Transfer de căldură și masă, Teorie și aplicații. Ed. Didactică și Pedagogică,București,1983 ;
- /56/.Ștefănescu,D.și colectiv  
 - Îndrumar pentru calcule de transmitere a căldurii, Ed.Didactică și Pedagogică,București, 1962 ;
- /57/. Curievici,V.Macri  
 - Numerical Methods for Engineers and Scientist, McGraw - Hill,1992 ;
- /58/.Hoffman,J.D.  
 - Arzătoare, Ed.Tehnică, București,1962 ;
- /59/.Popa,B.și colectiv  
 - Procese și instalații de ardere,vol.I și II.IPC-N,1972 ;
- /60/. Popa,B-și colectiv  
 - Măsurări în instalații termice, Ed.Tehnică, București, 1983 ;
- /61/.Tölle,H.  
 - Heat Transfer, Moscova, Mir, 1969 ;
- /62/.Isacenko,V.P.și colectiv

- /63/. Vâlcu,R.,Dobrescu,A. - Termodinamica proceselor ireversibile, Ed.Tehnică,București,1982 ;
- /64/. Haase,R. - Thermodynamik der Irreversiblen Prozesse, Dr. Dietrich Steinkopff Verlag, Darmstadt, 1963 ;
- /66/.Dragoș,L. - Principiile mecanicii mediilor continue, Ed.Tehnică, București, 1981 ;
- /67/. Teodorescu,N. - Introducere în fizica matematică, Ed.Tehnică, București, 1970;
- /68/.Natanzon,M.S. - Arderea nestaționară, Moscova, 1986 ;
- /69/.Leonăchescu,N., Șandru,E. - Probleme de termotehnică,Ed.Didactică și Pedagogică, București,1977 ;
- /70/.Stone,R - Internal Combustion Engines, Brunel University - MacMillan Publishers,Ltd. 1985 ;
- /71/.Gaabab,A.,Jeday,M.R. Un outil graphique pour l'analyse de la decision d' installer un echangeur de chaleur industriel. Entropie nr.187,p.39-45,1994;
- /72/. Leonăchescu,N. Termotehnica, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 1974;
- /73/. Sîcev,V.V. - Sisteme termodinamice complexe, Ed.Științifică și Enciclopedică, București, 1982;
- /74/.Iordache,O. - Ecuatiile fenomenelor de transfer de masă și căldură. Ed.Tehnică, București,1981;
- /75/.Emanuel,N.,Knorre,D. Cinetique chimique, Moscova, Mir.398p. 1975;
- /76/. Zumbrunnen,D.A. - Transient Convective Heat Transfer Enhancement Due in Intermittency in an Impinging Jet., Journal of Heat transfer, vol115,pag.91-98, 1993 ;
- /77/.Sparrow,E.M.,Prata,A. T. - Numerical Solutions for Lminar Flow and Heat Transfer in a Periodically Converging-Diverging Tube,with Experimental Confirmation, Numerical Heat Transfer,vol.6.pag.441-461,1983;
- /78/.Krasnikov,V.V. - Conductivnaia sușca, M.Anerghia,p.288, 1973 ;
- /79/. Hodor,V.,Mădărășan.T - Cu privire la studiul procesului de încălzire/răcire a cilindrilor pentru laminoare prin metode numerice, Termotehnica,95,Cluj,vol.I.pag.134.138,1995;
- /80/. \* \* \*
- /81/. Mayers,E.G. - Analytical Methods in Conduction Heat Transfer, - Genium Publishing Corp. 1987 ;
- /82/. Marinescu,M.și colectiv - Instalații de ardere,Ed.Tehnică,București,1984 ;
- /83/. \* \* \*
- Mema(Potoceanu),N.resp. /84/.Radcenco.V. - Cercetări privind reducerea consumurilor specifice la agregatele termice ale ICMR Reșița, contract nr. / 1982 ;
- Criterii de optimizare a proceselor termice, Ed. Tehnică, București, 1977 ;
- /85/.Semenescu.A.,și colectiv - Sisteme de control automat al cuptoarelor dotate cu arzătoare regenerative continue. Metalurgia, pag.85-91, nr,12/1996;
- /86/.Semenescu,A.și - Utilizarea sistemelor de calcul la conducera

- colectiv.
- /87/. Ilca, I., Masksay, S., Măneasa, L.  
/88/. Chelu, G.
- /89/. Kuroedov, V. A.  
/90/. Mihăilescu, C., Semeneșcu, A.
- /91/. Gârbea, D.
- /92/. Badea, S. și colectiv.
- /93/. Voicu, G. și colectiv
- /94/. Nicolae, A. și colectiv
- /95/. Oprescu I. și colectiv.
- /96/. Reisner, G. și colectiv
- /97/. Potoceanu Nadia  
/98/. \* \* \* (colectiv)
- /99/. \* \* \*
- /100/. Burger, J., Sourieau, P., Combarnous, M.  
/101/. Dimow, I. și colectiv
- /102/. Mitelea, I., Budău, V.
- /103/. Schumann, H.
- /104/. Ungureanu, C., Ionel, I.  
/105/. Potoceanu Nadia
- /106/. Finalyson, B. A.
- cupatoare dotate cu arzătoare regenerative continue. *Metalurgia*, pag. 91-98, nr. 12/1996;  
- Contribuții la studiul încălzirii lingourilor în cuptoarele industriale. *Metalurgia*, pag. 521-524, nr. 10/ 82;  
- Program pentru calculul încălzirii lingourilor și semifabricatelor în vederea deformării plastice, *Metalurgia*, pag. 48-53, nr. 1/1996;  
- Încălzirea lingourilor mari. Moscova, 1954;  
- Simularea încălzirii semifabricatelor metalice prin metoda cu elemente finite. *Metalurgia*, pag. 25-31, nr. 8-9/1996;  
- Analiza cu elemente finite, Ed. Tehnică, București 1990;  
- Considerații cu privire la starea de tensiune ce apare la refularea cu deformare neuniformă; *Metalurgia*, pag. 51-55, nr. 8-9/1996;  
- Agregate și instalații termice metalurgice. Lit. U.P. București, 1994;  
- Utilizarea tehnicii de calcul la proiectarea cuptoarelor metalurgice, U.P.B. București, 1990;  
- Controlul, comanda și reglarea variabilelor tehnologice ale proceselor metalurgice, Lit. U.P.B. București, 1996;  
- Waermebehandlung zur Erzielung eines optimalen TRIP-Effektes in niedrig legierten Staehlen. 9-Internationale Metallographie-Tagung, Leoben. 1994;  
- Referat nr. 3, Hunedoara, 1996;  
- Conducerea procesului de încălzire a lingourilor de oțel în cuptoare adânci din LDS pe baza gazului pilot. nr. 1126/1994, inovație;  
- Catalogul "Dialog" al firmei Buehler  
- Thermal Methods of Oli Recovery, Edition Technip. Paris, 1987;  
- Oțeluri naturale aliate cu mangan, pentru construcții metalice, Tehnologii neconvenționale în prelucrarea metalelor, pag. 571-676, Timișoara, 1971.  
- Studiul metalelor, Îndreptar tehnic, Timișoara, Ed. Facla, 1987;  
- Metallographie, Verlag, Leipzig, 1989;  
- Arderea și poluarea mediului, Lit. I.P.T., 1994;  
- Cercetări privind influența modului de așezare a lingourilor în cuptorul adânc cu flacără întoarsă, Termotehnica 97 (trimisă spre publicare), Brașov;  
- The method of weighted residuals and variational principles, Academic Press, New York, 1972;

- /107/.Huebner,K.H. - The finite element method for engineering. John Wiley and Sons, New York, 1975 ;
- /108/.Olariu,V.,Brătianu,C. - Modelare numerică cu elemente finite, Ed.Tehnică, București, 1986 ;
- /109/.Carabogdan,G., Brătianu,C. - Metode de calcul. Analiza numerică.ENERG nr.6/1988 ;
- /110/.Dory,R.A. - Finite-element method in spreadsheet, Coput.Physics,vol.6,nr.2.pag.198-201,USA, 1992 ;
- /111/.Hagler,M. - Spreadsheet solution of partial differential equation IEEE.Trans.Educ.vol.E/30,nr.3, pag.130-134,USA,1987 ;
- /112/.Godunov,S.K.,Reaben ki,V.S. - Sisteme de calcul cu diferențe finite, Ed.Tehnică, București, 1977 ;
- /113/.Macri,V.și colectiv - Transferul de căldură,conducția termică. Litografia UT.Iași, 1993 ;
- /114/Rao,N.D. - Typical applications of microcomputer spreadsheets to electrical engineering problems, IEEE,Trans.Educ.,vol.e/27,nr.4,pag.237-242,USA,1984 ;
- /115/.Coren,R.L. - Computational techniques in the cours on electromagnetism, IEEE,Trans.Educ.nr.E-32,nr.2 1988 ;
- /116/. Bernștein,M.L.,Rahștadt, A.G. - Metallovedenie i termiceskaia obrabotka stali, Tom.I-II, Moscova, 1983;
- /117/.Cheșa,I.și colectiv - Alegerea și utilizarea rațională a oțelurilor, Ed.Tehnică, București, 1984;
- /118/.Colan, H. - Studiul metalelor. Ed.Didactică și Pedagogică, București, 2983;
- /119/. Cartiș, I. - Tratamente termice, Ed-Facla, Timișoara 1982;
- /120/.Geru, N. - Metalurgie fizică, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 1981;
- /121/.Weinberg, F. - Tools and techniques in pysical metallurgy, vol.I, II, New York, 1970;
- /122/.Drăgan, I. - Tehnologia deformărilor plastice, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 1976;
- /123/.Hălărășcu, O. și colectiv - Îndreptar de metalurgie, Ed.Tehnică, București, 1988;
- /124/ \* \* \* - Culegere de STAS-uri.
- /125/.Zarocinski,L.M. - Laminarea oțelului, Ed.Tehnică, 1951;

ANEXA I.

MĂSURĂTORI LA LINIA DE LAMINARE

Măsurătorile s-au realizat în anul 1994-1995

Tabelul I.1. OLT 65

Data	Culeu nr.	Nr. de ling. în celulă	Masa unui ling.	Masa ling. în cel.	Temperatură					Durata de menținere		Δ H		n		Amperaj			
					celula la încep. înc.	ling. la înc.	celul. la sf. înc.	celula la încep. evac.	celula la sf. evac	min	pt. primu l ling. înc.	pt. ultim. ling. încărc	min	mm	mm	rot/min	med	rot/min	med
-	-	buc.	kg/buc.	kg/cel	°C	°C	°C	°C	°C	min	min	min	mm	mm	rot/min	rot/min	A	A	.10 <sup>3</sup>
12.03.	3431	11	7300	80300	840	650	780	1300	850	450	427	42	5-90	8233	72	65-85	8233	3-12	3-12
12.03	3431	11	730	80300	1000	650	820	1250	850	421	255	46	5-120	7604	65	60-80	7604	3.5-12	3.5-12
12.03	3432	11	7300	80300	1000	650	820	1250	910	296	272	42	5-100	6661	73	65-80	6661	4.5-10	4.5-10
14.03	3808	13	5800	75400	800	600	520	1260	880	338	311	46	5-100	7541	71	60-85	7541	3-11	3-11
16.03	3451	13	7300	94900	980	500	600	1300	870	420	390	45	5-85	7701	72	60-85	7701	3-12	3-12
16.03	3452	10	7300	73000	1250	650	750	1350	950	352	319	43	5-85	8201	72	60-85	8201	3-12	3-12
16.03	3452	10	7300	7300	940	600	780	1300	860	488	460	43	5-85	7942	72	60-85	7942	3-12	3-12
16.03	0881	10	5800	58000	860	650	770	1330	930	499	472	45	5-80	7411	72	65-80	7411	3-11	3-11
16.03	0881	10	5800	5800	1010	600	700	1300	940	451	438	47	5-95	6411	71	65-80	6411	3-11	3-11
16.03	0882	11	5800	63800	840	400	790	1300	830	393	375	45	5-105	7877	72	65-80	7877	3-12	3-12

Tabelul I.2.40 Cr 10

Data	Culeu nr.	Nr. ling. în ccl.	Masa unui ling.	Masa ling. în ccl.	Temperatura						Durata de mentin.		Δ H		n		Amperaj	
					ccl. la încep. înc.	ling. la încep. înc.	cel. la sf. înc.	cel. la încep. evac.	cel. la sf. evac.	pt. prim. ling. înc.	pt. ultim. ling. înc.	med	limite	med.	limite	med.	limite	med.
-	-	buc	kg/buc.	kg/ccl.	°C	°C	°C	°C	°C	min	min	mm	mm	rot/min	rot/min	A	.10 <sup>3</sup> A	
10.03	3785	13	5800	7540 0	980	650	820	1300	930	387	374	51	10-90	82	65-85	600 0	3-11	
10.03	3785	13	5800	7540 0	880	620	780	1300	960	354	335	53	10-100	80	65-85	686 0	3-11	
10.03	3785	14	5800	8120 0	1180	600	750	1250	820	384	360	48	10-80	79	60-80	589 2	3-11	
20.03	3839	12	5800	6960 0	980	600	760	1280	840	384	376	50	10-90	72	65-80	582 0	3-11	
20.03	3839	11	5800	6380 0	1000	600	800	1350	950	398	385	53	10-100	65	65-80	621 5	4-11	
20.03	3840	11	5800	6380 0	980	600	720	1280	920	402	387	48	10-70	72	65-80	573 2	4-11	
20.03	3840	11	5800	6380 0	780	580	690	1280	940	450	395	47	10-70	73	65-80	693 1	4-11	

Tabelul I.3. Masuratori la linia de laminare pentru cele două oțeluri

Lin g. nr.	Șarja nr.	Marețea oțel	Înălțime calibrul blum, mm			Turația rot/min.			Amperaj, A			Turația rot/min			Amperaj, A						
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3				
0 57/ 82	1 3785 4	2 40 Cr 10	3	4	5	6	7	8	9	10	11	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
			610	500	360	65	65	65	65	6500	4500	5500	0	500	360	65	65	65	6000	6000	6000
			510	430	300	70	80	75	5000	7000	6000	81	430	300	80	300	80	80	5000	6000	6500
			600		285	65	60	60	4000		4000		290	60	290	60	60	65	6500		5000
			580		240	80	80	80	4500		3500		240	75	240	75	80	80	4500		4000
			540		255	65	65	65	8000		8000		255	60	255	60	60	65	3500		4000
			570			80	80	80	5500				510	85		85	80		9000		
			530			65	65	65	3500				400	60		60	60		4500		
			370			75	75	75	6000				390	80		80	80		5000		
			365			60	60	60	4000				340	70		70	70		5000		
59/ 80			290			70	70	8000			290	80		80	80		5500				
			610	500	365	65	65	65	6000	4000	3500	60/	500	365	65	65	65	6000	6000	3500	
			580	430	300	80	80	80	6500	5000	4000	79	430	300	70	80	80	6000	6500	7000	
			510		340	60	60	5000			5000		340	65	340	65	65	5000		4000	
			540			70	70	7000			6000		540	80	540	80	80	80	4000		5000
			530			65	65	65	4500		4000		530	60	530	60	60	65	5000		5000
			540			70	70	6000					540	80	540	80	80	6000			
			425			60	60	7000					425	65	425	65	65	4500			
			365			80	80	5500					365	70	365	70	70	8000			
			340			70	70	4500					340	70	340	70	70	4500			
61/ 78			290			80	80	8000			290	70		70	70		5000				
			610	495	355	65	65	60	6000	8000	6000	62/	500	355	65	65	70	6000	6000	4500	
			570	430	300	70	80	70	6500	5000	6000	77	430	305	80	80	80	5500	4000	5000	
			580		285	65	65	65	5000		4000		290	65	290	65	65	4000	6000	6000	
			630		260	80	80	4000			5000		255	75	255	75	70	5000		6000	
			540		255	65	65	80	4500		5000		215	65	215	65	65	6000		5000	
			480		230	85	60	6000			6000		480	80	190	80	80	9000		4000	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			425		220	65		70	5000		6000
			365		190	70		65	5500		4000
			340		230	65		70	4000		5000
			290		80	80			5000		
63			610	495	355	65	80	60	6000	4000	4000
76			570	430	300	70	65	70	5000	4000	3500
			580		285	65		65	5500		5000
			530		260	80	75	75	6000		6000
			540		245	65	65	65	8000		6000
			485		230	80	70	70	4500		4500
			425		215	65	65	65	3500		5000
			360		290	70	80	80	6000		6000
			340		230	65	65	65	5000		4000
			290		75	75			3500		4000
65/			610	500	360	65	65	65	6000	5000	8000
74			570	430	300	70	80	80	6500	6000	5000
			580		280	65		65	5000		4000
			600		240	80	80	80	4500		6000
			520		255	65	65	65	7000		6000
			540			80			6000		6000
			480			65			3500		5000
			430			80			4500		4000
			340			65			6000		7000
			290			80			5000		5000
67/			610	505	365	65	70	65	6000	6000	4500
72			570	430	300	80	70	80	5500	7000	6000
			600		280	75	60	60	7000		5000
			565		240	80	70	70	4000		6000
			525		255	65	65	65	5000		5000
			540			80			4500		5000
			570		75	75			8500		



0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	0	3	4	5	6	7	8	9	10	11
69/ 70			425 365 290	500 430	360 300 280 240 255	65 80 65 70 65 75	65 70	65 75 75 80 65	6000 6500 5000 8000 6500 6000 7000	6500 4000	4500 4000 4500 4000 6000	70/ 93	425 365 290	505 430	365 300 280 240 255	70 65 85	65 80	65 80 65 80 65	5500 4500 4000 6000 9000 6000 5500	3500 4000	6500 4500 5000 6000 5500
71/ 92			610 570 600 565 525 540 570 425 365 290	500 430	370 330 290 240 255	65 80 65 70 65 75 65 80 65 80	65 80	65 80 65 80 65	6000 7500 5000 4500 8000 3500 6000 6500 4000 5000	9000 5000	5000 6000 6500 5000 5000	72/ 91	610 570 580 530 540 480 425 390 345 290	500 435	370 330 290 240 255	65 80 65 80 65 80 65 80 65 80	65 75	65 70 65 80 65	6000 6000 5500 5000 4500 9000 5000 6000 6000 6500	6000 7000	7000 6000 6000 6000 5500

NOTĂ: Măsurătorile s-au realizat pentru un număr de 326 de lingouri.

## ANEXA II

### UTILIZAREA ANALIZEI NUMERICE CU ELEMENTE FINITE LA DETERMINAREA CÂMPURILOR TERMICE LINIARE ȘI NELINIARE

Cunoașterea modului de lucru cu metoda numerică cu elemente finite se încadrează în strategia de dezvoltare instituțională, fiind o metodă modernă de apreciere a câmpurilor termice și chiar de tensiuni în interiorul corpurilor.

Analiza numerică a câmpurilor termice s-a dezvoltat în mod independent, dar nu exclusiv în două direcții principale: a) metoda diferențelor finite și b) metoda elementelor finite.

Metoda diferențelor finite (MDF) concepută sub forma calculului de mână încă din vremea lui Euler, folosește ca punct de plecare modelul diferențial al fenomenului analizat pe care îl transformă apoi într-unul numeric, utilizând procedeul de aproximare punctiformă a variabilelor de câmp. S-a constatat că folosirea ei pe domenii cu contururi sau suprafețe curbe introduce o serie de dificultăți și artificii de calcul. Apar de asemenea numeroase probleme de stabilitate și de convergență a soluțiilor, fapt ce impune determinarea condițiilor specifice, pentru fiecare clasă de probleme, de apariție și respectiv de evitare a lor.

Metoda elementelor finite (MEF) folosește ca punct de plecare un model integral al fenomenului analizat. Acest model poate fi obținut în mod direct prin calcul, sau poate fi derivat din modelul diferențial corespunzător cu ajutorul calculatorului variațional sau al metodei reziduurilor ponderate [106],[107]. Spre deosebire de metoda diferențelor finite, această metodă se bazează pe aproximarea locală pe porțiuni sau subdomenii a variabilelor de câmp. Datorită folosirii unui model integral, ca bază de plecare și a unor seturi de funcții continue, pe porțiuni, metoda elementelor finite nu mai este condiționată de existența unei rețele rectangulare. Cu ajutorul ei se pot discretiza corpuri geometrice de orice formă, cu frontieră rectilinie sau curbilinie [108],[109],[110].

În majoritatea țărilor dezvoltate, datorită performanțelor sale ridicate se utilizează această metodă aproape ca o metodă standard de analiză și proiectare. Mai mult decât atât prin posibilitatea de a determina distribuții spațiale ale parametrilor studiați în diferite corpuri, precum și variația acestora în timp,

modelarea numerică cu elemente finite contribuie și la formarea unui nou mod de gândire a analizei inginerești.

Programul stabilește nu numai o formularea problemei de inițiere, dar să și anticipeze o anumită clasă de soluții, respectiv să conducă la o interpretare adecvată a rezultatelor numerice obținute.

Pentru aceasta se parcurg următoarele etape:

- stabilirea condițiilor la limită;
- stabilirea modelului analitic;
- formularea variațională;
- stabilirea elementelor nodale;
- stabilirea modelului numeric cu elemente finite;
- concluzii.

a) stabilirea condițiilor la limită pentru un corp solid trebuie făcută având în vedere că acestea pot fi:

1. de tipul 1, sau condiții Dirichlet;
2. de tipul 2, sau condiții Neumann;
3. de tipul 3, sau condiții Cauchy, și
4. de tipul 4, sau condiții de interfață.

Datele fizice care trebuiesc cunoscute sunt: densitatea, căldura specifică și conductivitatea termică a materialului, precum și coeficienții de transfer de căldură dintre sistemul termic și mediul ambiant în cazul unor condiții la limită de tip Cauchy. Dacă aceste proprietăți au valori constante, indiferent de variația temperaturii, atunci câmpul termic analizat este liniar. Dacă aceste proprietăți au valori dependente de variația temperaturii, atunci câmpul termic analizat este neliniar.

În cadrul acestei etape este necesar să se stabilească aceste caracteristici pentru o anumită clasă de materiale (de exemplu, materiale refractare) și să se considere condițiile de limita specifice.

b) modelul analitic.

Considerând cazul general de transfer de căldură prin conducție, într-un mediu neomogen și neizotrop, constatăm că mediul respectiv poate fi făcut din regiuni cu materiale diferite, iar materialelor pot fi considerate având proprietăți ce se propagă diferit în direcții diferite. Pentru început trebuie să considerăm ca mediul este liniar, deci coeficientul conducției termice este constant.

Modelul analitic pentru acest caz general, cu luarea în considerație a fenomenelor tranzitorii, este dat de ecuația fundamentală:

$$-\rho c \frac{\delta T}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x} \left( \lambda x \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left( \lambda y \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left( \lambda z \frac{\delta T}{\delta z} \right) + Q_0 = 0 \quad (1)$$

cu următoarele condiții inițiale și la limită:

$$T = T_0, \quad t < 0 \quad (2)$$

$$T = g(x, y, z), \quad \forall M(x, y, z) \in S_T \quad (3)$$

$$\lambda x \frac{\delta T}{\delta x} n_x + \lambda y \frac{\delta T}{\delta y} n_y + \lambda z \frac{\delta T}{\delta z} n_z + q = 0, \quad \forall N(x, y, z) \in S_q \quad (4)$$

Notațiile utilizate sunt următoarele:  $T(x, y, z)$  - funcția de temperatură;  $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$  - componentele conductivității termice pe cele trei direcții:  $x, y, z$ ;  $\delta$  - densitatea materialului;  $c_p$  - căldura specifică a materialului;  $T_0$  - distribuția inițială a temperaturii în domeniul de analiză;  $g(x, y, z)$  - distribuția spațială a temperaturii pe segmentul de frontieră;  $q$  - fluxul termic prezent în acest segment;  $\alpha$  - coeficientul de transfer de căldură între mediul fluid și mediul solid

în zona stratului limită  $S_\alpha$ ;  $T_\alpha$  - temperatura fluidului care spală suprafața;  $Q_0$  - termenul care ține seama de sursa de căldură;  $n_x, n_y, n_z$  - componentele versorului normalei la suprafața de schimb de căldură, pe direcțiile  $x, y, z$ .

Modelul analitic (1) - (5) nu poate fi folosit în această formă diferențială, el trebuie transformat într-un model integral, adecvat domeniului de analiză considerat. Transformarea se poate face utilizând metoda variațională sau metoda reziduurilor ponderate.

c) formularea variațională.

Pentru aceasta este necesar să se considere o variație infinitezimală virtuală a temperaturii,  $\delta T$ , de la starea de echilibru termic, astfel ca:

$$\int (\rho \cdot c_p \cdot \frac{\delta T}{\delta t} - Q_0) \cdot \delta T \cdot dV - \int \left[ \frac{\delta}{\delta x} \left( \lambda x \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left( \lambda y \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left( \lambda z \frac{\delta T}{\delta z} \right) \right] \delta T \cdot dV +$$

$$\begin{aligned}
& + \int (T - g) \delta T \cdot dS + \int \left( \lambda_x \frac{\delta T}{\delta x} n_x + \lambda_y \frac{\delta T}{\delta y} n_y + \lambda_z \frac{\delta T}{\delta z} n_z + q \right) \delta T \cdot dS + \\
& + \int \left[ \lambda_x \frac{\delta T}{\delta x} n_x + \lambda_y \frac{\delta T}{\delta y} n_y + \lambda_z \frac{\delta T}{\delta z} n_z + \alpha (T - T_\alpha) \right] \delta T \cdot dS = 0 \quad (6)
\end{aligned}$$

Variația de temperatură se alege astfel încât condiția (3) să fie realizată în stratul limită.

Vor trebui realizate în continuare simplificări corespunzătoare cu care se vor efectua transformări pentru a realiza în final integrala de volum.

Va trebui să se obțină în final o formulare matematică echivalentă cu formularea analitică (1) - (5), și care să satisfacă condiția de staționaritate în domeniul de analiză.

În final, vor trebui studiate cazurile care se întâlnesc cel mai frecvent în practica modelării, și anume:

- regim termic staționar și mediu fără surse interne de căldură;
- regim termic staționar, mediu izotrop, fără surse interne de căldură;
- regim termic staționar, mediul izotrop și omogen, fără surse interne de căldură și condiții la limită de tip Dirichlet.

#### d) elemente finite nodale.

În mod obișnuit, elementele finite se definesc în cadrul procesului de discretizare, unde apar ca rezultat al descompunerii unui domeniu de analiză în mai multe subdomenii compatibile și cu interior disjunct. Conexiunea acestor subdomenii se face prin intermediul nodurilor, care nu sunt altceva decât puncte selectate în domeniul considerat la care se specifică variabilele studiate sau derivate ale acestora.

În sens general, elementul finit apare ca un model de aproximare cu proprietăți fizice, geometrice și funcționale. Din punct de vedere geometric, elementul finit reproduce într-o formă idealizată părți dintr-un corp real supus analizei. El are volum și i se pot atașa proprietăți fizice cum sunt densitatea, vâscozitatea, elasticitatea, conductivitatea termică, etc. în funcție de scopul urmărit. Din punct de vedere funcțional, elementul finit aproximează una sau mai multe

variabile ale problemei în spațiul ocupat de partea corpului real pe care o modelează.

Elementele finite nodale constituie cele mai larg folosite tipuri de elemente finite și reprezintă din punct de vedere istoric filonul principal de evoluție și dezvoltare al acestei metode numerice. Ele au proprietatea că pot reprezenta variația unui câmp oarecare folosind în mod exclusiv:

- a) un set de valori nodale ale funcției de aproximat, sau ale funcției și derivatele sale până la un anumit ordin;
- b) un set de funcții de formă asociate fiecărui tip de element finit în parte. Cu alte cuvinte, structura nodală a acestor elemente este determinată în element funcțional, notat cu  $\pi$ .

$$\Pi = \int \frac{1}{2} \left[ \lambda_x \left( \frac{\delta T}{\delta x} \right)^2 + \lambda_y \left( \frac{\delta T}{\delta y} \right)^2 + \lambda_z \left( \frac{\delta T}{\delta z} \right)^2 \right] dV + \int (\rho \cdot c_p \frac{\delta T}{\delta t} - Q_o) \cdot T \cdot dV + \int q \cdot T \cdot dS + \int \frac{\alpha}{2} (T - T_\alpha)^2 dS \quad (7)$$

În aceste relații se definesc matricele necesare abordării problemei, considerând că, domeniul de analiză  $V$ , cu frontierele sale  $S_T$ ,  $S_q$  și  $S_\alpha$  este discretizat într-un număr de elemente finite.

Când se obține sistemul de ecuații final, acesta se rezolvă avându-se în vedere condițiile de limită impuse.

#### f) programul de calcul TERMIC - 2DN

Este un program elaborat de colectivul de cercetare de la IP București. El este destinat determinării distribuției de temperaturi în corpuri solide omogene și neomogene, izotrope și neizotrope, în regim staționar sau tranzitoriu, în medii cu sau fără sursă internă de căldură. Din câte cunosc, programul este astfel conceput încât se pot implementa condiții la limită de tip Dirichlet, Neumann și Cauchy. Programul procesul de aproximare al oricărui câmp de variabile. În cazul de față este vorba despre un câmp termic. Deci, suntem interesați în aflarea temperaturilor nodale.

Pentru alte tipuri de elemente finite cum sunt de exemplu cele hibride și mixte, această structură nodală devine insuficientă.

Programul este realizabil din punct de vedere practic, deoarece în activitatea cu studenții cadrul didactic prezintă acest sistem de elemente. Se prezintă elementele finite unidimensionale, bidimensionale și tridimensionale, exemplificându-se grafic aceste elemente.[111].

Este important să se utilizeze și elementele triunghiulare care este cel mai simplu, dar și cel mai frecvent element utilizat în analiza câmpurilor termice.

Deși elementele finite sunt plane ele fiind caracterizate numai de coordonatele  $x$  și  $y$ , trebuie să subliniem că, în realitate ele reprezintă elemente fizice tridimensionale.

#### e) modelul numeric cu elemente finite

Derivarea modelului numeric se face pornind de la o anumită expresie a unui conținut elemente finite triunghiulare și izoparametrice.

Acest program prezintă dezavantajul că este realizat în FORTRAN, din acest motiv fiind mult mai indicat un alt program mai competitiv.

#### g) aplicații numerice.

Ca aplicații numerice, trebuie să utilizăm în vederea modernizării programei de învățământ în primul rând determinarea distribuției temperaturii în pereții și izolația conductelor termice. O altă aplicație necesară o reprezintă determinarea temperaturii în interiorul zidăriei agregatelor termice, acolo unde schimbul de căldură se realizează prin conducție.

Analizând primul tip de aplicații considerăm că trebuie avut în vedere existența a cel puțin trei straturi și anume: o izolație compactă, formată dintr-un singur strat de bază și un strat protector, o izolație compactă formată din două straturi de material izolant și un strat protector și izolația exterioară, de diferite consistențe.

Proiectul de inițiere în utilizarea analizei numerice cu elemente finite la determinarea câmpurilor termice liniare și neliniare este realist chiar dacă aplicație care se referă la determinarea acestor câmpuri în interiorul lingourilor încălzite în cuptoare adânci este mai complicată. Cuptoarele adânci sunt instalații complexe folosite în secțiile laminoarelor degrosiere tip bluming pentru încălzirea lingourilor de oțel.

Această încălzire are drept scop uniformizarea câmpului termic din lingouri, înainte de introducerea lor în procesul prelucrării tehnologice. Cunoașterea

câmpului termic are deci implicații practice foarte importante ,atât din punct de vedere tehnologic cât și economic.

Modelarea numerică cu elemente finite a câmpului termic dintr-un lingou este ceva mai complexă datorită transferului de căldură prin radiație care are loc de la gazele fierbinți din cuptor la suprafața lingoului.

În acest caz se transformă condiția de limită din modelul analitic de bază astfel ca ea să poată permite aplicarea legii lui Ștefan- Boltzmann. Coeficientul de transfer de căldură are acum o componentă datorată convecției și una radiației, așa cum este necesar să se considere și în relațiile care vor intra în algoritmul de calcul.

Un rol important în uniformizarea câmpului termic îl are modul de amplasare al lingoului în cuptor.

## PROGRAM DE TIP SPREADSHEET

Este un program care combină calculul tabelar (pe baza unor formule) cu realizarea unor grafice cu ajutorul datelor din tabel. Acesta a fost programul utilizat la calculul câmpului termic în lingou.

### MOD DE LUCRU:

Presupunem că fața stângă a lingoului supus procesului tranzitoriu de transfer de căldură are temperatura constantă de  $60^{\circ}\text{C}$ , iar cea dreaptă de  $30^{\circ}\text{C}$ .

În acest fel se simplifică problema, considerând practic că la cele două fețe laterale ale lingoului studiat, temperatura este constantă. Presupunem, de asemenea, că temperatura lingoului în momentul inițial este  $20^{\circ}\text{C}$ . Împărțim pe grosime lingoul studiat în 8 elemente. Creăm în Word un tabel cu trei linii și zece coloane. Primele două linii ale tabelului le vom folosi pentru memorarea a doi pași de calcul succesiv, iar coloana a treia doar pentru numărarea pașilor de calcul. În primele două linii în coloana a doua se înscrie temperatura constantă a feței laterale din stânga, iar în ultima coloană temperatura corespunzătoare feței laterale din dreapta.

După cum se știe, liniile unui tabel sunt identificate de sus în jos cu numerele 1,2,3...,iar coloanele, de la stânga la dreapta cu litere A,B,C....Astfel elementul finit de la intersecția liniei 2 cu coloana 3 este identificat prin C3.

- În căsuțele C1, D1, ...I1 se înscrie valoarea inițială a temperaturii din punctele nodale corespunzătoare lingoului.



- Presupunând că are loc relația  $l/F_0 = 2$  (ceea ce simplifică relația de calcul) se trece la calculul temperaturilor punctelor nodale din pasul de timp următor. Relațiile sunt următoarele:

$$C2 = (B1 + D1)/2,$$

$$D2 = (C1 + E1)/2, \quad E2 = (D1 + F1); \quad F2 = (E1 + H1);$$

$$G2 = (F1 + H1); \quad H2 = (G1 + I1); \quad I2 = (H1 + J1).$$

Pentru a insera acest formule în tabel se plasează cursorul pe poziția corespunzătoare (de exemplu elementul C2), se selectează din meniul *Table* opțiunea *Formula....* Aici, în caseta din stânga sus (*Formula*) se șterge, eventual formula precedentă (*SUM...*) și se înscrie imediat după semnul de egalitate formula dorită, în acest caz  $= (B1 + D1)/2$ .

- Pentru a asigura calculul pasului următor de timp se revine în prima linie a tabelului și pentru coloanele C1, D1,...I1, se șterg mai întâi valorile anterioare și se trece câte o formulă care să asigure egalitatea cu valorile din coloanele corespunzătoare din linia a doua. Prin urmare vom avea:  $C1 = C2$ ,  $D1 = D2$ ,...  $I1 = I2$ .
- Se revine în linia a doua și pentru elementele C2, D2, ...I2, se șterg rezultatele obținute anterior (fără a șterge formula de calcul) și în locul lor se trece temperatura inițială a punctului nodal corespunzător (în cazul de față  $20^{\circ}\text{C}$ ). Ultimele două etape asigură calculul succesiv al pașilor de timp.
- Pentru a asigura numărarea pașilor de timp, în linia a treia a tabelului se introduce mai întâi valoarea 0, apoi formula  $B3 = B3 + 1$  (ștergându-se 0 introdus inițial).

În acest moment tabelul este pregătit pentru calculul temperaturilor în regim tranzitoriu în diversele puncte ale lingoului utilizând MDF.

Tabelul III.1

pasul i	60	49.14	40.7	32.27	28.99	25.71	26.65	27.58	30
pasul i+1	60	50.35	40.7	34.85	28.99	27.82	26.65	28.33	30
pasul	10								

Pentru a calcula pasul următor de timp se marchează ca bloc întregul tabel (din Meniul *Table* se selectează opțiunea *Select table*) după care apăsând butonul

din dreapta al maus-ului se activează un meniu din care se selectează opțiunea *Update Field*. Aceasta are ca efect efectuarea tuturor calculelor din tabel, de sus în jos. Reluând succesiv această etapă se pot calcula temperaturile din cadrul lingoului la diverse intervale de timp.

Se obține pentru doi pași de timp succesivi, soluția prezentată în figura III.1. Aici se prezintă pe același grafic distribuția temperaturii pe lățimea lingoului la pasul 9 și respectiv 10 de timp.

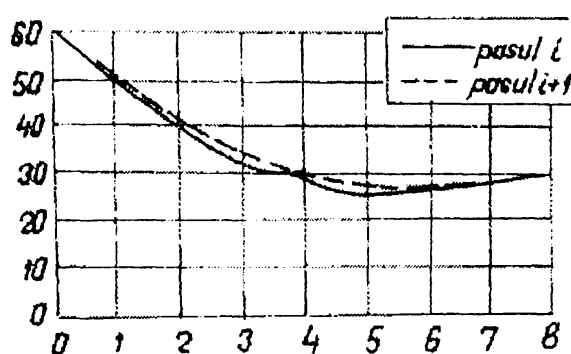


Fig.III.1

Pentru realizarea graficului se folosește opțiunea specială de grafică a programului Word. Astfel, cursorul fiind plasat în tabelul realizat se marchează mai întâi primele două linii (ținând apăsat butonul stâng al maus-ului și deplasându-l din colțul din stânga sus A1 până în poziția J2) se selectează apoi din bara de accesorii (*Toolbar*) butonul *Insert Chart*. Aceasta conduce la activarea modului *Microsoft Graph* pentru realizarea de grafice. Din meniul *Gallery* se selectează opțiunea *Line*, pentru a obține un grafic compus din linii. În continuare se poate selecta tipul de linie utilizat

Pentru a dispune în calcule de criteriul Fourier acesta este determinat de poziția J3, folosindu-se valorile D3 ce reprezintă diviziunea spațiului din F3 reprezentând pasul de timp și din H3 care reprezintă coeficientul de difuzivitate a materialului. Succesiunea operațiilor va fi:

$$J3 = H3/D3 * F3/D3$$

Această abordare mai generală, ne permite pe lângă găsirea rezultatelor anterioare și simularea cazurilor în care pasul de timp și cel de spațiu au astfel de valori încât nu este respectat criteriul de stabilitate  $1/Fo \geq 2$ .

Se consideră primii doi pași de timp pentru  $\Delta t = 0,05s$ , prezentați în tabelul III.2.

Tabelul III.2.

pasul i	60	20	20	20	20	20	20	20	30
pasul i+1	60	32.572	20	20	20	20	20	23,143	30
pasul	1	$\Delta x$	0.001	$\Delta t$	0,05	a	0,000006286	Fo	0.3143

În continuare, în tabelul III.3 prezentăm rezultatul după 24 pași de timp:

Tabelul III.3

pasul i	60	52,2975	45,2226	39,2921	34,8272	31,9108	30,3905	29,9162	30
pasul i+1	60	52,4948	45,5823	39,7527	35,3139	32,3496	30,7193	30,0916	30
pasul	24	$\Delta x$	0.001	$\Delta t$	0,05	a	$0.6286 \cdot 10^{-5}$	Fo	0.3143

Rezultatul obținut era de așteptat întrucât condiția de stabilitate este îndeplinită, iar față de cazul precedent formulele utilizate au un grad mai mare de generalitate.

Tabelul III.4

pasul i	60	54,5032	49,2725	44,5349	40,439	37,0379	34,2772	32,0062	30
pasul i+1	60	54,6405	49,5825	44,9383	40,8758	37,4405	34,585	32,1727	30
pasul	33	$\Delta x$	0.001	$\Delta t$	0,1	4	$0.6286 \cdot 10^{-5}$	Fo	0.6286

Pentru a verifica modul de modificare a temperaturilor în punctele nodale; dacă pornim de la datele din tabelul III.3 se modifică pasul de timp și se continuă calculele (de la soluția intermediară obținută). Modificarea pasului de timp se face astfel încât condiția de stabilitate să nu mai fie îndeplinită. Dacă luăm pasul de timp 0,1s, rezultatele sunt cele din tabelul III.4. Deoarece îndeplinirea condiției de stabilitate este relativ redusă, se observă că, după parcurgerea câtorva pași că se menține o soluție acceptabilă. Aceasta este prezentată în fig. III.2. Continuând pașii de calcul, așa cum se arată în tabelul III.5, după un timp soluția devine puternic

instabilă. Calculând în continuare și alți pași de timp se poate observa accentuarea instabilității fapt ce indică simularea eronată.

Încercând simulări pornind de la o abatere mai pronunțată față de criteriul de stabilitate se obține o instabilitate a soluției după un număr mai mic de pași de timp.

Tabelul III.5

pasul i	60	51.7369	56.8554	42.6922	51.1463	35.2054	41.8368	31.2501	30
pasul i+1	60	59.6342	45.9921	56.9094	35.8116	49.3943	31.0135	37.1191	30
pasul	64	$\Delta x$	0.001	$\Delta t$	0,1	a	$0,6286 \cdot 10^{-5}$	Fo	0.6286

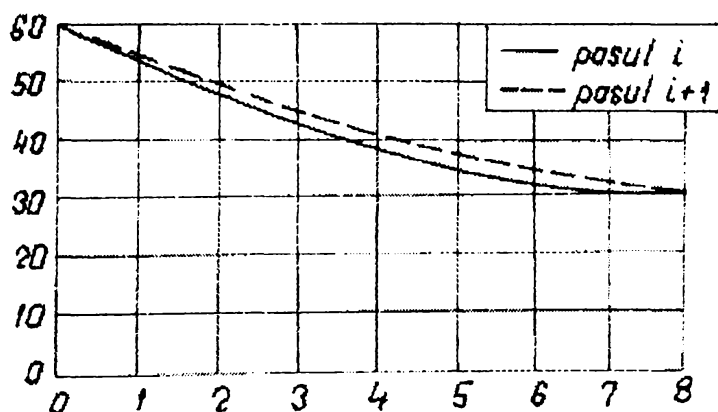


Fig.III.2

### CONCLUZII

Modelarea numerică cu elemente finite constituie un instrument matematic foarte eficient de analiză a câmpurilor termice conductive. Cu ajutorul metodei prezentate se pot realiza programe de simulare a câmpurilor termice care permit generarea unei game variate de experimente numerice.

Utilizarea programelor de tip Spreadsheed este un suport în rezolvarea problemelor de conducție termică în regim tranzitoriu.

### ANEXA III

## VALORI COMPARATIVE, EXPERIMENTALE ȘI DE CALCUL PENTRU CUPTOARELE NR.19 ȘI NR.20

Având în vedere parametrii stabiliți prin măsurători s-a întocmit bilanțul termic real al instalației. Acesta a fost calculat pe baza unui program de calcul realizat inițial pentru calculator FELIX C-256, încă din 1982, modificat apoi pentru PC 486. Programul cuprinde următoarele contururi distincte:

- cuptorul, deci bilanțul cuptorului;
- recuperatorul, cu bilanțul aferent, și
- conturul general, cuprinzând cele două agregate termice împreună.

Datele de intrare în bilanț sunt valori obținute la prelucrarea datelor rezultate din măsurători. S-au utilizat drept valori de calcul valorile medii ale parametrilor, media calculându-se pe durata unei șarje. Pentru compararea rezultatelor, bilanțul a fost realizat pentru ambele cuptoare analizate, 19, 20 cât și pentru două șarje la fiecare cuptor.

Având în vedere că la cazan inerția termică este mare, iar variația temperaturilor pe partea de apă este influențată și de funcționarea celorlalte cazane cu care s-a lucrat în paralel, bilanțul cazanului s-a realizat secvențial pentru diferite momente ale șarjei. Așa cum s-a precizat anterior, numai șarjele III și IV au întrunit condiții pentru a permite pornirea cazanului, iar dintre acestea pentru bilanț s-a ales șarja nr.V pentru că, pe parcursul șarjelor III și IV cazanul să fie ținut în stare caldă în vederea stabilizării parametrilor.

Principalele elemente avute în vedere la întocmirea bilanțului cuptorului și preîncălzitorului de aer sunt:

- temperaturile măsurate pe suprafața lingoului la încărcare și descărcare au fost considerate egalizate în toată masa acestuia;
- a fost aleasă o valoare a pierderii de metal prin arsură de 2% în conformitate cu prevederile din bibliografia de specialitate, pentru un conținut de 2-4% oxigen în gazele de ardere;

- suprafața pereților a fost estimată în conformitate cu datele din proiect. Temperaturile peretelui s-au măsurat în patru puncte și s-a făcut media valorilor obținute;
- pentru calculul căldurii pierdute prin răbufniri și radiații s-au luat în considerare deschiderile cuptorului în perioada de încărcare și descărcare. Din cronometrările efectuate a rezultat că durata medie a unei deschideri complete a fost de cca.1 minut. În calcul s-a apreciat ca pentru primele 6-8 lingouri deschiderea capacului este incompletă și numai la ultimele 44 lingouri cuptorul este deschis complet;
- pentru calculul căldurii acumulate în zidărie s-au avut în vedere că doar 250-300 mm din adâncimea zidăriei cuptorului adânc este afectată de variația de temperatură produsă de operația de încărcare-descărcare.

S-au determinat de asemenea prin măsurători temperaturile suprafeței peretelui la începutul și sfârșitul șarjei. Valorile de calcul ale parametrilor, utilizate ca date de intrare în bilanț cât și structura bilanțului real pentru cuptoarele și șarjele analizate sunt prezentate astfel:

- cuptor nr.19, șarja III, fișa de calcul V.1;
- cuptor nr. 19, șarja nr.V, fișa de calcul V.2;
- cuptor nr.20, șarja nr.III, fișa de calcul nr.V.3;
- . cuptor nr.20, șarja nr. V, fișa de calcul nr.V.4.

Din datele bilanțului termic rezultă următoarele concluzii:

- a) -toate categoriile de pierderi de căldură se încadrează în limitele normale;
- b) -randamentul cuptorului nr.19 a fost de 47,96% la șarja nr.III și 53,07% la șarja nr.V. Randamentul cuptorului nr.20 a fost de 21,71% la șarja nr.III și 53,57% la șarja nr.V. Variația în limite așa de largi a randamentului poate fi explicată prin urmărirea indicilor de încărcare, prezentați în tabelul V.1, care au fost calculați astfel:

$$\text{- indice de încărcare} = \frac{\text{Greutateșarja}}{\text{Greutate nominală}} \times 100 \quad [\%]$$

în care greutatea nominală a fost considerată greutatea unei șarje formate din 12 lingouri, de 5,92 t, adică  $12 \times 5,92 = 71,04$  t:

$$\text{- randament cuptor} = [(Q_{\text{șarjă}}^{\text{ieșit}} - Q_{\text{șarjă}}^{\text{intrat}}) / Q_{\text{combustibil}}] \times 100 \quad [\%]$$

Se observă aşadar că randamentul și consumul specific sunt influențate în mod semnificativ de indicele de încărcare a cuptorului și, în mai mică măsură de întârzierile la laminare. Astfel la șarjele V/19 și V/20, încărcate aproape de greutatea nominală, randamentele cuptoarelor sunt practic egale, în timp ce, dacă se compară șarjele III/20 și V/20 diferențele de randament sunt substanțiale la o variație a indicelui de încărcare de 20%. De asemenea este de remarcat că la celula nr.19, dotată cu un arzător experimental, care realizează consumuri mai mici decât celula 20 influența neîncărcării la capacitate și a întârzierilor la laminare este mai redusă.

Tabelul V.1.Indicele de încărcare

Nr.șarjă Nr.celulă	Indice de încărcare [%]	Temp. ling.la încărc. °C	Temp. aer cald °C	Întârz. la laminare h	Random . cuptor %	Consun spec.net kg cc/t
III/19	86,26	575	246	3	47,95	38,33
V/19	92,18	650	265,5	-	53,07	29,116
III/20	82,25	650	235,5	2,5		52,498
V/20	102,8	600	247,5	-		32,230

Deoarece fișele de măsurători se găsesc în [97], pentru exemplificare ilustrăm doar cu fișa nr.V.1.

## FIȘA DE CALCUL NR.V.1

Datele obținute rin măsurători și parametrii necesari calculelor de bilanț pentru cuptorul adânc nr.19-LDS/CSR, șarja nr.III.

## a)CUPTORUL

	Materialul introdus în cuptor	Produs principal
- cantitate t/h (șarjă)	61250	60000
- temperatura, °C:	575	1230
- căldura specifică, kJ/kg.grd:	0,5723	0,7106
- durata șarjei, h:	reală: 7,75 optimă: 4,75	
- materiale auxiliare introduse în cuptor: nu s-au introdus;		

- arsura: temperatura 1280 °C, căldura specifică : 0,8903 kJ/kg.grd:
- combustibil gazos: consum orar : 243000 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h;  
 putere calorică: 35,739.10<sup>6</sup> kJ/m<sup>3</sup><sub>N</sub>;  
 temperatura la intrare: 20 °C.
- energia electrică consumată pentru încălzire: 0;
- gazul de protecție, debit: 0;
- aerul de combustie introdus: debitul : 2693000 m<sup>3</sup><sub>M</sub>/h;  
 temperatură la intrare în cuptor: 247 °C;  
 temperatură la intrare impusă în vederea optimizării: 300 °C;
- coeficientul de exces de aer la intrare: 1,26;
- coeficientul de exces de aer la ieșire: 1,26;
- aburul tehnologic: nu se utilizează;
- gazele arse la ieșirea din cuptor: analiza:
 

CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
9,8%	3,2%	87,0%

  - temperatura: 1084 °C;
  - coeficientul de corecție al temperaturii ce ține seama de criteriul Boltzmann: 1,00;
  - temperatura în vederea optimizării: 1227 °C;
- apa de răcire: nu s-a utilizat;
- aerul de răcire: nu s-a utilizat;
- suprafețele și temperaturile pereților: suprafețele [m<sup>2</sup>]      temperatura [ °C]
 

40,40	178
40,40	80
93,47	90
24,00	60
24,00	60
- radiația prin orificii și neetanșeități, tabelul V.2:

Tabelul V.2.

Coef. diafrag	Supraf. orif. m <sup>2</sup>	Coef. contr.	Temp .	Pres. gaze	Timp min/h	Timp optim



m.			$^{\circ}\text{C}$	$\text{daN/m}^2$		min/h
1,00	25,08	0,85	1250	0	4	4
1,00	25.80	0,85	1300	0	4	4
0,59	0,25	0,85	1250	0,50	60	0

- zidăria, are caracteristicile din tabelul V.3:

Tabelul V.3.

Volum $\text{m}^3$	Densitate $\text{kg/m}^3$	Temp.init. $^{\circ}\text{C}$	Temp.finala $^{\circ}\text{C}$	Căld.spec. $\text{kJ/kg.grd}$
15,26	2100	1000	1050	1,045
8,72	2100	1030	1110	1,045
6,27	1850	500	775	1,045
6,27	2100	1060	1110	1,045

- mediul ambiant :temperatura:  $20^{\circ}\text{C}$ ;

presiunea barometrică:  $10330000 \text{ daN/m}^2$ .

#### b) PREÎNCĂLZITORUL DE AER

- gaze arse, compoziție volumică:

	$\text{CO}_2$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$
la intrare:	7,00	8,00	85,00
la ieșire:	6,80	8,00	85,20

temperatura,  $^{\circ}\text{C}$ :

la intrare: 760;

la ieșire: 550;

- coeficient de exces de aer la intrare (pentru optimizare)  $\lambda = 1,60$

- creșterea coeficientului de exces față de intrare,  $\Delta\lambda = 0,20$ .

#### BILANȚUL REAL

a) Bilanțul real al cuptorului.

Acest bilanț este centralizat în tabelul V.4 și nu a mai fost utilizată diagrama Sankey, deoarece pentru analiza utilizării noului arzător este suficientă prezentarea tabelară.

Tabelul V.4. Recapitulația bilanțului cuptorului

Denumirea căldurii	Valoare j/kg	Valoare %
0	1	2
Căldura chimică a combustibilului	1124441,500	64,85
Căldura fizică a combustibilului	922,577	0,05
Căldura fizică a încălzirii	336943,656	19,43
Căldura aburului tehnologic	0	0
Căldura fizică a aerului de combustie	118397,180	6,83
Căldura aerului fals	0	0
Căldura reacțiilor exoterme	153284,156	8,84
Căldura gazului de protecție	0	0
Căldura aerului de răcire	0	0
Căld. cedată de rezistența electrică	0	0
<b>Total căldură intrată:</b>	<b>1733989,250</b>	<b>100</b>
Căldura sensibilă a prod.principale	876129,00	50,53
Căldura sensibilă a aerului	33998,855	1,96
Căld.prod.sec.și dispozitiv.auxiliar	0	0
Căldura pierdută prin pereți și vatră	114241,008	6,59
Căldura pierdută cu apa de răcire	0	0
Căld. pierdută aer răcire	0	0
Căld.radiată prin neetanșeități	68856,148	3,97
Căldura evac.gaze arse la coș	540078,625	31,15
Căldura pierdută prin răbufniri	30320,209	1,75
Căldura acumulată în zidărie	120732,625	6,96
<b>Căldura totală ieșită:</b>	<b>1784356,375</b>	<b>102,90</b>
<b>Eroarea de bilanț:</b>	<b>- 50367,203</b>	<b>- 2,90</b>

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă: 910127,875 kJ/kg 52,49 %
- randamentul termic al procesului tehnologic: 52,49 %
- consumul specific de combustibil: 38,338 kg cc.Ń.

b. RecapitulăŃia bilanŃului recuperatorului este în tabelul V.5.

Tabelul V.5. BilanŃul recuperatorului

Denumirea căldurii	Valoare J/kg	Valoare %
Căldura aerului rece	9499,148	1,86
Căldura comb. intrată	922,577	0,18
Căldura aerului aspirat în recuperat.	323,867	0,06
Căldura gazelor intrată	499679,031	97,89
Căldura intrată	510424,656	100,00
Căldura aerului ieșită	118397,180	23,20
Căld. comb. ieșită	922,577	0,18
Căldura gazelor arse ieșită	361622,812	70,85
Căldura pierdută prin pereŃi	29482,061	5,78
Eroarea:	0,033	0,00
Coeficientul de recuperare:	6,28	

c. RecapitulăŃia bilanŃului general al agregatului este în tabelul V.6.

Tabelul V.6

Denumirea căldurii	Valoare J/kg	Valoare %
Căldura chimică a combustibilului	1124441,500	69,11
Căldura sensibilă a combustibilului	922,577	0,06
Căldura fizică a încărcăturii	336943,656	20,71

Căld.aburului tehnologic	0	0
Căld. introdusă cu aerul de comb.	10497,559	0,70
Căld.reacțiilor exoterme	153284,156	9,42
Căld.sens.gaz prof.	0	0
Total căldură intrată	1627012,125	100,00
Căldura sens.a prod.principal	8776129,000	53,85
Căld.sensibilă a arsurii	33998,855	1,96
Căld.pieselor și disp auxiliare	0	0
Căldura pierd.prin pereți și vatră	184797,219	11,36
Căldura radiată prin neetanșeități	68956,148	4,23
Căldura pierdută la coș	361622,00	22,23
Căld. pierdută prin răbufniri	30320,209	1,86
Căldura acumulată în zidărie	120732,625	7,42
Căldura totală intrată	1676456,750	103,04
Eroare:	- 49444,621	- 3,04

Indicii tehnico- economici:

- căldura utilă: 910127,875 J/kg, respectiv: 55 ,94 % ;
- randamentul termic al procesului tehnologic: 55,94 %
- consumul specific de combustibil: 36,338 kg cc/l.

#### FIȘA DE CALCULUL V.2.

Datele obținute prin măsurători și parametrii necesari calculelor de bilanț pentru cuptorul adânc nr.20 LDS/CSR, șarja nr.III

##### a)CUPTORUL

	Material introdus în cuptor	Produsul principal
-masa șarjei,t/h (t/șarjă):	58,400	57,230
- temperatura, °C:	650	1150
- căldura specifică,kJ/kg.grd. :	0,606	0,706
- durata șarjei: ore:	- reală: 7	
	- optimă: 4,50	
- materiale auxiliare introduse- nu este cazul;		

- combustibil: gaz natural,	-consum orar, m <sup>3</sup> /h	351,400
	-putere calorică: kJ/m <sup>3</sup> :	35739
	-temperatura, la intrare, °C :	20
	la ieșire, °C:	20
- energie electrică consumată pentru încălziri:		0
- gaz de protecție : nu este cazul;		
- aer de combustie introdus: - debit, m <sup>2</sup> /h:		4600,00
	-temperatura la intrarea în cuptor, °C:	125;
	-temperatura optimă la intrare în cuptor , °C:	400;
- coeficient de excedent, la intrare:		1,27;
- coeficient de excedent, la ieșire:		1,27;
- abur tehnologic: nu se folosește;		
- gaze arse, la ieșirea din cuptor: -temperatura, °C:		1080;
	-temperatura în vederea optimizării:	1227;
	-coeficientul de corecție al temperaturii:	1,00;
	- analiza volumică: %, RO <sub>2</sub> O <sub>2</sub> N <sub>2</sub>	
	8,30 5,00 87,76	
- aerul sau apa de răcire: nu se utilizează;		
- datele pereților:	Suprafața, m <sup>2</sup>	Temperatura, °C
	40,40	185
	40,40	72
	93,47	96
	24,00	78
	24,00	105

Toți cei cinci pereți sunt vopsiți cu vopsea de aluminiu.

- caracteristicile orificiilor sunt în tabelul V.7.

Tabelul V.7

Coefic. diafram.	Supraf. orif. m <sup>2</sup>	Coef. contr.	Temp. °C	Pres. daN/m <sup>2</sup>	Timp min/h	Timp opt. min/h
1,00	25,08	0,85	1250	0	4	4
1,00	25,08	0,85	1300	0	5	4
1,00	0,25	0,85	1250	0,50	60	0

- caracteristicile zidăriei sunt cele din tabelul V.8;

Tabelul V.8.

Volumul, m <sup>3</sup>	Densitatea kg/m <sup>3</sup>	Temp.iniț. °C	Temp.finală °C	Căld.spec. kJ/kg.grd
15,260	2100	1000	1150	1,045
8,720	2100	1030	1110	1,045
6,270	1850	500	775	1,045
6,270	2100	1060	1110	1.045

- mediul ambiant: - temperatura, °C: 20;  
- presiune barometrică, daN/m<sup>2</sup>: 10330,00

#### b. PREÎNCĂLZITORUL DE AER

Aceste intră în conturul bilanțului real.

- analiza gazelor arse, %, volumice: RO<sub>2</sub> O<sub>2</sub> N<sub>2</sub>

- la intrare: 7,00 7,800 85,20

- la ieșire: 6,00 9,40 84,60

- temperatura, °C: - la intrare: 779

- la ieșire: 579;

- maximă admisă: 1000;

- coeficient de exces de aer la intrare (pentru optimizare): 1,60;

- creșterea coeficientului de exces față de intrare: 0,20.

#### a. BILANTUL REAL AL AGREGATULUI

Căldurile și mărimile acestui bilanț sunt cele din tabelul V.9.

Tabelul V.9.Recapitulația bilanțului termic real pe contur

Denumirea căldurii	Valoare	Valoare

	J/kg	%
Căld.chimică a comb.	1539771,250	70,28
Căld.sensib. a comb.	1263,345	0,06
Căld.fizică a înc.	402980,906	18,39
Căld.aerului de comb.	96388,103	4,40
Căld.reacții exoterme	150418,547	6,87
Total căldura intrată	2190822,000	100,00
Căld.sens. a prod.princ.	814326,500	37,17
Căld.sens. a arsurii	31538,703	1,44
Căld.pierdută prin pereți	123497,789	5,64
Căld.rad.de neetanșeități	81470,888	3,72
Căld.pierd.cu gazele arse la coș	872509,312	39,83
Căld.pierd.prin răbufniri	31563,016	1,44
Căld.acumulată în zidărie	185231,109	8,45
Total căld. ieșită	2140137,250	97,69
Eroare:	50684,859	2,31

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă: 845865,250 38,61%
- randament: 38,61 %
- consum specific de combustibil, kg cc/t: 52,498.

b. Bilanțul real al recuperatorului este în tabelul V.10.

Tabelul V.10. Bilanțul recuperatorului

Denumirea căldurii	Valoare, J/kg	Valoare, %
0.	1.	2.
Căld.aerului intrată	15422,178	2,11
Căld.comb.intrată	1263,345	0,17

Căld.aerului asp.în rec.	967,447	0,13
0.	1.	2.
Căld.gaze arse intrată	712214,250	97,58
Căld.intrată	729867,187	100,00
Căld.aer ieșită	96388,102	13,21
Căld.comb.ieșită	1263,345	0,17
Căld-gaze arse ieșită	598336,562	81,98
Căld.pierd.pereți	33878,148	4,64
Total căld.ieșită	729867,250	100,00
Eroare:	- 0,065	0
Coeficient de recuperare		3,70

c. Bilanțul general al conturului este cel din tabelul V.11.

Tabelul V.11.Bilanț general

Denumirea căldurii	Valoare, J/kg	Valoare ,%
Căld.chimică a comb.	1539771,250	72,90
Căld.sens. a comb.	1263,345	0,06
Căld.fizică a încărc.	402980,905	19,08
Căld.intrată cu aerul de comb.	16389,625	0,84
Căld.reacții exoterme	150418,547	7,12
Total căld.intrată	2112087,000	100,00
Cald.sens. a prod. princ.	814326,500	38,56
Căld.sens.a arsurii	31538,703	1,44
Căld.pierd.prin pereți și vatră	317671,00	15,04
Căld.radiată de neetanș.	81470,828	3,86
Căld.pierd.coș cu gaze arse	598337,562	28,33



Căld.pierd.răbufniri	31563,010	1,49
Căld. acumulată în zid	189231,109	8,77
Căld.total ieșită	2060138,875	97,54
Eroarea:	51948,143	2,46

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă: 845865,250 J/kg; 40,05 %;
- randamentul termic al procesului tehnologic: 40,05 %;
- consum specific de combustibil, 52,498 kg  $cc\Lambda$

#### FIȘA DE CALCUL ȘI MĂSURĂTORI V.3

Datele obținute prin măsurători și parametrii necesari calculelor de bilanț pentru cuptorul adânc nr.19 ,șarja nr.III.

##### a. CUPTORUL

	Cantitatea introdusă	Prod.principal
- șarja, - masa, în t/h:	65,45	62,17
- temperatura, $^{\circ}C$ :	650	1220
- căld.specifică, kJ/kg.grd:	0,606	0,710
- durata șarjei, în ore: - reală:	4,66	
- optimă:	4,66;	
- materiale auxiliare: nu s-au introdus;		
- arsura: - temperatura, $^{\circ}C$ :		1320
- căld.specifică, kJ/kg.grd.		0,890;
- combustibilul: - gaz natural		
- consum orar, m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h :		318,020;
- temperatura, $^{\circ}C$ , - la intrare		20;
- la ieșire		20;
- energie electrică consumată pentru încălzire: nu este cazul;		
- gaz de protecție: nu este cazul;		
- aerul de combustie introdus: - debitul, m <sup>3</sup> <sub>N</sub> /h :		3179,00;

- temperatura la intrare în cuptor,  $^{\circ}\text{C}$  : 266 ;
- temperatura impusă la intrare în cupt. 350 ;
- coeficient de excedent la intrare: 1,05 ;
- coeficient de excedent la ieșire : 1,05 ;
- abur tehnologic și de injecție - nu este cazul ;
- gaze arse la ieșirea din cuptor: - temperatura,  $^{\circ}\text{C}$  : 1128 ;
  - compoziția chimică: CO<sub>2</sub> O<sub>2</sub> N<sub>2</sub>
  - 10,60 1,20 88,20
  - coeficientul de corecție al temperaturii: 1,00
  - temperatura în vederea optimizării: 1000  $^{\circ}\text{C}$  ;
- apa de răcire . nu este cazul;
- aerul de răcire - nu există;
- suprafețele și temperaturile pereților :
 

Suprafață, m <sup>2</sup>	Temperatură, $^{\circ}\text{C}$
40,40	178
40,40	80
93,47	90
24,00	66
24,00	60
- caracteristicile radiației prin orificii și neetanșeități sunt în tabelul V.12.

Tabelul V.12

Coef. diaf.	Supraf. m <sup>2</sup>	Coef. contr.	Temp. oriz. $^{\circ}\text{C}$	Pres. daN/m <sup>2</sup>	Timp min/h	Timp opt.min/h
1,00	25,08	0,85	1250	0	4	4
1,00	25,08	0,85	1300	0	4	4
0,59	0,25	0,85	1250	0,50	60	0

- caracteristicile zidăriei sunt în tabelul V.13:

Tabelul V.13.

Volumul m <sup>3</sup>	Densitatea kg/m <sup>3</sup>	Temp. iniț. $^{\circ}\text{C}$	Temp. finală $^{\circ}\text{C}$	Căld. spec. kJ/kg.grd.
15,26	2100	1000	1150	1,945
8,72	2100	1030	1110	1,045

6,27	1850	500	775	1,045
6,27	2100	1060	1110	1,045

pereții sunt vopsiți cu vopsea pe bază de aluminiu.

- mediul ambiant: - temperatura,  $^{\circ}\text{C}$  : 20 ;  
 - presiunea barometrică:  $\text{daN/m}^2$ : 10330,00.

b) PREÎNCĂLZITORUL DE AER.

În conturul de bilanț al acestuia intră:

- gaze arse: - temperatura la intrare,  $^{\circ}\text{C}$  : 794 ;  
 - temperatura la ieșire,  $^{\circ}\text{C}$  : 564 ;  
 - temperatura maximă admisă,  $^{\circ}\text{C}$  : 1000 ;  
 - analiza, în % volumice:  $\text{CO}_2$   $\text{O}_2$   $\text{N}_2$   
 la intrare: 7,80 6,80 85,40  
 la ieșire : 6,80 8,20 85,00
- coeficient de exces de aer la intrare (pentru optimizare): 1,60;  
 - creșterea coeficientului de exces: 0,20.

BILANȚ REAL

Recapitulația acestuia este în tabelul V.14

Tabelul V.14

Denumirea căldurii	Valoare, J/kg	Valoare %
Căld. chimică a comb.	853964,125	48,90
Căld. sens. a comb.	700,655	0,04
Căld. fizică a încărcăturii	415742,250	23,81
Căld. introd. aer comb.	87828,672	5,03
Căld. reacții exoterme	388178,406	22,23
Căld. totală intrată	1746414,00	100,00
Căld. sens. a prod. princ.	869006,00	49,76
Căld. sens. a arsurii	88789,656	5,08
Căld. pierdută prin pereți	66294,367	3,80
Căld. radiată prin neetan.	66452,773	3,81
Căld. pierdută la coș	393067,375	22,51

Căld.pierdută prin răbufn.	29371,139	1,68
Căld.acumulată în zid.	170512,734	9,76
Căld.totală ieșită	1683494,000	96,40
Eroarea:	62920,051	3,60

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă : 957795,625 kJ/kg; 54,84%
- randamentul termic al procesului tehnologic: 54,84 % ;
- consumul specific de combustibil: 29,116 kg cc/kg.

b)BILANTUL RECUPERATORULUI,

Tabelul V.15

Denumirea căldurii	Valoare j/kg	Valoare %
Căldura aerului intrat	6531,443	1,80
Căld.comb.intrată	700,657	0,19
Căld.aer aspirat de rec.	973,237	0,27
Căld.gazelor intrată	354020,531	97,73
Total căldură intrată	362225,875	100,00
Căldura aerului ieșită	87828,672	24,25
Căld.comb.ieșită	700,657	0,19
Căld.gazelor ieșită	278244,500	76,82
Căld.pierdută prin pereți	- 4547,967	-1,26
Total căldură ieșită	362225,875	100,00
Eroare:	0	0
Coef.de recuperare		4,66

c)BILANȚ GENERAL

La cuptorul nr.19, șarja V. recapitulația bilanțului general este în tabelul V.16

Tabelul V.16.Recapitulația bilanțului general

Denumirea căldurii	Valoare kJ/kg	Valoare %
Căld.chimică a comb.	852964,125	51,22
Căld.sens.a comb.	700,657	0,04
Căld.fizică a încărc.	415743,250	24,94
Căld.aer comb.	7842,199	0,51
Căld.reacții exoterme	388178,406	23,29
Total căld.intrată	1667128,240	100,00
Căld.sens.prod.principal	869006,000	52,13
Căld.sens.arsură	88789,656	5,08
Căld.pierd.prin pereți	101130,750	6,07
Căld.radiată de neetanș.	66452,773	3,99
Căld.pierdută la coș	278244,500	16,69
Căld.pierdută prin răbufn.	29371,139	1,76
Căld.acumulată în zid.	170512,734	10,23
Total căld.ieșită	1603507,500	96,18
Eroarea:	63620,699	3,82

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă, j/kg: 957795,625 57,45 % ;
- randamentul termic al procesului tehnologic : 57,45 % ;
- consum specific de combustibil, kg cca : 29,116.

## FIȘA DE CALCUL V.4.

Datele obținute prin măsurători și parametri necesari calculelor de bilanț, pentru cuptor adânc nr.20, șarja nr.V.

## a)CUPTORUL

	Material introdus în cuptor	Produs principal
- cantitatea, t/h (l/șarjă)	73,000	69,350;
- temperatura, °C :	600	1220;
- căldura specifică,kJ/kg.grd.	0,573	0,710;
- durata șarjei, h: - reală:		4,50;

- optimă: 4,50;
- materiale auxiliare introduse: nu sunt;
- arsura :
  - temperatura,  $^{\circ}\text{C}$  : 1320;
  - căld. specifică, kJ/kg.grd. 0,898;
- combustibil gazos, - consum,  $\text{m}^3_{\text{N}}/\text{h}$  : 406,660 ;
  - putere calorică, kJ/ $\text{m}^2_{\text{N}}$  : 35739 ;
- energie electrică pentru încălzire, -nu este cazul;
- gaz de protecție - nu este cazul;
- aerul de combustie introdus:
  - debitul,  $\text{m}^2_{\text{N}}/\text{h}$  : 1599,00 ;
  - temperatura la intrare în cuptor,  $^{\circ}\text{C}$  : 248 ;
  - tem.-la intrare impusă,  $^{\circ}\text{C}$  : 350 ;
- coeficientul de exces de aer : 1,20 ;
- abur tehnologic - nu se utilizează ;
- gaze arse la ieșirea din cuptor: - temperatura,  $^{\circ}\text{C}$  : 1165 ;
  - analiză ,% volumice: RO  $_2$  O $_2$  N $_2$ 
    - 10,06 7,80 87,20
  - temperatura în vederea optimizării,  $^{\circ}\text{C}$  : 1227 ;
- apa de răcire - nu se utilizează;
- dimensiunile pereților:
 

Suprafața, $\text{m}^2$	Temperatura, $^{\circ}\text{C}$
40,40	185
40,40	72
93,47	96
24,00	78
24,00	105
- caracteristicile radiației prin orificii sunt în tabelul V.17

Tabelul V.17

Coef. diafrag.	Supraf. orif. $\text{m}^2$	Coef. contr.	Temp. orif. $^{\circ}\text{C}$	Pres. $\text{daN}/\text{m}^2$	Timp min/h	Timp opt.min/h
1,00	25,080	0,85	1250	0	4	4
1,00	25,080	0,85	1300	0	5	5
0,50	0,250	0,85	1250	0,50	60	0

- zidăria cuptorului are caracteristicile în tabelul V.18

Tabelul V.18

Volum m <sup>3</sup>	Densitate kg/m <sup>2</sup>	Temp.iniț. °C	Temp.fin. °C	Căld.spec. kJ/kg.grd.
15,260	2100	1000	1150	1,04
8,720	2100	1030	1110	1,04
6,270	1850	500	775	1,04
6,270	2100	1060	1110	1,04

- pereți sunt vopsiți cu vopsea pe bază de aluminiu;

- mediul ambiant: - temperatura, °C : 20 ;  
- presiunea barometrică, daN/m<sup>2</sup> : 10330,00.

#### b) PREÎNCĂLZITORUL DE AER

Intră în conturul de bilanț real:

- gaze arse, analiză, %:	RO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
- la intrare:	7,00	8,00	85,00
- la ieșire :	6,20	9,40	84,40
- temperatura, °C :	- la intrare:	756 ;	
	- la ieșire :	575 ;	
	- maximă admisă:	1000 ;	
- coeficient de exces de aer, la intrare:		1,60;	
- creșterea coeficientului de exces, față de intrare,		0,20.	

#### BILANȚ REAL

a. Recapitulația bilanțului cuptorului este în tabelul V.19

Tabelul V.19. Bilanțul real al cuptorului

Denumirea căldurii	Valoare j/kg	Valoare, %
Căld.chimică a comb.	945317,375	54,49
Căld.sens.a comb.	775,610	0,04
Căld.fizică a încărc.	362545,250	20,90
Căld.aerului de comb.	39134,805	2,26

Căld.aer.aspirat în cupt.	3540,530	0,22
Căld.reactii exoterme	387244,375	22,32
Căld.totală intrată	1735017,500	100,00
Căld.sens. a prod.princ.	869006,000	50,09
Căld.sens.arsură	88576,016	5,11
Căld.pierd.prin pereți	65516,543	3,78
Căld.rad.neeațș.	67232,523	3,88
Căld.pierdută la coș	483054,281	27,84
Căld.pierd.prin răbufniri	26256,900	1,51
Căld.acumulată în zid.	152859,078	8,81
Căld.totală ieșită	1752501,375	101,01
Eroare:	- 17483,953	- 1,01

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă: 957582,00 J/kg , 55,19 % ;
- randamentul termic al procesului tehnologic: 55,19 % ;
- consum specific de combustibil, k<sub>gc</sub>/t : 32,23.

#### b) BILANȚUL RECUPERATORULUI

Tabelul V.20, Recapitulația bilanțului recuperatorului

Denumirea căldurii	Valoare J/kg	Valoare, %
Căld.aer intrată	2843,990	0,67
Căld.comb.intrată	775,610	0,18
Căld.aer asp.în recup.	1033,557	0,25
Căld.gaze intrate	416885,625	98,90
Total căld.intrată	421538,781	100,00
Căld.aer ieșită	35594,277	8,44
Căld.comb.ieșită	775,610	0,18
Căld.gaze ieșită	348127,750	82,58



Căld.pierd.prin pereți	37041,145	8,79
Căld. ieșită	421538,781	100,00
Eroare :	0	0
Coeficient de recuperare:		1,89

## c. BILANȚUL GENERAL

este în tabelul V.21.

Tabelul V.21.Recapitulația bilanțului general

Denumirea căldurii	Valoare, J/kg	Valoare, %
Căld.chimică a comb.	945317,375	55,40
Căld.sens.comb.	773,610	0,05
Căld.fizică a încărc.	362545,250	21,25
Căld.aer comb.	9570,930	0,61
Căld.reacții exoterme	387244,375	22,70
Total căld.intrată	1706229,125	100,00
Căld.sens.prod.princip.	869006,000	50,93
Căld.sens.arsură	88576,016	5,11
Căld.pierd.prin pereți	170879,172	10,02
Căld.radiată de neef.	67332,523	3,94
Căld.pierdută la coș	348127,750	20,40
Căld.pier.prin răbufniri	26256,900	1,54
ăld.acumulată în zid.	152859,078	8,96
Total căld.intrată	1722937,500	100,98
Eroare :	- 16708,279	- 0,98

Indicii tehnico-economici:

- căldura utilă: 957582,00 J/kg, 56,12 %;
- randamentul termic al procesului tehnologic, 56,12 %;

■ consumul specific de combustibil

XXXVIII  
32,23 kg<sub>cc</sub>/t,

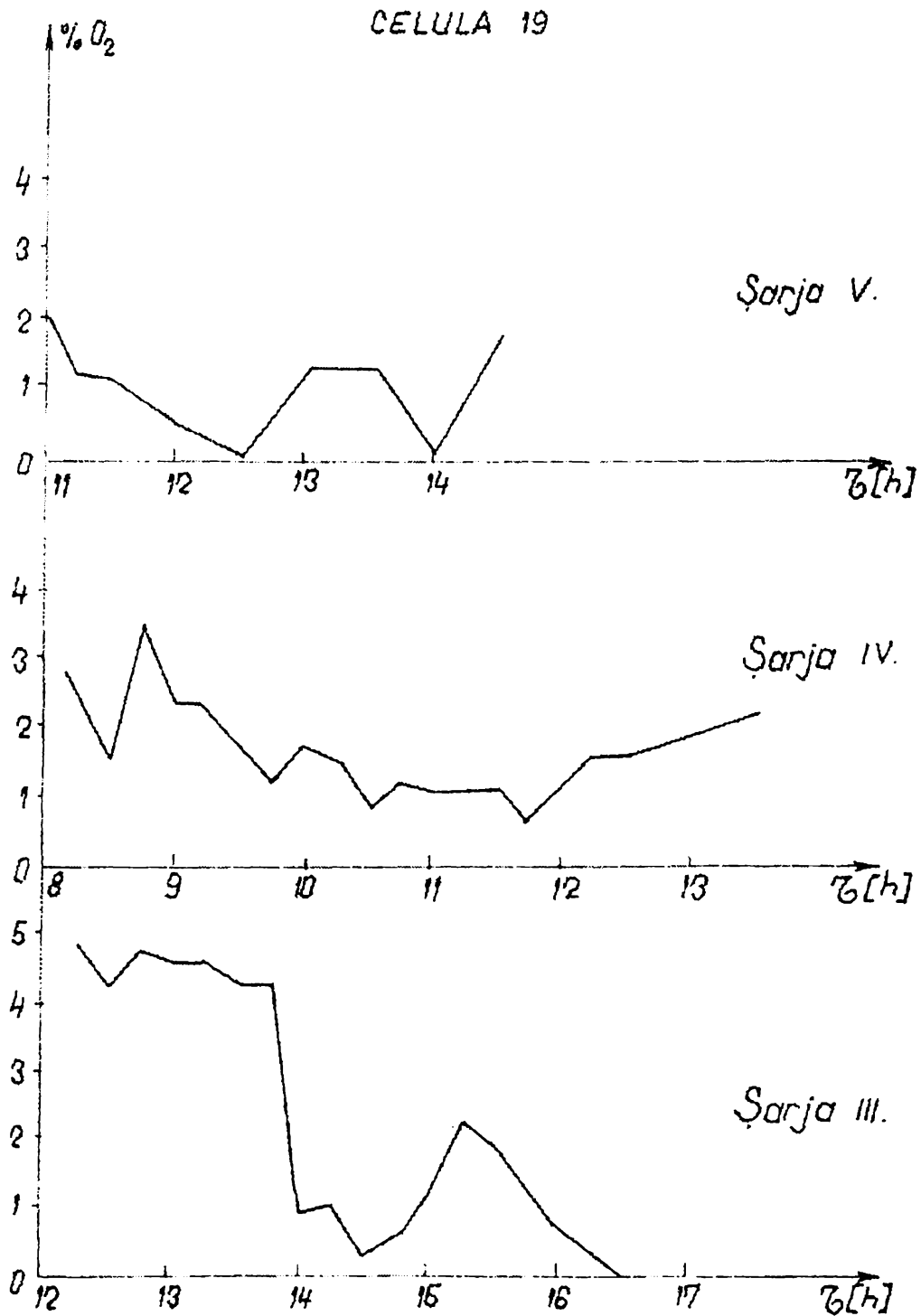


Fig.III.1. Analiza gazelor arse la celula nr.19

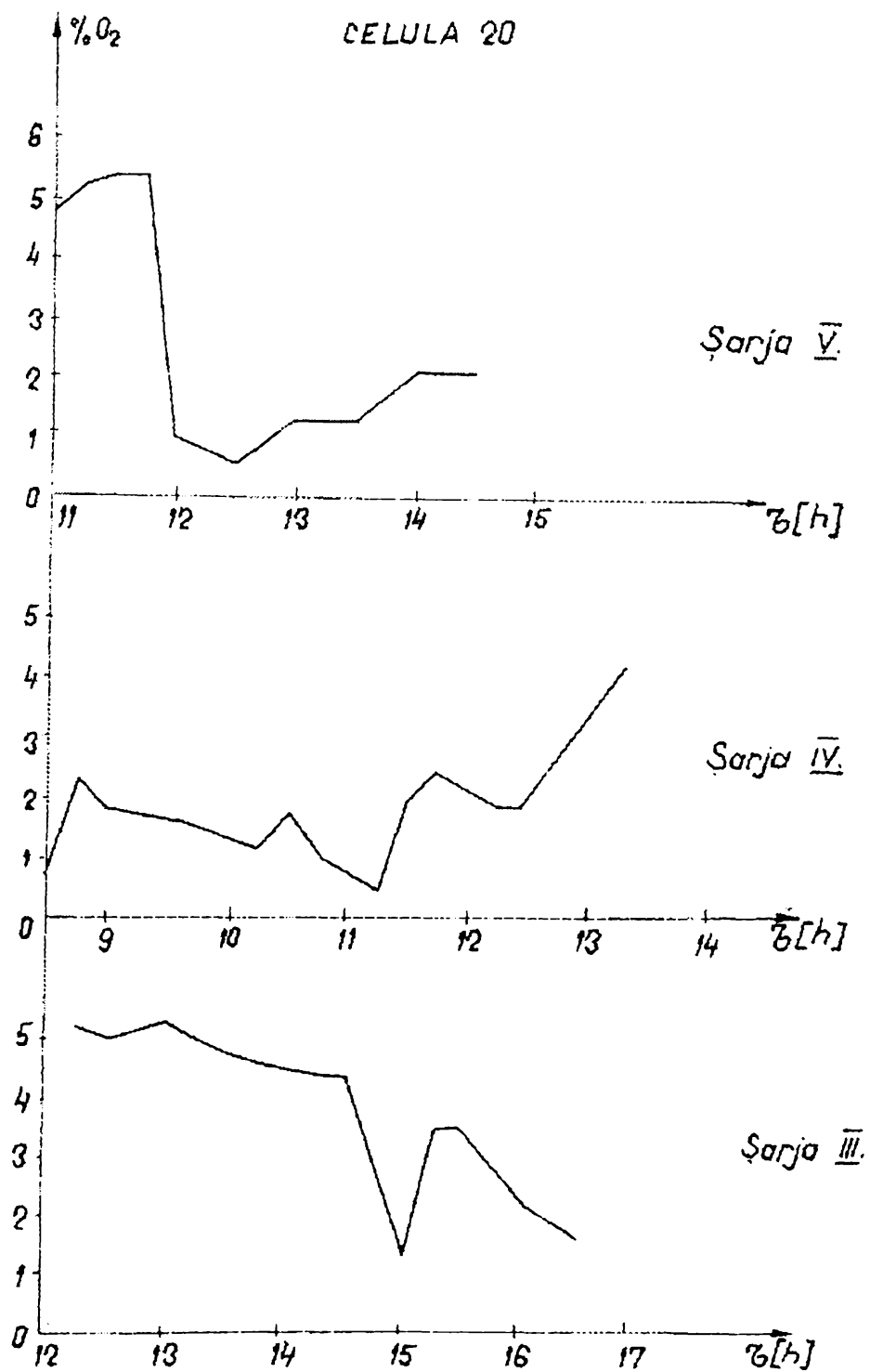
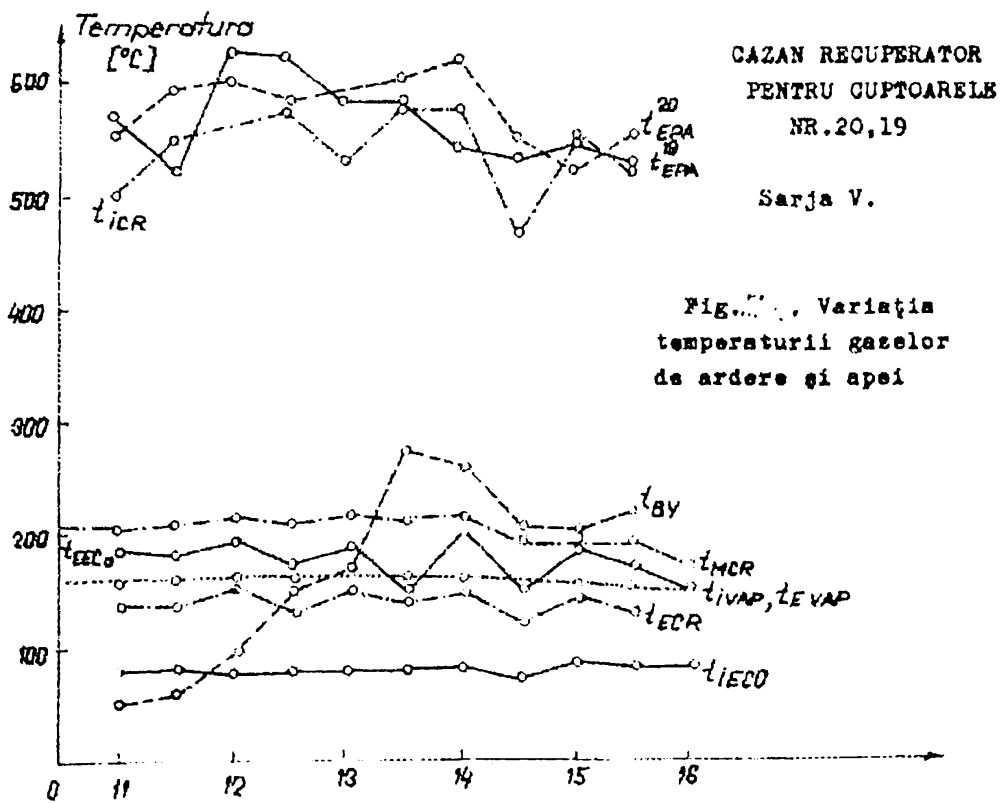
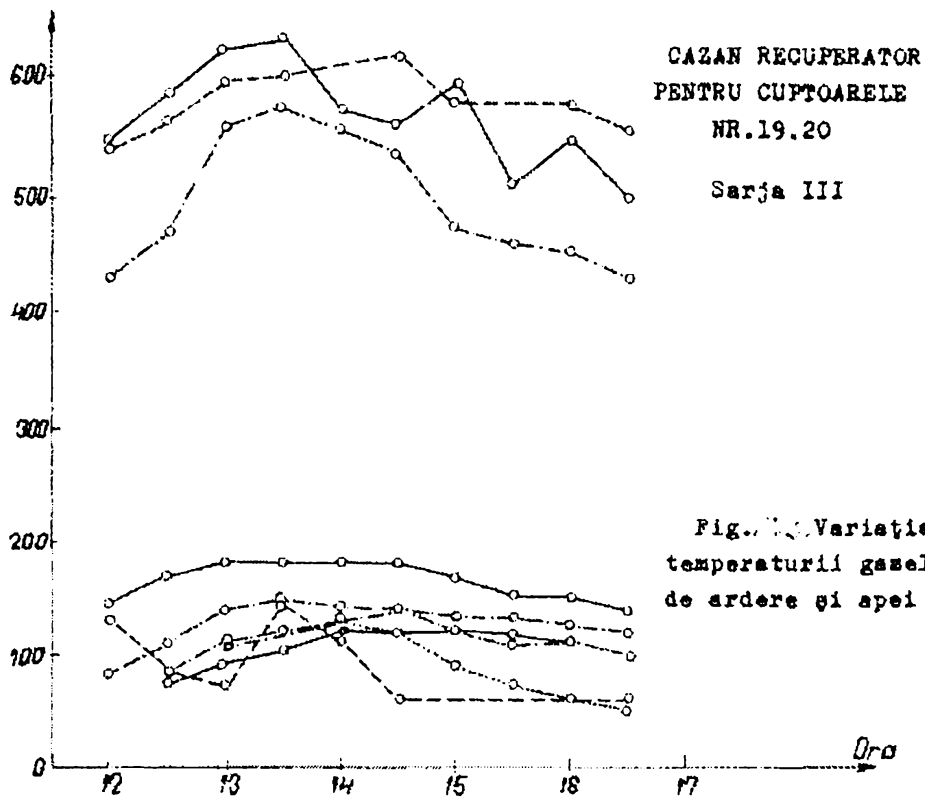
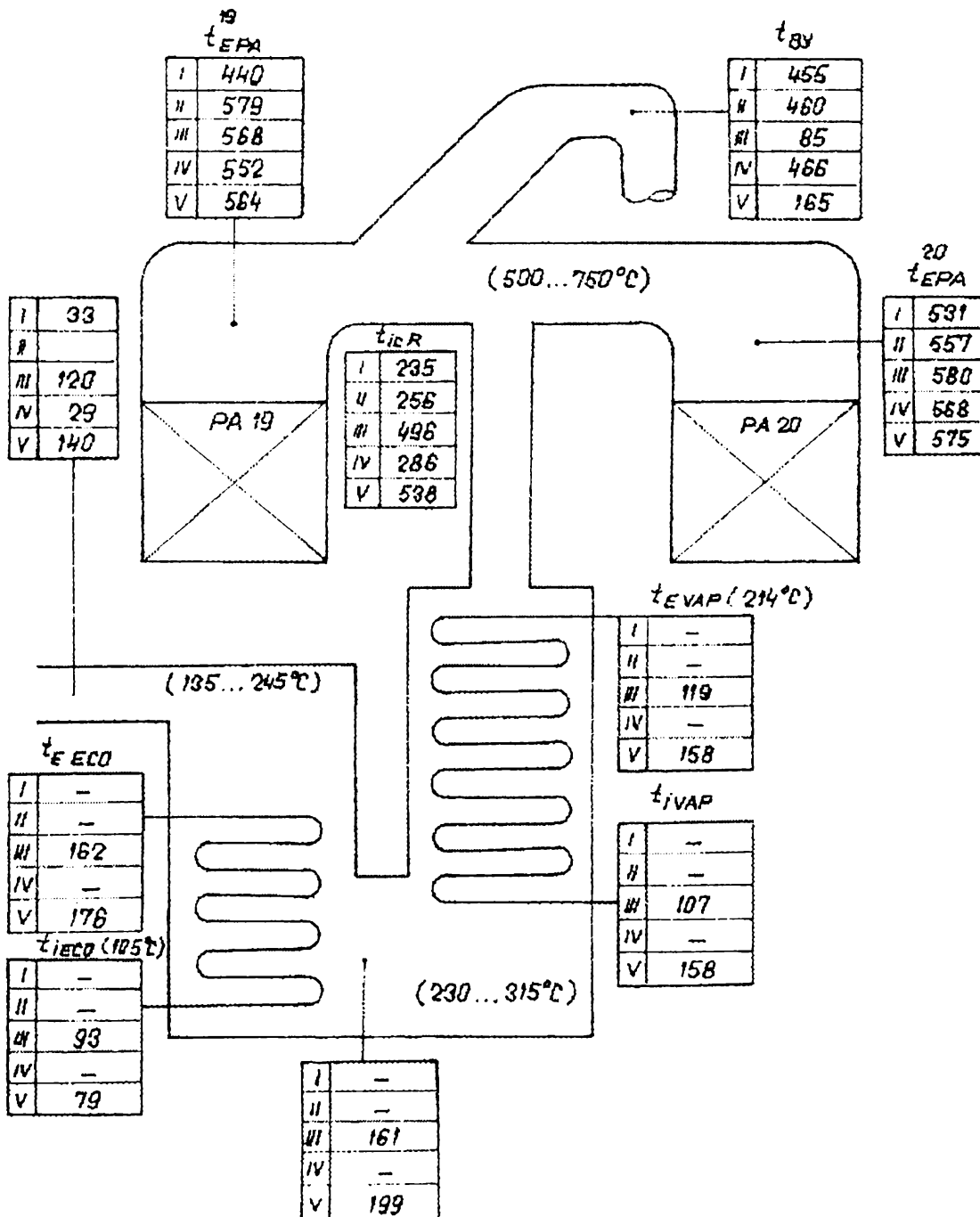


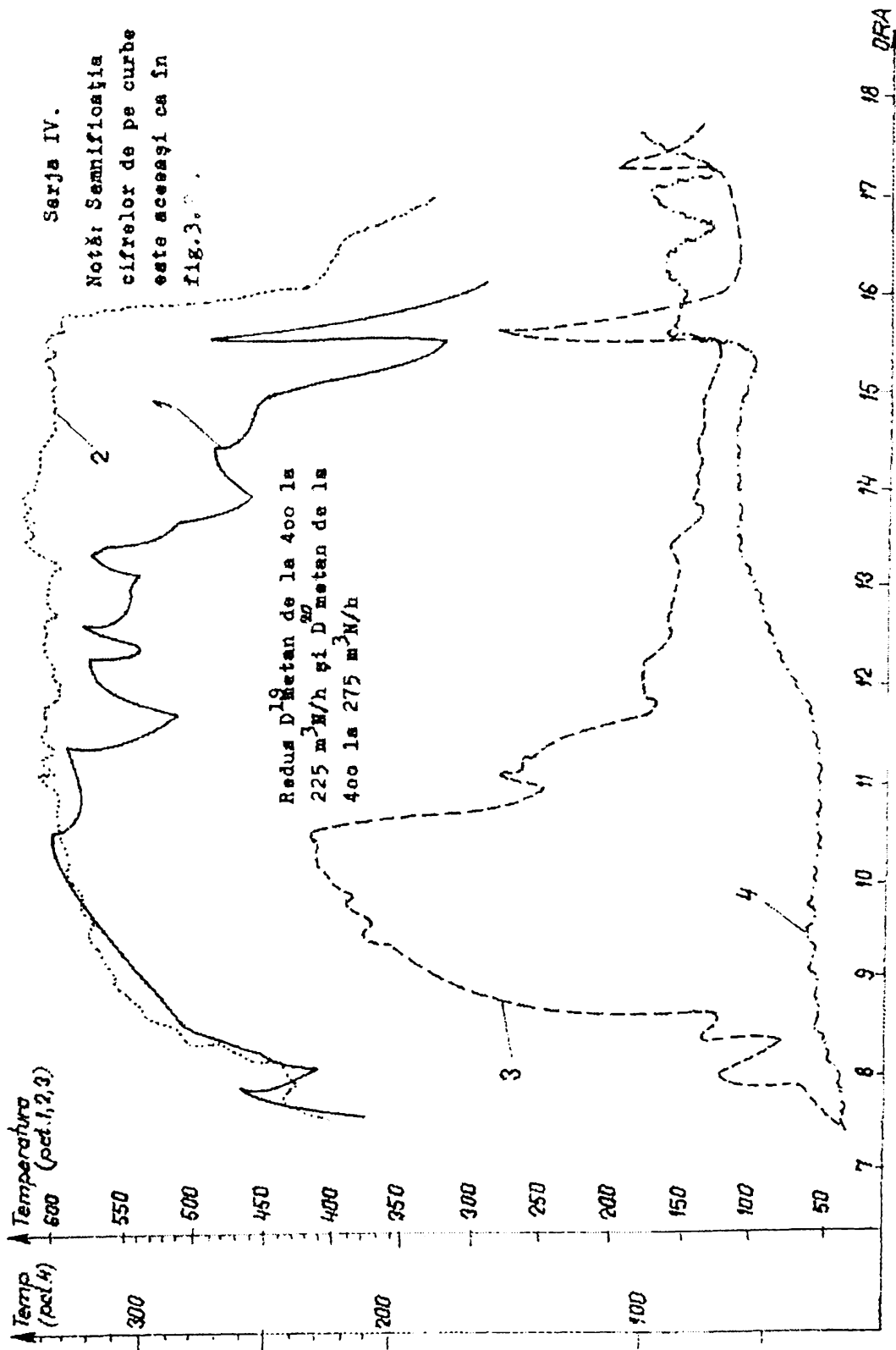
Fig.III.2.Analiza gazelor arse la celula nr.20





NOTA: Cifrele din parentese reprezintă valori de proiect

Fig.III.5.Compararea temperaturilor realizate cu cele de proiect la cazanul recuperator



Serja IV.

Notă: Semnificația cifrelor de pe curbe este aceeași ca în fig. 3.

## ANEXA IV OPTIMIZAREA ÎNCĂLZIRII LINGOURILOR

Această anexă cuprinde diagramele optime de încălzire pentru diferitele grupe de oțeluri utilizate la LDS.

### 1. Regim de încălzire pentru oțeluri Grupa I.

Mărci de oțeluri: OL 32; OL34; OL 37; OL 42; OLC 10; OLC 15; OLC 20;  
OLC 26;

Timp total de încălzire, ore, minute  
blumuri

lingouri

350 mm	400 mm	2,4 t	3,0 t	2,8 t	3,05 t
5 h 30 min.	6 h	6 h	6 h 30 min.	6 h 16 min	6 h 30 min.

Temperatura finală de încălzire:

1200 - 1240 °C

1240 - 1280 °C

Temperatura de menținere pentru egalizare

0 h 30 min.	0 h 45 min	0 h 30 min.	1 h	0 h 45 min.	1 h 15 min.
-------------	------------	-------------	-----	-------------	-------------

Temperatura de început de laminare:

1160 - 1210 °C

1200 - 1250 °C

Temperatura de sfârșit de laminare:

900 - 850 °C

Excesul de aer,  $\lambda = 1,05 \dots 1,1$ .

Presiunea în spațiul de lucru în timpul încălzirii + 0,2 mm CA, minim.

### 2. Regim de încălzire pentru oțelurile din Grupa a II-a: OL 44, OL 50, OL 52; OL 60; OLC 35; OLC 40; OLC 45; AUT 12; AUT 20, etc:

Timp total de încălzire:

blumuri			lingouri		
350 mm	400 mm	2,4 t	2,8 t	3,05 t	
7h 30 min	8 h	8h 30 min.	8h 30 min.	8h 30min.	
Timp de încălzire până la 850 °C					
5 h	5h 30 min.	6 h	6 h	6 h	
Temperatura finală de încălzire:					
1160 °C - 1200 °C;			1200 - 1240 °C		
Timp de menținere pentru egalizare:					
1 h	1 h	1 h	1 h	1 h	
Temperatura de început de laminare:					

1120 - 1170 °C

1170 - 1220 °C.

Temperatura de sfârșit de laminare:

850 - 900 °C.

Temperatura celulei la încărcare: maxim 900 °C.

Excesul de aer și suprapresiunea sunt identice.

3. Regim de încălzire pentru oțelurile din grupa a III-a:

OL 70; OLC 50; OLC 55; 18MoCrNi06; 18MoCrNi13; 15MoCrNi12; 21MoCrNi12; 20Cr08; 25MoCrNi11; 13CrNi17, Arc 6, etc.

Timp total de încălzire:

blumuri			lingouri	
10 h	10 h	10h 30min.	10h 30 min.	10h 30 min.
Timp de încălzire până la 850 °C:				
6h 30min.	6h 30min.	7h	7h	7h
Temperatura finală de încălzire:				
1160 - 1180 °C			1160 - 1200 °C.	
Timp de menținere pentru egalizare:				
1h 30 min.	1h 30 min.	1h 30 min.	1h 30 min.	1h 30 min.
Temperatura de început de laminare:				
1110 - 1160 °C			1140 - 1180 °C	
Temperatura de sfârșit de laminare:				
850 - 900 °C				

Temperatura celulei la încărcare: max. 800 °C.

Încălzirea se va realiza cu coeficient al excesului de aer,  $\lambda = 1,05 - 1,15$ , iar suprapresiunea din celulă va fi de  $\approx 0,5$  mmCA.

Deoarece aceste determinări se găsesc în [ ], se prezintă listingul care a stat la baza ridicării diagramelor de încălzire optimizate.



((S))2 OLC10 \* MARCA OTEL ((S))0  
GRUPO I-a

7870 * R0	TS=T*	TM=TS+30	ALFA	BIOT	T o S	Fo	ToC	T	incal/s	h	min	Tc	b	m	tm/s	h	min	h=mi+ti	h	min	Tot.sec	TOT.ORE	si M
1280 * T	1553	1583	430.05	3.465	0.067	1.1	0.24	17193	4	46	1273.4	0.139	0.75	11722	3	15	28915	8	1	41515	11	31	
0.007396 * a	1543	1573	422.28	3.402	0.068	1.1	0.24	17193	4	46	1285.8	0.139	0.75	11722	3	15	28915	8	1	41515	11	31	
0.725 * cp med.	1533	1563	414.61	3.34	0.07	1.1	0.24	17193	4	46	1258.2	0.139	0.75	11722	3	15	28915	8	1	41515	11	31	
42.2 * lambda m.	1523	1553	407.04	3.279	0.071	1.1	0.24	17193	4	46	1260.6	0.14	0.75	11722	3	15	28915	8	1	41515	11	31	
0.34 * R	1513	1543	399.56	3.219	0.073	1.1	0.24	17193	4	46	1243	0.14	0.75	11722	3	15	28915	8	1	41515	11	31	
293 * To	1553	1583	437.92	3.528	0.087	1	0.3	15630	4	20	1203	0.111	0.8	12504	3	28	28134	7	46	40734	10	46	
1133 * T1	1543	1583	430.05	3.465	0.089	1	0.3	15630	4	20	1196	0.111	0.8	12504	3	28	28134	7	46	40734	10	46	
240 * T/h	1533	1573	422.28	3.402	0.091	1	0.3	15630	4	20	1189	0.111	0.8	12504	3	28	28134	7	46	40734	10	46	
30 * T/min	1523	1563	414.61	3.34	0.093	1	0.3	15630	4	20	1182	0.112	0.8	12504	3	28	28134	7	46	40734	10	46	
12806 * T/sec.	1513	1553	407.04	3.279	0.095	1	0.3	15630	4	20	1175	0.112	0.8	12504	3	28	28134	7	46	40734	10	46	

((E))2 OLC5((E))0  
GRUPO I-b

1845 * R0	TS=T*	TM=TS+30	ALFA	BIOT	T o S	Fo	ToC	T	incal/s	h	min	Tc	b	m	tm/s	h	min	h=mi+ti	h	min	Tot.sec	TOT.ORE	si M
1536 * T	1536	1566	427.04	3.631	0.062	1.3	0.2	22494	6	14	1301	0.175	0.65	11247	3	7	33741	9	22	47391	12	32	
0.606991 * a	1518	1548	399.56	3.614	0.061	1.3	0.2	22494	6	14	1293	0.175	0.65	11247	3	7	33741	9	22	47391	12	32	
0.917 * cp med.	1508	1538	392.12	3.547	0.062	1.3	0.2	22494	6	14	1285	0.175	0.65	11247	3	7	33741	9	22	47391	12	32	
37.565 * lambda m.	1498	1528	384.86	3.481	0.062	1.3	0.2	22494	6	14	1277	0.175	0.65	11247	3	7	33741	9	22	47391	12	32	
0.34 * R	1488	1518	377.1	3.416	0.063	1.3	0.2	22494	6	14	1269	0.175	0.65	11247	3	7	33741	9	22	47391	12	32	
293 * To	1528	1558	414.61	3.716	0.078	1.2	0.25	20784	5	48	1245.5	0.137	0.75	12977	3	36	33741	9	22	47391	12	32	
1046 * T1	1518	1548	407.04	3.631	0.079	1.2	0.25	20784	5	48	1238	0.138	0.75	12977	3	36	33741	9	22	47391	12	32	
200 * T/h	1508	1538	399.56	3.614	0.081	1.2	0.25	20784	5	48	1230.5	0.138	0.75	12977	3	36	33741	9	22	47391	12	32	
3 * T/min	1498	1528	392.12	3.547	0.082	1.2	0.25	20784	5	48	1222	0.138	0.75	12977	3	36	33741	9	22	47391	12	32	
47 * T/sec.	1488	1518	384.86	3.481	0.084	1.2	0.25	20784	5	48	1215.5	0.138	0.75	12977	3	36	33741	9	22	47391	12	32	

((S))2 21MOHC+12 \* MARCA OTEL((S))0  
GRUPO a III-a

7800 * R0	TS=T*	TM=TS+30	ALFA	BIOT	T o S	Fo	ToC	T	incal/s	h	min	Tc	b	m	tm/s	h	min	h=mi+ti	h	min	Tot.sec	TOT.ORE	si M
1483 * T	1513	1543	422.28	3.819	0.114	0.9	0.35	15573	4	19	1191.5	0.097	0.85	14708	4	5	30281	8	24	43871	12	31	
7800 * R0	1503	1533	414.61	3.75	0.117	0.9	0.35	15573	4	19	1183.5	0.097	0.85	14708	4	5	30281	8	24	43871	12	31	
1910 * T	1493	1523	407.04	3.681	0.119	0.9	0.35	15573	4	19	1175	0.098	0.85	14708	4	5	30281	8	24	43871	12	31	
	1483	1513	399.56	3.614	0.121	0.9	0.35	15573	4	19	1167.5	0.098	0.85	14708	4	5	30281	8	24	43871	12	31	

0.006871 \* a  
 0.7505 \* cp med.  
 40.225 \* lambda m.  
 0.34 \* R  
 293 \* To  
 1103 \* Ti  
 135 \* W/Lt. inc.  
 6 \* T/h  
 0 \* T/min  
 21600 \* T/sec.

1473	1503	370.61	3.133	0.075	1.2	0.25	20188	5	36	1200.5	0.135	0.75	12617	3	30	32905	9
1463	1493	363.61	3.073	0.077	1.2	0.25	20188	5	36	1193	0.135	0.75	12617	3	30	32805	9
1453	1483	356.7	3.015	0.079	1.2	0.25	20188	5	36	1185.5	0.136	0.75	12617	3	30	32805	9
1443	1473	349.88	2.957	0.081	1.2	0.25	20188	5	36	1178	0.136	0.75	12617	3	30	32805	9
1483	1523	384.89	3.253	0.095	1	0.3	16823	4	40	1154	0.113	0.8	13459	3	44	30282	8
1473	1513	377.7	3.193	0.098	1	0.3	16823	4	40	1147	0.113	0.8	13459	3	44	30282	8
1463	1503	370.61	3.133	0.1	1	0.3	16823	4	40	1140	0.113	0.8	13459	3	44	30282	8
1453	1493	363.61	3.073	0.103	1	0.3	16823	4	40	1133	0.114	0.8	13459	3	44	30282	8
1443	1483	356.7	3.015	0.105	1	0.3	16823	4	40	1126	0.114	0.8	13459	3	44	30282	8

(S1)2 33MOCr11 \* MARCO OTEL (S1)0  
 Grupa a IV-a  
 7820 \* R0  
 1200 \* T  
 0.00656 \* a  
 0.7205 \* CR med.  
 36.96 \* lambda m.  
 0.34 \* R  
 293 \* To  
 1075 \* Ti  
 112.5 \* W/Lt. inc.  
 6 \* T/h  
 57 \* T/min  
 25924 \* T/sec.

1462	1542	389.56	3.377	0.136	0.7	0.4	11776	3	16	1043	0.084	0.9	15141	4	12	28917	7
1473	1532	392.16	3.315	0.14	0.7	0.4	11776	3	16	1037	0.084	0.9	15141	4	12	28917	7
1483	1522	384.89	3.253	0.119	0.8	0.35	13459	3	44	1092.5	0.097	0.85	14300	3	58	27759	7
1463	1513	377.7	3.193	0.122	0.8	0.35	13459	3	44	1086	0.097	0.85	14300	3	58	27759	7
1453	1503	370.61	3.132	0.125	0.8	0.35	13459	3	44	1079.5	0.097	0.85	14300	3	58	27759	7
1443	1493	363.61	3.073	0.128	0.8	0.35	13459	3	44	1073	0.098	0.85	14300	3	58	27759	7
1483	1543	399.56	3.377	0.136	0.7	0.4	11776	3	16	1043	0.084	0.9	15141	4	12	28917	7
1473	1533	392.16	3.315	0.14	0.7	0.4	11776	3	16	1037	0.084	0.9	15141	4	12	28917	7
1463	1523	384.89	3.253	0.143	0.7	0.4	11776	3	16	1031	0.085	0.9	15141	4	12	28917	7
1453	1513	377.7	3.193	0.146	0.7	0.4	11776	3	16	1025	0.085	0.9	15141	4	12	28917	7
1443	1503	370.61	3.133	0.15	0.7	0.4	11776	3	16	1019	0.085	0.9	15141	4	12	28917	7

(S1)2 50VCr11 \* MARCO OTEL (S1)0  
 Grupa a V-a  
 7800 \* R0  
 1210 \* T  
 0.006083 \* a  
 0.7225 \* cp med.  
 1463

1493	1535	407.04	3.744	0.126	0.7	0.4	12336	3	25	1049	0.084	0.85	14979	4	9	27315	7
1483	1525	399.56	3.676	0.128	0.7	0.4	12336	3	25	1043	0.084	0.85	14979	4	9	27315	7
1473	1515	392.18	3.608	0.131	0.7	0.4	12336	3	25	1037	0.084	0.85	14979	4	9	27315	7
1463	1505	384.89	3.541	0.134	0.7	0.4	12336	3	25	1031	0.085	0.85	14979	4	9	27315	7
1453	1503	377.7	3.475	0.137	0.7	0.4	12336	3	25	1025	0.085	0.85	14979	4	9	27315	7

ALFA BIOT T o S Fo ToC T incal/s h min Tc b m tml/s h min t=tm1+ti h

1493	1545	399.56	3.676	0.107	0.9	0.3	15860	4	24	1168	0.115	0.8	14098	3	54	29958	8
1483	1535	392.18	3.608	0.108	0.9	0.3	15860	4	24	1161	0.115	0.8	14098	3	54	29958	8
1473	1525	384.89	3.541	0.112	0.9	0.3	15860	4	24	1154	0.115	0.8	14098	3	54	29958	8
1463	1515	377.7	3.475	0.114	0.9	0.3	15860	4	24	1147	0.116	0.8	14098	3	54	29958	8
1453	1503	370.61	3.409	0.117	0.9	0.3	15860	4	24	1140	0.116	0.8	14098	3	54	29958	8

94.28 *lambda m.	1453	1483	356.7	3.538	0.071	1.2	0.25	22805	6	20	1185.5	0.136	0.7	13303	3	41	30605	8	30	74629	20	43
0.34 * R	1473	1473	349.88	3.47	0.073	1.2	0.25	22805	6	20	1178	0.136	0.7	13303	3	41	30605	8	30	74629	20	43
293 * T		TM=TS+40																				
1061 * T1	1483	1523	384.89	3.818	0.087	1	0.3	19004	5	16	1154	0.113	0.8	15203	4	13	30605	8	30	74629	20	43
100 *Wt. Inc.	1473	1513	377.7	3.746	0.088	1	0.3	19004	5	16	1147	0.113	0.8	15203	4	13	30605	8	30	74629	20	43
7 * T/h	1453	1503	370.61	3.676	0.09	1	0.3	19004	5	16	1140	0.113	0.8	15203	4	13	30605	8	30	74629	20	43
41 * T/min	1453	1493	363.61	3.606	0.093	1	0.3	19004	5	16	1133	0.114	0.8	15203	4	13	30605	8	30	74629	20	43
27648 * T/sec.	1443	1483	356.7	3.538	0.095	1	0.3	19004	5	16	1126	0.114	0.8	15203	4	13	30605	8	30	74629	20	43
		TM=TS+50																				

((S))2 60S15A((S))0

Grupa a VI-a

7820 * RO	TS-T*	TM=TS+30	ALFA BIOT	T o S	Po	ToC	T incal/s	h	min	Tc	b	m	hw/s	h	min	t=tm+1	h	min				
1200 * T	1473	1503	370.61	3.452	0.068	1.2	0.25	21604	6	0	1200.5	0.135	0.7	12602	3	30	34206	9	30	74629	20	43
0.006421 * a	1463	1493	363.61	3.387	0.069	1.2	0.25	21604	6	0	1193	0.135	0.7	12602	3	30	34206	9	30	74629	20	43
0.727 * cp med.	1453	1483	356.7	3.322	0.071	1.2	0.25	21604	6	0	1185.5	0.136	0.7	12602	3	30	34206	9	30	74629	20	43
36.505 *lambda m.	1443	1473	349.88	3.259	0.073	1.2	0.25	21604	6	0	1178	0.136	0.7	12602	3	30	34206	9	30	74629	20	43
0.34 * R	1433	1463	343.16	3.196	0.075	1.2	0.25	21604	6	0	1170.5	0.136	0.7	12602	3	30	34206	9	30	74629	20	43
293 * T		TM=TS+40																				
1061 * T1	1473	1513	377.7	3.518	0.088	1	0.3	18003	5	0	1147	0.113	0.8	14402	4	0	32405	9	0	74629	20	43
90 *Wt. Inc.	1463	1503	370.61	3.452	0.09	1	0.3	18003	5	0	1140	0.113	0.8	14402	4	0	32405	9	0	74629	20	43
8 * T/h	1453	1493	363.61	3.387	0.093	1	0.3	18003	5	0	1133	0.114	0.8	14402	4	0	32405	9	0	74629	20	43
32 * T/min	1443	1483	356.7	3.322	0.095	1	0.3	18003	5	0	1126	0.114	0.8	14402	4	0	32405	9	0	74629	20	43
30720 * T/sec.	1433	1473	349.88	3.259	0.097	1	0.3	18003	5	0	1119	0.114	0.8	14402	4	0	32405	9	0	74629	20	43
		TM=TS+50																				

((S))2 Ball1 \* MARCA OTEL((S))0

Grupa a VII-a

7800 * RO	TS-T*	TM=TS+30	ALFA BIOT	T o S	Po	ToC	T incal/s	h	min	Tc	b	m	hw/s	h	min	t=tm+1	h	min				
1200 * T	1473	1503	370.61	3.091	0.077	1.2	0.25	16060	4	27	1200.5	0.135	0.7	9369	2	36	25429	7	3	74629	20	43
0.00837 * a	1463	1493	363.61	3.033	0.079	1.2	0.25	16060	4	27	1193	0.135	0.7	9369	2	36	25429	7	3	74629	20	43
0.605 * cp med.	1453	1483	356.7	2.975	0.091	1.2	0.25	16060	4	27	1185.5	0.136	0.7	9369	2	36	25429	7	3	74629	20	43
40.76 *lambda m.	1443	1473	349.88	2.919	0.083	1.2	0.25	16060	4	27	1178	0.136	0.7	9369	2	36	25429	7	3	74629	20	43
0.34 * R	1433	1463	343.16	2.862	0.086	1.2	0.25	16060	4	27	1170.5	0.136	0.7	9369	2	36	25429	7	3	74629	20	43
293 * T		TM=TS+40																				
1113 * T1	1473	1513	377.7	3.151	0.1	1	0.3	13884	3	43	1147	0.113	0.75	10038	2	47	23422	6	30	72622	20	10

