

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 2543

Dulap 181 Lit. E UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA
CATEDRA DE TERMOTEHNICA MASINI TERMICE ȘI
AUTOVEHICULE RUTIERE

Ing.Ferencz Andrei

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL SCHIMBULUI DE
CĂLDURĂ DINTRE GAZE ȘI SUPAPA DE
EVACUARE LA MOTOARE CU APRINDERE PRIN
COMPRIMARE SUPRAALIMENTATE**

Teza de doctorat

Conducător științific:

Prof.Dr.Ing. Vasile Berindean

Prof.Dr.Ing.Virgiliu Dan Negrea

1999

„Dolgozni csak pontosan, szépen
Ahogy a csillag megy az égen
Úgy szép,
úgy érdemes”....

József Attila

„A lucra numai precis și bine
Cum e pe cer a stelelor cale
Așa e frumos,
așa se merită”...

József Attila

Cuvânt înainte

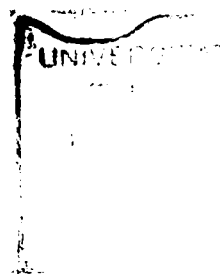
După 33 de ani, când am ajuns la încheierea acestei lucrări, trebuie să aduc mulțumiri tuturor, cei care m-au ajutat la realizarea ei. În primul rând trebuie să mulțumesc foștilor mei profesori, îndrumători ai lucrării de doctorat, profesorului emerit Marin Bănărescu, care m-a îndrumat spre studierea problemelor schimbului de căldură din motoarele cu ardere internă și profesorului Dr.ing. Vasile Berindean, cel ce mi-a recomandat să urmăresc starea termică a supapei de evacuare și care m-a indemnat mereu s-o finalizez cât mai repede, sub îndrumarea Dumnealui. Din păcate n-am reușit.

Nu în ultimul rând trebuie să aduc mulțumiri domnului profesor Dr.ing. Virgiliu Dan Negrea în primul rând că m-a preluat și pentru că sub conducerea și cu ajutorul Dumnealui am reușit să închei prezenta lucrare.

Mulțumesc familiei pentru ajutor și răbdare, iar mamei, pe lângă multe altele și pentru încurajare.

Sper, ca cele prezentate în lucrare să fie utile.

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



CUPRINS

A. LISTA NOTAȚIILOR FOLOSITE	3
B. INTRODUCERE	5
1. PREZENTAREA PROBLEMEI	8
1.1. Generalități.....	8
1.2. Starea termică a supapei de evacuare.....	9
1.3. Câmpul de temperaturi.....	12
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ DINTRE SUPAPA DE EVACUARE, GAZE ȘI ORGANELE INVECINATE	14
2.1. Coeficientul de schimb de căldură dintre gazele din cilindru și pereții camerei de ardere.....	14
2.2. Coeficientul de schimb de căldură dintre gazele evacuate și suprafața laterală a talerului.....	20
2.3. Coeficientul de schimb de căldură dintre chiulasă și apa de răcire.....	21
2.4. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapă și scaun.....	22
2.5. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapă și bucșa de ghidare.....	22
2.6. Coeficientul de schimb de căldură dintre sodiu și supapă.....	22
2.7. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapa și aer.....	23
2.8. Temperatura medie pe ciclu și coeficientul de schimb de căldură mediu pe ciclu.....	23
2.9. Concluzii.....	23
3. METODE DE INTEGRARE A ECUAȚIEI CONDUȚIEI CĂLDURII	25
3.1. Modelarea analogică a câmpului de temperaturi.....	25
3.2. Modelarea numerică a câmpului de temperaturi.....	40
3.3. Concluzii.....	45
4. MĂSURĂTORI EXPERIMENTALE	46
4.1. Standul calorimetric.....	46
4.2. Standul complex.....	50
5. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA CRITICĂ ÎN RAPORT CU REZULTATE DE CALCUL	63
5.1. Prelucrarea diagramelor indicate.....	63
5.2. Modelarea supapei de evacuare pentru calculul cu metoda elementelor finite.....	71
5.3. Principalele concluzii rezultate în urma modelării.....	78
5.4. Diferite interpretări ale rezultatelor măsurătorilor directe de temperatură.....	78
6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	86
6.1. Concluzii.....	86
6.2. Principalele contribuții personale.....	86
BIBLIOGRAFIE	89
ANEXA I	94
ANEXA II	112
ANEXA III	132

LISTA NOTATIILOR

SIMBOL	UNITATEA DE MĂSURĂ	DENUMIREA
A,B,C	-	Constante
A	m ²	Aria unei suprafețe (specificată cu indici)
a	m ² /s	Coeficientul de difuzibilitate termică= $\lambda/c \cdot \rho$
a,b,c	-	Constante
C _e	kg/h	Consumul orar efectiv de combustibil
c _e	g/kWh	Consumul specific efectiv de combustibil
C _{aer}	kg/h	Consumul orar de aer
C _N	W/m ² K ⁴	Coeficientul de radiație al corpului negru
c	J/kgK	Capacitate termică masică
c _p	J/kgK	Capacitate termică masică la presiune constantă
c _v	J/kgK	Capacitate termică masică la volum constant
D	m	Alezajul cilindrului
d	m	Diametru
D _e , d _e	m	Diametrul echivalent (hidraulic)
Fo	-	Criteriul de similitudine Fourier
Gr	-	Criteriul de similitudine Grashof
h	m	Deplasarea supapei
K	-	Constantă
k	W/m ² K	Coeficient de schimb global de căldură
L	m	Lungime
m	kg	Masa
M _e	Nm	Momentul motor efectiv
\dot{m}	kg/s	Debit masic
Nu	-	Criteriul de similitudine Nußelt
n	rot/min	Turația motorului
P _e , P _i	kW	Putere efectivă, putere indicată
Pr	-	Criteriul de similitudine Prandtl
p	bar (Pa, Mpa)	Presiune, presiunea curentă a gazelor din cilindru
p _e	bar	Presiunea medie efectivă
p _i	bar	Presiunea medie indicată
Q	J (kJ)	Căldura
\dot{Q}	W, kW	Flux de căldură
\dot{q}	W/m ²	Densitatea fluxului de căldură
R,r	m	Raza
Re	-	Criteriul de similitudine Reynolds
S	m	Cursa pistonului
T	K	Temperatura, temperatura curentă a gazelor din cilindru

Lista notațiilor

T_a, T_{aer}	K	Temperatura aerului
T_w	K	Temperatura apei
T_{gev}	K	Temperatura gazelor din canalul de evacuare
T_{gm}	K	Temperatura medie a gazelor din cilindru
t	°C	Temperatura empirică
u	m/s	Viteza periferică
x, y, z	-	Coordonate
V	m^3	Volum
V_c	m^3	Volumul camerei de ardere
V_s	m^3	Volumul cursei (cilindreea)
w	m/s	Viteză
w_m	m/s	Viteza medie a pistonului= $S.n/30$
α	W/m^2K	Coeficient de schimb superficial de căldură
α_c	W/m^2K	Coeficient de schimb de căldură prin convecție
α_r	W/m^2K	Coeficient de schimb de căldură prin radiație
α_{gm}	W/m^2K	Coeficient mediu de schimb de căldură dintre gaze și pereții camerei de ardere
α_{gev}	W/m^2K	Coeficient mediu de schimb de căldură din canalul de evacuare
α_w	W/m^2K	Coeficient de schimb de căldură dintre apa de răcire și chiulasa
Δ	-	Operatorul lui Laplace (în ec Fourier); Diferență
δ	m	Grosime
ε	-	Coeficient de emisie
$\varepsilon_g, \varepsilon_f$	-	Coeficientul de emisie pentru gaze și pentru flacără
ϕ	grade, radiani	Unghi, unghi de rotație arbore cotit [°RAC]
η	Pas	Viscozitate dinamică
η_e, η_l, η_m	-, %	Randament efectiv, -indicat, -mecanic
κ	-	Exponent adiabatic= c_p/c_v
λ	W/m^2K	Coeficient de conductivitate termică
μ	-	Coeficient de variație moleculară
ρ	kg/m^3	Densitate
τ	s	Timp
ω	1/s	Viteză unghiulară
Abrevieri		
DSE, ISE		Deschiderea și închiderea supapei de evacuare
DSA, ISA		Deschiderea și închiderea supapei de admisie
m.a.c.		motor cu aprindere prin comprimare
m.a.s.		motor cu aprindere prin scânteie
MEF		metoda elementelor finite
PME		Punct mort exterior
PMI		Punct mort interior
°RAC		Grade de rotație ale arborelui cotit

INTODUCERE

Motoarele diesel în cei 100 de ani de existență, datorită calităților deosebite și datorită unei activități susținute de perfecționare, au atins o dezvoltare spectaculoasă. Astfel, față de cele cinci motoare vândute în anul 1897/1898, în anul Domnului 1997 au fost fabricate cca 16 milioane de asemenea mașini, cifra fiind din an în an în creștere. Pe când primul motor dezvoltat sub conducerea lui Diesel a avut puterea de 18-20 CP (13,2-14,7 kW) și consumul specific de 240 g/CPH (326 g/kWh) în prezent motoarele diesel navale lente în doi timpi au ajuns la 65880 kW (motorul DU-Sulzer 12RTA96C fabricat în 1997) sau 68640kW (motorul 12K98MC MAN-B&W posibil de fabricat) cu consumuri specifice de 114-121 g/CPH.

Cercetătorii au găsit soluții pentru respectarea normelor din ce în ce mai severe de poluare, astfel chiar în condițiile de creștere a puterii instalate, în țările dezvoltate cantitatea de noxe emise este în scădere. Cea mai eficientă metodă de reducere a emisiilor poluante este reducerea consumului de combustibil fosil. Reducerea consumului este realizabilă prin modernizarea tehnologiilor utilizate (eliminând pe cât este posibil cele energofage), prin raționalizarea instalațiilor de producere a energiei, mărind ponderea resurselor regenerabile și folosind din ce în ce mai mult instalații cu cogenerare cu motoare cu ardere internă, adică cu producere combinată de energie electrică și termică, având randamentul de peste 90% și nu în ultimul rând prin ridicarea randamentului termic al motoarelor cu ardere internă din transporturi, acestea fiind responsabile pentru o cotă însemnată de noxe emise. Tot prin aceste mijloace este posibilă reducerea concentrației de CO₂ din atmosferă (limitând prin aceasta efectul de seră), obiectiv vizat de o serie de programe și hotărâri ale Comunității Europene cum ar fi programul SAVE (încheiat la 1.01.1996) care a cerut stabilirea emisiilor de CO₂ în 2000 la nivelul anului 1990; ALTENER, care prevede reducerea emisiilor de CO₂ cu 180 milioane de tone; THERMIE II, care se ocupă de evaluări de fezabilitate economică pentru activități de economisire a energiei (reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO₂), cu sprijin financiar pentru transporturi, construcții, industrie, etc.

Ridicarea randamentului termic al motorului este însoțit de regulă de creșterea temperaturii maxime a gazelor din cilindru, fapt ce poate provoca supraîncălzirea sau suprasolicitarea termică a unora dintre organele ce delimitează camera de ardere. Ridicarea puterii fie prin creșterea presiunii medii efective, fie prin mărirea dimensiunilor geometrice este limitată tot de solicitările termice. Din această cauză studiul schimbului de căldură din motoarele cu ardere internă rămâne mereu actual, până la epuizarea resurselor pentru dezvoltarea lor.

Primele lucrări în acest domeniu au apărut la sfârșitul secolului trecut [57] și au preluat cunoștințele de la mașina cu abur cu piston, iar ultimele însoțesc mereu lucrările care prezintă noile tipuri, din ce în ce mai perfecționate de motoare. Actualitatea problemei este subliniată de numeroasele lucrări recente din literatură [64,96], iar importanța ei de numărul mare de cărți, sau capitole din monografiile, dedicate acestei teme cum ar fi cărțile lui Sitkei [76,79], Diacenko [17], Pflaum și Mollenhauer [63], Rozenblit, Stefanovskii [82], Kostin [43], respectiv monografiile lui Orlin [59] și Mollenhauer [55].

*) Köhler, W.H. M.A.N.-B&W –Viertaktmotoren: Abgasemmissionen, ihre Entstehung und Reduzierung. M.A.N. forschen planen bauen 1999.

Am început să studiez acest domeniu vast la sugestia primului meu profesor de motoare cu ardere internă și conducător la doctorat, profesor emerit ing. Marin Bănărescu în 1966, iar apoi la propunerea Dlui prof.Dr.ing. Vasile Berindean am restrâns cercetările asupra stării termice a supapei de evacuare. Din studiile și încercările efectuate de atunci până în prezent încerc să prezint modesta mea contribuție la această temă, cuprinsă în prezenta teză de doctorat structurată în 6 capitole după cum urmează:

Capitolul 1. *Prezentarea problemei*, în care pe o extindere de 6 pagini este descrisă importanța studierii stării termice a supapei și condițiile care definesc starea termică.

Capitolul 2. *Stadiul actual al cercetării în domeniul schimbului de căldură între supapa de evacuare, gaze și organele învecinate*, conține sintetizarea rezultatelor cercetărilor în domeniul definirii condițiilor de contur, care determină starea termică a supapei de evacuare. Pe cele 11 pagini ale capitolului sunt prezentate în mod critic principalele formule date în literatură pentru calculul schimbului de căldură dintre gazele de evacuare și pereții camerei de ardere, dintre gazele din galeria de evacuare și pereții acesteia, dintre talerul supapei și scaun, dintre tija supapei și ghidaj, dintre apa de răcire și pereții chiulasei, dintre sodiul topit din tija supapei și supapă.

Capitolul 3. *Metode de integrare a ecuației conducției căldurii*, pe o extindere de 21 de pagini prezintă metodele folosite de autor pentru determinarea câmpului de temperaturi al supapelor de evacuare a diferitelor motoare. Sunt prezentate diferite modele electroanalogice confecționate de autor cum ar fi cele confecționate din hârtie electroconductoare, cele cu electrolit și cele din rezistențe finite. La fiecare model sunt prezentate atât rezultatele obținute cu ajutorul modelului, cât și unele aprecieri privind avantajele și dezavantajele metodei. Dintre metodele numerice este prezentată mai pe larg metoda elementului finit, metodă, care a fost aleasă drept metodă de lucru, alegerea fiind justificată în concluziile de la sfârșitul capitolului.

Capitolul 4. *Măsurători experimentale*, conține descrierea unui stand calorimetric utilizat pentru elucidarea unor aspecte privind comportarea sodiului folosit pentru răcirea supapei în timpul funcționării motorului și descrierea instalației experimentale realizată cu scopul determinării stării termice a organelor ce delimitează camera de ardere. La descrierea standului calorimetric, pe lângă prezentarea aparaturii se prezintă atât rezultatele măsurătorilor cât și concluziile. La descrierea standului complex se prezintă detaliat schema instalației de măsurare cu locul exact al punctelor de măsurare, instrumentele de măsurare și înregistrare folosite, specificând și precizia măsurătorilor. Capitolul are o extindere de 17 pagini.

Capitolul 5. *Prelucrarea datelor experimentale* cuprinde prezentarea metodei de prelucrare a diagramelor indicate cu ajutorul unui program propriu cu ajutorul căruia s-a putut calcula temperaturile și coeficienții de schimb de căldură dintre gaze și pereți din cilindru și din canalul de evacuare, atât valorile momentane cât și cele medii pe ciclu, expunând și câteva exemple de regimuri de încercare prelucrate. Pentru unele regimuri de încercare, la care diagramele indicate înregistrate nu au fost corespunzătoare, din cauza strangulării furtunului circuitului de răcire al traductorului piezoelectric, diagramele corecte au fost obținute prin calcul, cu ajutorul unui program existent la catedră, care deasemenea a putut furniza atât temperaturile momentane, cât și cele medii, precum și coeficienții de schimb de căldură (valori medii). Sunt prezentate exemple și cu aceste regimuri.

În partea doua a capitolului este prezentat modelul, cu ajutorul cărui, folosind metoda elementelor finite, am reușit să calculez în regim staționar câmpul de temperaturi, al supapei de evacuare. Temperaturile rezultate au fost foarte apropiate cu cele măsurate (abateri sub 3%). Sunt prezentate câteva exemple cu câmpurile de temperatură calculate.

La sfârșitul capitolului sunt prezentate câteva studii privind influența unori factori măsurați sau calculați asupra stării termice al supapei și chiulasei, căutând factorul cu influența cea mai mare. Tot aici este descrisă o metodă simplă, propusă pentru determinarea temperaturii medii al scaunului supapei. Capitolul cuprinde 23 de pagini.

Capitolul 6. *Concluzii și contribuții personale* se extinde pe două pagini

Bibliografia: are 5 pagini și cuprinde principalele titluri din literatură luate în considerare la întocmirea acestei lucrări.

În Anexa I. (19 pagini) se prezintă tabelar rezultatele măsurătorilor. Tabelele conțin:

-tabela A1parametrii principali ai regimurilor de încercare,

-tabela A2 temperaturile măsurate cu ajutorul termocuplelor în chiulasă,

-tabela A3 temperaturile măsurate cu ajutorul termocuplelor și în supapa de evacuare.

În Anexa II este prezentat pe 20 de pagini programul folosit pentru prelucrarea diagramelor indicate.

Pe cele două pagini ale anexei III sunt prezentate rezultatele obținute cu ajutorul programului folosit pentru calculul ciclului, la regimurile la care nu am avut diagrame indicate corecte.

1.PREZENTAREA PROBLEMEI

1.1.Generalități

Supapele de evacuare se numără printre organele expuse unui regim termic foarte greu ale motoarelor cu ardere internă, ele fiind în contact permanent cu mediul de lucru. Ridicarea performanțelor prin mărirea presiunii medii efective atrage după sine creșterea temperaturii medii a gazelor din cilindru, iar dacă nu se majorează corespunzător excesul de aer pentru spălare, va crește și temperatura medie a gazelor din canalul de evacuare. În această situație menținerea temperaturii supapelor sub limita admisibilă impusă de rezistența materialelor și de condițiile de funcționare, implică evacuarea unui flux din ce în ce mai mare de căldură. Creșterea fluxului de căldură este echivalent cu mărirea gradientilor de temperatură și deci cu apariția unor solicitări termice din ce în ce mai mari, care suprapunându-se cu solicitările mecanice, pot cauza distrugerea supapei și prin aceasta, scoaterea din uz a motorului.

O altă cauză a distrugerii supapei de evacuare derivă din câmpul asimetric de temperaturi față de axa de rotație (la supape fără dispozitiv de rotire). În urma acestei asimetrii și dilatările radiale vor diferi de-a lungul periferiei, astfel în stare caldă suprafața de așezare a talerului nu va mai fi circulară compromițând astfel etanșarea și totodată îngustând principala cale de evacuare a căldurii din supapă (cea prin sediul supapei). În această situație nivelul de temperaturi al supapei va crește mult, conducând la supraîncălzirea tijei și prin aceasta la blocarea ei în ghidaj în poziția deschisă, fiind altă cauză de avarie a motorului.

Frecvența avariilor cauzate de supapa de evacuare la motoare de autocamioane poate ajunge la peste 25% din avariile motorului [84], iar pagubele produse se pot ridica la valori însemnate, mai ales la motoarele mai mari, fiindcă sunt însoțite de regulă de distrugerea unora sau mai multor organe care delimitează camera de ardere al motorului: piston, chiulasă, cilindru [88]. Uneori aceste avarii sunt însoțite de ruperi de bielă și de palete de turbină (de la turbina cu gaze a instalației de supraalimentare). Avariile provocate de distrugerea supapelor de evacuare sunt cauzate în foarte mică măsură de greșeli de montaj sau de execuție (abateri de formă, defectiuni de material), în majoritatea covârșitoare a cazurilor ele fiind rezultatul unei stări termice necorespunzătoare.

Aceste defecte sunt: apariția fisurilor radiale și tangențiale pe talerul supapei, arderea suprafeței de așezare, coroziunea tijei și a suprafeței de așezare, apariția unor fisuri pe suprafața supapei [60]. Fisurile radiale și tangențiale apar din cauza solicitărilor termice provocate de gradienti prea mari de temperatură; fisurile superficiale se nasc în urma oboselii materialului supus la solicitări termice variabile în timp. Dintre solicitările termice variabile cele cu frecvență coborâtă, adică cele cauzate de porniri, opriri și de sarcina variabilă sunt cele periculoase, cele cu frecvență ridicată (cauzate de modificarea temperaturii în decursul ciclului) nu au timp să propage în adâncimea materialului [17,21.52]. Coroziunea apare din cauza combustibilului și a stării termice. La un combustibil cu conținut ridicat de sulf poate apărea coroziunea, dacă temperatura suprafeței supapei (cel mai probabil cea a tijei) coboară sub punctul de rouă, fiindcă apa astfel formată, împreună cu anhidrida sulfurică (SO_3) sau sulfuroasă (SO_2) din gazele de ardere va forma acidul sulfuric sau sulfuros. Unul din efectele cele mai neplăcute ale motoarelor Diesel în patru timpi cu combustibili grei reprezintă coroziunea din cauza sărurilor de vanadiu și sodiu [41.] Aceasta se manifestă la temperaturi ridicate, peste 550°C , când se produc depuneri a căror grosime depinde de raportul sodiu/vanadiu. Oxizi de vanadiu (V_2O_5) și sodiu (NaO) formează eutectice, a căror punct de topire este situat sub valorile punctelor de topire a fiecărui compus în parte. La depășirea

temperaturii de topire se formează o masă umedă și lipicioasă, care atacă și corodează materialul, îndeosebi în zona supraîncălzită a camerei de ardere și a supapei de evacuare. Formarea pentaoxidului de vanadiu (V_2O_5) este favorizată de atmosfera oxidantă [89.] totdeauna prezentă la motoare cu aprindere prin comprimare.

Arderea suprafeței de așezare este produsă în urma apariției neetanșeităților dintre suprafața de așezare a talerului și scaun. Cauzele neetanșeităților: depunere de calamină, coroziune, dilatări inegale, fisuri radiale, defecțiuni de execuție.

Cu scopul măririi siguranței în funcționare a motoarelor noi cu performanțe ridicate, constructorii au nevoie de metode analitice și experimentale de verificare, cu care în faza de proiectare și prototip pot determina câmpul de temperaturi și de solicitări termo-mecanice al supapelor de evacuare.

Cunoscând aceste date se pot realiza soluții constructive optimizate, la care atât nivelul solicitărilor cât și cel al temperaturilor se încadrează în domeniul valorilor admisibile, conferind astfel siguranță în exploatarea motorului.

1.2. Starea termică a supapei de evacuare

Starea termică a supapei este determinată de fluxurile de căldură care o parcurg, care sunt definite la rândul lor de condițiile de contur, adică de temperatura gazelor și cea a pieselor cu care vine în contact supapa, precum și de coeficienții de schimb de căldură dintre cele două medii, pe suprafețele de contact corespunzătoare. În figura 1. sunt prezentate atât fluxurile, cât și o parte din condițiile de contur.

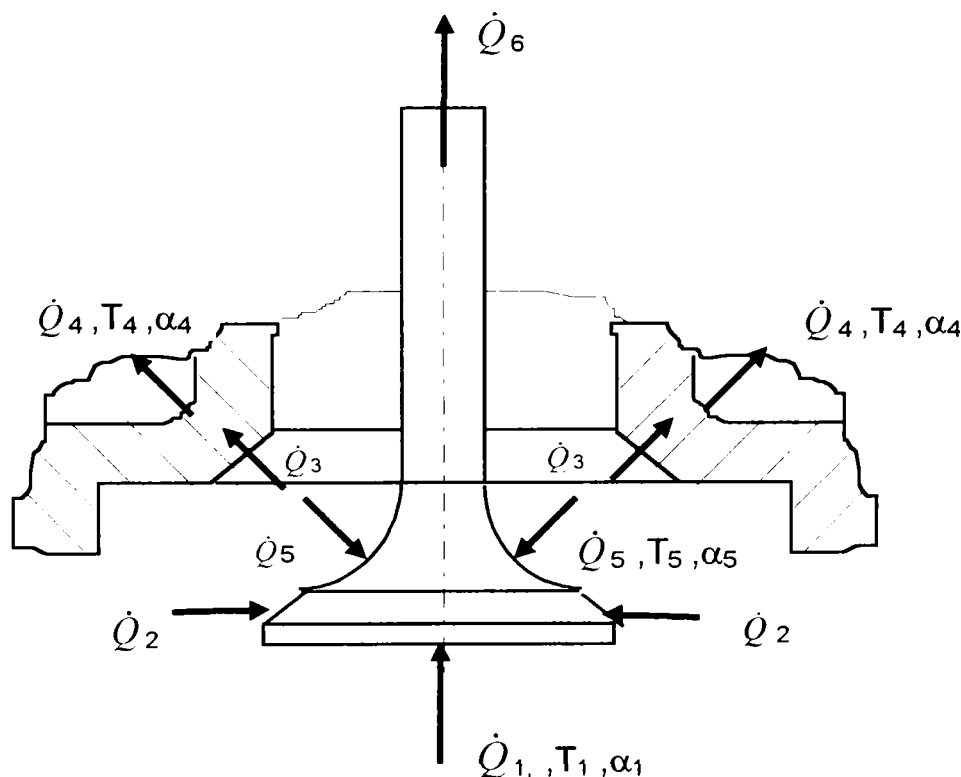


Figura 1.1.

Fluxul principal de căldură \dot{Q}_1 este schimbat dintre gazele din cilindru cu temperatura T_1 și talerul supapei. Acest flux variază în decursul ciclului [101,52], fiind pozitiv de la sfârșitul

compresiei până după începutul evacuării (când temperatura gazelor este mai mare decât cea a supapei) și negativ în rest. Are valoare maximă în timpul arderii, când atât diferența de temperatură (gaze-supapă) cât și coeficientul de schimb de căldură α_1 dintre gaze și talerul supapei are valoare maximă. Fluxurile de căldură \dot{Q}_2 și \dot{Q}_3 sunt schimbate între gazele evacuate și suprafața de așezare a talerului respectiv cea a scaunului supapei. Aceste fluxuri diferă de zero doar în timpul când supapa este deschisă, ele având valoare pozitivă la începutul evacuării, negativă în rest. Fluxul de căldură schimbat între gazele evacuate din canal și peretele lateral al talerului \dot{Q}_5 din cauza oscilațiilor de presiune din canalul de evacuare este diferit de zero și atunci când supapa este închisă [49,50,51,64], dar are valoare redusă. \dot{Q}_4 este fluxul de căldură cedat prin scaun apei de răcire. El include și fluxul \dot{Q}_3 cât și cel cedat de talerul supapei scaunului. Aceasta este principala cale de răcire a supapei, asigurând evacuarea în condiții de exploatare normală a 70-80% din căldura primită, restul fiind cedat prin tijă \dot{Q}_6 și către gazele din canal (\dot{Q}_5) [47,59,82].

În condițiile unei precizii puțin mai reduse schema din figura 1. poate fi înlocuită cu o schemă simplificată care presupune regim de schimb de căldură staționar, lucru foarte apropiat de realitate, fiindcă grosimea stratului din materialul supapei, afectat de oscilațiile de temperatură din timpul ciclului la motoare rapide nu depășește 0,75-1,0 mm. Adâncimea până la care pătrund oscilațiile de temperatură cu amplitudine de 1% din amplitudinea oscilațiilor de la suprafață este:

$$x_{\Delta T=0.01} = \sqrt{\frac{a}{\pi \cdot n}} \ln 100 \quad 1.1$$

unde a este coeficientul de difuzivitate termică al materialului supapei

La această schemă se neglijează \dot{Q}_2 și \dot{Q}_3 , ipoteză foarte apropiată de realitate (pe ciclu valoarea integrală este foarte apropiată de zero). Se consideră că supapa este încălzită de fluxurile echivalente constante, egale cu fluxurile medii pe ciclu corespunzătoare \dot{Q}_1 și \dot{Q}_5 , iar răcirea ei este asigurată prin scaun, respectiv tijă-ghidaj de fluxurile medii pe ciclu, de asemenea constante: \dot{Q}_4 respectiv \dot{Q}_6 . Această situație este prezentată în figura 2., unde prin α_{gm} , am notat coeficientul de schimb de căldură dintre gazele din cilindru și talerul supapei, iar T_{gm} temperatura gazelor din cilindru, T_{gev} , α_{gev} temperatura absolută și coeficientul de schimb de căldură din canalul de evacuare, toate fiind valori medii pe ciclu. T_w și T_a sunt temperaturile absolute ale apei din chiulasă și a aerului sub capacul distribuției, iar α_w și α_a sunt coeficienți de schimb de căldură corespunzători.

În lucrarea de față voi prezenta un model de calcul, cu ajutorul căruia se poate reproduce câmpul staționar de temperaturi din interiorul supapei de evacuare în timpul unui regim stabilizat. Modelul (ca și în figura 1.2.) nu ia în considerare variația în timp a fluxurilor de căldură schimbate, operând cu condiții de contur constante, de aceea va fi numit *model staționar*. Cu ajutorul acestui model nu putem calcula oscilațiile de temperatură de pe suprafața piesei, dar distribuția de temperaturi din interiorul ei este reprodusă cu exactitate.

Fluxurile \dot{Q}_4 și \dot{Q}_6 depind de diferența de temperatură a suprafețelor în contact și de calitatea contactului, adică, de microneregularitățile și gradul de curățenie acestor suprafețe, precum și de presiunea de contact dintre ele. \dot{Q}_6 se împarte, o parte (majoritatea) fiind

cedată apei de răcire, restul aerului din capacul distribuției. Câmpul de temperatură cel mai favorabil din talerul supapei ar fi cel cu izoterme paralele cu suprafața receptoare, lucru realizabil numai în cazul când fluxul de căldură este predominant axial, adică majoritatea căldurii primite este cedată fie gazelor din canalul de evacuare (\dot{Q}_5 negativ, gazele evacuate au temperatura redusă) fie prin tijă. Solicitățile termice cele mai mari apar în cazul când fluxul radial este mare.

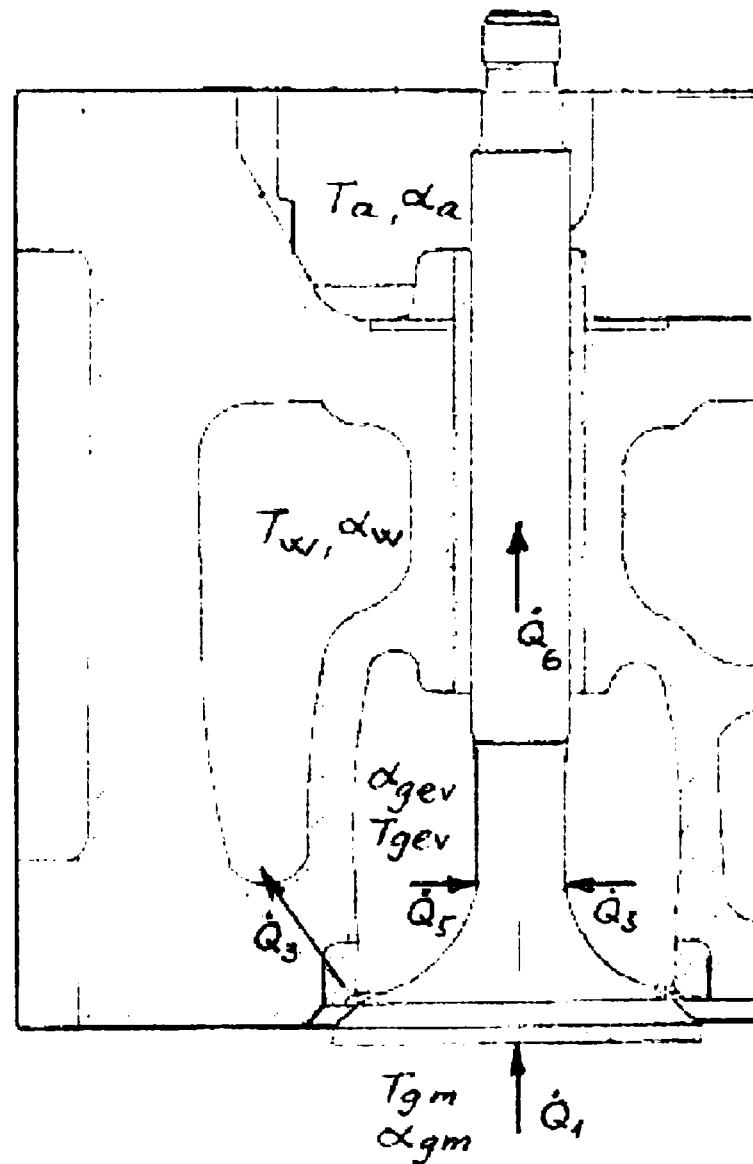


Figura 1.2.

La motoarele la care rezultă fluxuri \dot{Q}_4 exagerat de mari, care ar putea provoca fie depășirea solicitărilor termice admisibile fie creșterea peste limita periculoasă a temperaturilor, se folosește răcirea cu sodiu. În centrul tijei și a talerului se realizează o cavitate închisă, umplută înaintea închiderii cu fulgi de sodiu. În timpul funcționării, când temperatura sodiului

Cap.1. Prezentarea problemei

depășește temperatura de 97,3°C [61] aceasta se va topi, ocupând cca. 1/2 din volumul cavității. Astfel în timpul funcționării motorului, sub acțiunea forțelor de inerție va efectua o mișcare de pendulare, favorizând evacuarea căldurii \dot{Q}_6 prin tijă. O altă soluție de perspectivă este utilizarea materialelor ceramice pentru confecționarea supapelor de evacuare [53], care pe lângă rezistența mare la temperaturi înalte au avantajul unui coeficient de dilatare termică mult mai mic și a unei densități mai reduse (forțe de inerție mai mici).

1.3. Câmpul de temperaturi

Starea termică a unui sistem este definită atunci, când este cunoscută variația în timp a distribuției spațiale de temperaturi în interiorul și la limitele sale, lucru descris de ecuația generală a conducției termice pentru materiale izotrope:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{q_{vp}}{\rho \cdot c_p} \quad 1.2.$$

unde τ este timpul, λ conductivitatea termică, ρ densitatea materialului supapei; q_v intensitatea surselor interioare de căldură în W/m^3 , c_p este capacitatea termică masică, iar $\lambda/c_p \cdot \rho = a$ difuzivitatea termică a materialului. Coordonatele spațiale sunt: x, y, z .

În cazul supapei de evacuare, conform celor de mai sus putem presupune regim staționar de conducție termică fără surse interioare de căldură, astfel ecuația care descrie starea termică este cea a lui Laplace:

$$\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] = 0 \quad 1.3.$$

Integrând această ecuație se va obține câmpul de temperaturi al supapei în regim staționar. Integrarea acestor ecuații în cazul corpurilor de formă geometrică mai complicate se poate face prin metode numerice, cu ajutorul calculatoarelor. La început a fost folosită metoda diferențelor finite [9,44], iar acum MEF (metoda elementelor finite) [37,58,59,100,etc]. În lipsa calculatoarelor performante s-a putut obține rezultate satisfăcătoare și prin modelarea electro-analogică [17,20,22,23,24,28,44,90,91]. Integrarea ecuației 1.2 sau 1.3, indiferent de complexitatea formei corpului studiat și de metoda de integrare folosită, este posibilă numai atunci când sunt cunoscute condițiile la limită (inițiale și de contur în cazul ecuației 1.2. și de contur la 1.3.).

Condițiile de contur pot fi :

-de speța I., când este cunoscută valoarea temperaturii pe conturul S_1 ,

$$T_{S1} = f(x, y, z, \tau) \quad 1.4.$$

-de speța II. când se cunosc densitățile fluxurilor de căldură pe conturul S_2 ,

$$\dot{q} = \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \quad 1.5.$$

-de speța III. când se cunoaște temperatura mediului învecinat și coeficientul de schimb de căldură dintre suprafața S_3 a corpului studiat și acest mediu

$$\alpha(T - T_{ext}) = \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z \quad 1.6.$$

unde T_{ext} este temperatura mediului exterior, $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ sunt conductivitățile termice ale corpului după cele trei direcții, pentru corpurile izotrope ele sunt egale cu λ (fiind egale între ele), n_x, n_y, n_z - sunt cosinusurile directoare ale normalei pe suprafață.

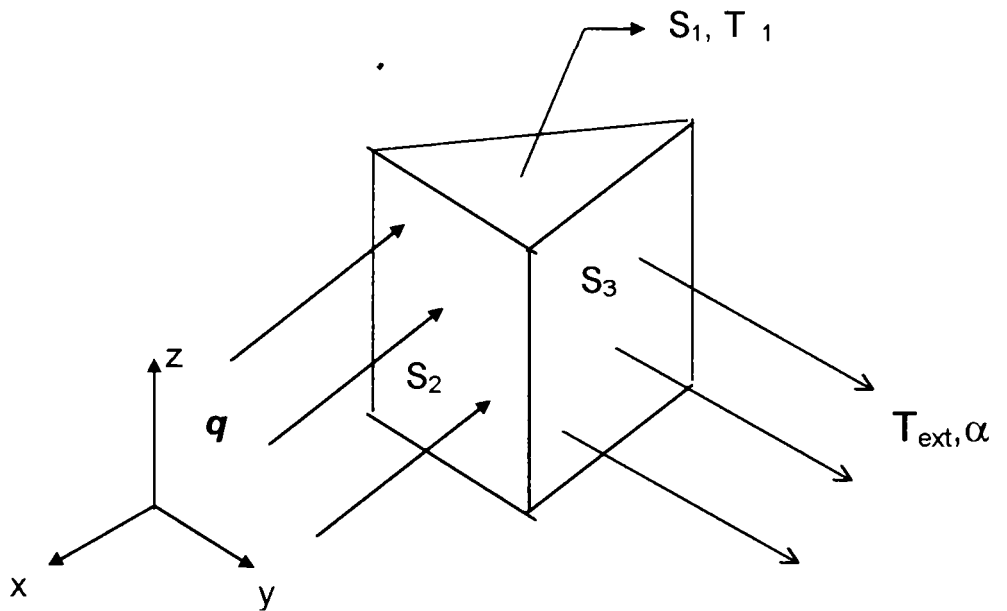


Figura 1.3. Condițiile de contur spațiale

În situațiile reale, astfel și în cazul studiului câmpului de temperaturi din organele ce delimitează camera de ardere al motorului pot apărea combinații, adică pe unele părți ale conturului sunt cunoscute un fel de condiții, iar pe celălalte părți altele.

Majoritatea cercetărilor efectuate în domeniul schimbului de căldură din motoarele cu ardere internă sunt îndreptate spre determinarea acestor condiții de contur. În cazul când aceste condiții pot fi determinate cu precizie satisfăcătoare, atunci, prin integrarea ecuațiilor de mai sus, este posibilă determinarea stării termice a pieselor expuse încălziri.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ DINTRE SUPAPA DE EVACUARE, GAZE ȘI ORGANELE ÎNVECINATE

În ipoteza regimului de schimb de căldură staționar este necesară cunoașterea coeficienților de schimb de căldură medii pe ciclu: dintre gazele din cilindru și talerul supapei α_{gm} , dintre gazele din canalul de evacuare și suprafața laterală a talerului α_{gev} , dintre aer și tija supapei α_a , dintre apa de răcire și pereții chiulasei α_w . Se va defini și un coeficient de schimb superficial de căldură mediu pe ciclu dintre scaunul supapei și suprafața de așezare α_3 (a fost folosit indicele 3 pe baza figurii 1.2. unde fluxul de căldură mediu pe ciclu evacuat prin scaun a fost notat cu acest indice).

2.1. Coeficientul de schimb de căldură dintre gazele din cilindru și pereții camerei de ardere α :

O parte din acești pereți este și baza talerului supapei de evacuare. Coeficientul α poate fi calculat cu foarte multe formule [1, 2, 6, 12, 15, 17, 18, 19, 35, 43, 55, 57, 62, 63, 69, 70, 71, 72, 75, 76, 77, 78, 79, 82, 86, 92, 93, 94, 96]. Majoritatea acestor formule au fost folosite la calculul termic al motorului pentru determinarea fluxului de căldură cedat pereților și nici decum pentru determinarea stării termice a vreunei piese ce delimitează camera de ardere. Astfel ele reprezintă valori medii pe întreaga suprafață de contact a gazelor cu pereții. Fiindcă transmiterea căldurii de la gaze la pereți se face atât prin convecție cât și prin radiație, majoritatea formulelor conțin și ele două părți, una care exprimă coeficientul de schimb de căldura transmisă prin convecție α_c și cealaltă care definește căldura radiată α_r . În tabela 2.1. sunt prezentate în $[W/m^2K]$ cele mai cunoscute formule. Formulele lui Eichelberg, Pflaum, Woschni, Hohenberg includ și căldura transmisă prin radiație. Aceste formule se pot grupa în: formule de tip Nußelt (1); formule de tip Eichelberg (2); Formule stabilite din ecuația criterială a schimbului staționar de căldură prin convecție (3) și formule stabilite din relația criterială a schimbului de căldură nestaționar (4).

Tabela 2.1.

Tipul nr.	Formula	Specificații	Autorul
1.	$\alpha = (a + b \cdot w_m)^3 \sqrt{p^2 \cdot T} +$ $+ 0.421 \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4}{T - T_p}$ <p> $a=1,1618$, $b=1,455$ $a=1,189$, $b=0,219$ $a=2,91$, $b=0,219$ $a=5,35$, $b=0,219$ $a=3,71$, $b=1,052$ </p>	<p>motor cu gaz (Clerk) m.a.s. m.a.c. (cu compresor) m.a.c. (cu antecameră) m.a.c. (cu injecție dir.)</p>	<p>Nußelt[57] Briling[35] Briling[35] Brizgov[35] vanTijen[86]</p>
2.	$\alpha = 2,497 \cdot \sqrt[3]{w_m} \cdot \sqrt{p \cdot T}$	m.a.c. doi timpi	Eichelberg[18]

	$\alpha = 2,71 \cdot p_s^{0,25} \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^{0,25} \cdot f(w_m) \cdot \sqrt{p \cdot T}$ $\alpha = 0,95 \cdot p_s^{0,66} \cdot \left(\frac{D_0}{D}\right)^{0,25} \cdot f(w_m) \cdot \sqrt{p \cdot T}$ $f(w_m) = 6,2 - 5,2^{-(0,1 \cdot w_m)^2} \cdot 5,7^{-(0,1 \cdot w_m)^2} + 0,025 w_m$	<p>m.a.c. pentru chiulasa și piston</p> <p>pentru cilindru</p> <p>$D_0=0,150m$</p>	<p>Pflaum [62,63]</p> <p>[35]</p>
3.	$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$	<p>teoretic</p> <p>m.a.c.</p> <p>m.a.c.</p> <p>teoretic</p>	<p>Annand [1]</p> <p>Sitkei [75-79]</p> <p>Woschni[92-96]</p> <p>Apostolescu, Grünwald[2,39]</p> <p>Bătagă[6]</p> <p>Hohenberg[42]</p>
4.	$\alpha = 7,56 \cdot \sqrt{\lambda \cdot c_p \cdot \rho} \cdot \sqrt{\frac{n}{30}} \cdot \left(1 + 0,5 \frac{\Delta S}{c_p}\right)$ $\frac{\Delta S}{c_p} = \ln\left(\frac{T}{T_a}\right) - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \ln\left(\frac{p}{p_a}\right)$ $\alpha = 5 \cdot \sqrt{\frac{w_t}{D}} \cdot \sqrt{\lambda \cdot c_p \cdot \rho} \cdot \left(1 + 0,29 \cdot \frac{x \cdot Q_0}{m_a \cdot \mu \cdot c_p \cdot T}\right)$ $\alpha_c = 4,34 \cdot \sqrt{\frac{w_t}{D}} \cdot \sqrt{\lambda \cdot c_p \cdot \rho} \cdot \left(1 + 2,19 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{a \cdot w}{w_t}\right)$	<p>m.a.c. doi timpi cu baleiaj în echicurent</p> <p>motor în 4 timpi</p>	<p>Elser [12,35]</p> <p>Rozenblit[69-71]</p> <p>Rozenblit[35]</p>

Notații speciale: p_s -presiunea de supraalimentare (Pflaum), ΔS -variația entropiei, p_a, T_a -presiunea și temperatura gazelor din cilindru la începutul compresiei (Elser); Q_0 -căldura introdusă pe ciclu, x -cota de căldura degajată până la momentul considerat, m_a -masa aerului din cilindru, μ -coeficient de variație moleculară, a -viteza sunetului, w, w_t -viteza gazelor din cilindru și componenta tangențială a acestuia (Rozenblit)

Dezvoltând expresia criteriilor de similitudine și aplicând corecțiile rezultate din corelarea formulelor cu rezultatele măsurătorilor, la autori diferiți au rezultat următoarele expresii la formulele de tipul 3.

Formula lui Annand [1]:

$$\alpha = a \frac{\lambda}{D} \text{Re}^b + c \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4}{T - T_p} \quad 2.1.$$

pentru motoare în 4 timpi $a=0,26$ $b=0,75 \pm 0,15$ $c=(3,37 \pm 0,7) \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
 pentru motoare în 2 timpi $a=0,76$ $b=0,64 \pm 0,10$ $c=(3,02 \pm 0,60) \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
 Formula lui Sitkei [75-79] pentru convecție:

$$\alpha_c = 0.0389(1 + b) \frac{p^{0.7} \cdot w_m^{0.7}}{T^{0.2} \cdot d_e^{0.3}} \quad 2.2.$$

la injecția directă $b=0,00-0,15$,

la camera de turbulență $b=0,15-0,30$

la camera de preardere $b=0,25-0,40$

Formula lui Woschni:

$$\alpha = 130 \frac{p^{0,8}}{D^{0,2} T^{0,53}} \left[C_1 w_m + C_2 \frac{V_s T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,8} \quad 2.3.$$

Unde

$C_1=6,18+0,417 u/w_m$ pentru perioada schimbului de încărcătură,

$C_1=2,28+0,308 u/w_m$ pentru rest

u = viteza periferică a vârtejului la $0,7D$

$C_2=3,24 \cdot 10^{-3} [\text{m/sK}]$

În cazul pereților care depășesc 600 K în [96] pentru coeficientul C_2 se propune relația:

$C_2=2,3 \cdot 10^{-5} \cdot (T_p - 600) + 0,005 [\text{m/sK}]$

Formula lui Hohenberg [42,55]

$$\alpha = 130 \cdot V^{-0,06} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (w_m + 1,4)^{0,8} \quad 2.4.$$

În țara noastră au fost publicate formule asemănătoare de Apostolescu și Grünwald [2,39]:

$$\alpha_c = C \cdot W_e^{0,8} \cdot D_e^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,57} \quad 2.5.a.$$

sau

$$\alpha_c = 311 \frac{p^{0,8} \cdot W_e^{0,8}}{T^{0,546} \cdot L_c^{0,2}} \cdot B \left(\frac{L_{cpme}}{L_c} \right)^b \quad 2.5.b$$

și Bătagă [6]

$$\alpha_c = C \frac{p^{0,786} \cdot w_p^{0,786}}{T^{0,786} \cdot D^{0,214}} c_p^{0,45} \cdot \lambda^{0,45} \cdot \eta^{1,236} \quad 2.6$$

unde W_e și D_e sunt viteza echivalentă și diametrul echivalent, L_c , L_{cpme} lungimea caracteristică, respectiv valoarea acestei lungimi în punctul mort exterior, B, b constante. $C=4,96 \cdot 10^{11}$ la motorul D103, w_p =viteza pistonului.

O metodă foarte interesantă este prezentată în lucrările lui Kosiak [45,46]. El a căutat să determine coeficientul de schimb superficial de căldură prin convecție α_c prin calcularea grosimii stratului limită termic δ_t :

$$\alpha_{cj} = \frac{\lambda_j}{\xi_{tlj} \cdot \delta_{tlj}} \quad 2.7$$

unde λ_j este valoarea curentă a conductivității termice a gazului în stratul limită, ξ_{tlj} -valoarea coeficientului dependent de valoarea curentă a cifrei Reynolds din stratul limită, δ_{tl} -grosimea stratului limită termic laminar (valoare curentă). δ_{tl} se calculează din relația:

$$\delta_{tlj} = \sqrt[3]{\sum_{j=1}^j \frac{\lambda_j}{\rho_j \cdot c_{vj}} \cdot \Delta t} \quad 2.7.a$$

în care Δt -intervalul de timp considerat, ρ_j , c_{vj} - densitatea și capacitatea termică masică la volum constant al gazului în stratul limită (calculate la temperatura medie a acestuia)

Cifra Reynolds se calculează după formula:

$$Re_{\delta_{tlj}} = \frac{\rho_j \cdot v_{sj} \cdot \delta_{tlj}}{\eta_j} \quad 2.7.b$$

v_{sj} și η_j fiind viteza și viscozitatea dinamică medie în stratul limită. Pentru $Re_{\delta_{tlj}} > 1130$ vom avea:

$$\xi_{tlj} = \frac{9,4}{(Re_{\delta_{tlj}})^{0,6}} \quad 2.7.c$$

Pentru $(Re_{\delta_{tlj}})_{cr}=1130$ ($\xi_{tl})_{cr}=0,14$, iar pentru $Re_{\delta_{tlj}} < 1130$ coeficientul va avea valoarea:

$$\xi_{tlj} = 0,00209 \cdot (Re_{\delta_{tlj}})^{0,6} \quad 2.7.d$$

Căldura schimbată prin radiație [18,75,76] apare datorită radiației gazelor și flăcărilor, cât și datorită schimbului de căldură dintre piesele cu temperatură diferită [29]. Multă vreme

025.148 / 101E

cantitatea de căldură schimbată prin radiație între încărcătura caldă și pereții cilindrului a fost subestimată sau neglijată. Aceste concluzii au rezultat din relația lui Nußelt, unde radiația reprezintă cca. 3-5% din căldura total transmisă. Cercetările lui Pflaum[62,63], Sitkei[75,76], Ebersole, Mayers și Uyehera [18] și altele[43] au arătat importanța căldurii transmise prin radiație, mai ales în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare, unde apare și radiația flăcărilor luminoase.

Gazele emit și absorb radiații în mod selectiv, doar pe anumite lungimi de undă. Radiația gazelor mono și biatomice este neglijabilă, numai radiația gazelor poliatomice, cum ar fi CO₂ și vaporii de apă, merită să fie luat în considerare. Benzile de lungimi de undă cele mai importante sunt în cazul bioxidului de carbon [76,79]: (2,36-3,02) μm ; (4,01-4,80) μm ; (12,5-16,5) μm , iar la vaporii de apă (2,24-3,27) μm ; (4,80-8,50) μm ; 12,0-25,0) μm .

Căldura transmisă prin radiația gazelor în decursul unui interval de timp $\Delta\tau$ este:

$$Q_{rg} = \varepsilon_p \cdot \varepsilon_g \cdot C_N \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \cdot A \cdot \Delta\tau [J] \quad 2.8.$$

unde ε_p , ε_g sunt coeficienții de emisie al peretelui, respectiv al gazelor, C_N - coeficientul de radiație al corpului absolut negru, T și T_p temperaturile gazelor și a peretelui, A - aria suprafeței în contact cu gazele considerate, $\Delta\tau$ -durata intervalului de timp considerat.

Coeficienții de emisie se calculează cu metodele clasice prezentate în manualele de din transmiterea căldurii (de exemplu: I.Vlădea Tratat de termodinamica tehnică Ed. Didactică și pedagogică București 1974; D. Ștefănescu, A. Leca și alții Transfer de căldură și masă Ed. Didactică și pedagogică București 1983.) cu specificația că grosimea stratului de gaz parcurs de radiație , sau lungimea medie parcursă de radiații "l" după Sitkei [76] se calculează din relația:

$$l = 3,6 \frac{V}{A} [m] \quad 2.8.a.$$

unde V -volumul gazului, A -aria suprafeței de contact cu gaze.

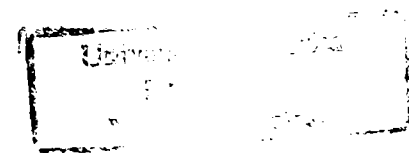
Căldura transmisă prin radiația flăcărilor luminoase în decursul unui interval de timp $\Delta\tau$ este:

$$Q_{rf} = \varepsilon'_f \cdot C_N \cdot \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \cdot A \cdot \Delta\tau [J] \quad 2.9.$$

unde ε'_f este coeficientul aparent de emisie a flăcării ($\varepsilon_f \cdot \varepsilon_p$) iar T_f temperatura flăcării. Determinarea ambelor mărimi este destul de grea. Sitkei [75,76,78] propune după Belinskii determinarea temperaturii flăcării din criteriul Bo (Boltzmann) stabilit după relația:

$$Bo = \frac{3600 \cdot C_e \cdot \bar{c}_{pm}}{C_N \cdot \varepsilon'_f \cdot A \cdot T_f^3} \quad 2.10.$$

unde \bar{c}_{pm} este capacitatea termică masică medie globală a produselor arderii rezultate dintr-un kg de combustibil [J/kgK], C_e -consumul orar în [Kg/h]; și cunoscând totodată funcția $T/T_f = f(Bo)$. Această metodă preluată de la calculul cazanelor, în cazul motoarelor nu este de multe ori aproape de adevăr[15]. Deasemenea se poate determina temperatura flăcării prin măsurători, măsurând puterea emisivă a flăcării pe două lungimi de undă diferite λ_1 și λ_2



considerând că flacăra emite radiații ca și corpurile cenușii (ipoteza apropiată de realitate), dar și această cale este foarte anevoioasă.

Coeficientul de emisie al flăcării [78]:

$$\varepsilon_f = \varepsilon_{0f} \cdot (1 - e^{-kpl}) \quad 2.11.$$

unde ε_{0f} este coeficientul de emisie la grosimea infinită a flăcării (pentru motorină și păcură are valoarea de 0,8), p -presiunea curentă din cilindru, $k=1,8-2,0$. Lungimea medie parcursă de radiații l se calculează după relația 2.8.a. Pe baza acestuia determinăm coeficientul de emisie aparent:

$$\varepsilon_f' = x \cdot \varepsilon_f \cdot \varepsilon_p \quad 2.11.a.$$

unde x este volumul relativ al flăcării la un moment dat, raportat la volumul curent al gazelor din cilindru. x este proporțional cu legea de degajare a căldurii.

Rozenblit [43] a găsit pentru determinarea grosimii optice totale de radiație δ_Σ (care include atât radiația gazelor triatomice, cât și radiația flăcării) expresia:

$$\delta_\Sigma = \left[3,5 \frac{dx}{d\varphi} + (2,8 \cdot 10^{-5} \cdot T_t - 0,03) \right] \frac{1}{\lambda_{ex}} \cdot \frac{C}{H} \cdot p \cdot l \quad 2.12.$$

unde $dx/d\varphi$ -este viteza momentană de degajare a căldurii, T_t -temperatura teoretică de ardere, λ_{ex} - coeficientul mediu de exces de aer din camera de ardere, C/H - raportul dintre conținutul de carbon și hidrogen din combustibil. Astfel coeficientul total de emisie (a gazelor și al flăcării) va fi:

$$\varepsilon_\Sigma = 1 - e^{-\delta_\Sigma} \quad 2.12.a.$$

Temperatura flăcării T_f , pe baza datelor oferite în [43] se poate calcula din relația empirică:

$$\frac{T_f}{T} = 1,2 \cdot \lambda_{ex}^{0,3} + 2 \cdot \left(\frac{P_i}{P_{iM}} \frac{w_m}{w_{mn}} \right)^{0,5} \cdot \left\{ \left[2,4 \cdot \frac{\varphi_i}{5,5 \cdot \varphi_{II,max} \left(\frac{\Delta g}{\Delta g_M} \right)^{0,333}} - 1 \right]^2 \right\} \quad 2.13.$$

unde indicele M și n se referă la regimul de moment maxim și nominal, λ_{ex} -coeficientul excesului de aer, Δg și Δg_M - cantitatea de combustibil injectată pe ciclu la regimul dat și la cel cu moment maxim, φ_i , $\varphi_{II,max}$ -unghiul de manivelă curent și cel corespunzător de la începutul arderii vizibile până la cel de al doilea maxim a legii de degajare a căldurii.

În afara metodelor și formulelor menționate mai sus ne stau la dispoziție și alte măsurători și formule [35] referitoare la radiația flăcărilor luminoase, care deasemenea au valabilitate restrânsă din cauza particularităților procesului de ardere respectiv de formare a particulelor din motoarele cu aprindere prin comprimare.

În cazul în care coeficienții de schimb superficial de căldură α astfel calculați dorim să folosim pentru determinarea stării termice a organelor ce delimitează camera de ardere, este necesar să luăm în considerare și faptul că valorile calculate cu formulele de mai sus (exceptând formulele lui Pflaum) sunt valori medii pe toți pereții. La calculul valorilor locale ar trebui să ține cont de vitezele diferite de mișcare a încărcăturii și de valoarea diferită a

coeficienților de emisie pe porțiunile diferite ale pereților camerei de ardere. În [43] și [82] se prezintă o analiză destul de amplă a acestei repartiții.

În [43] pentru repartiția densităților fluxurilor de căldură de-a lungul pereților camerei de ardere este dată relația valabilă pentru suprafața pistonului, chiulasei și cea a oglinzii cilindrului:

$$\frac{\dot{q}_x}{\dot{q}_{\max}} = A + (B - A) \cdot \frac{x}{R} + \left[1 - A - (B - A) \cdot \frac{x}{R} \right] \cdot \left\{ 4 \cdot \left[\left(\frac{x}{R} \right)^n - \left(\frac{x}{R} \right)^{2n} \right] \right\}^k \quad 2.14.$$

unde \dot{q}_x densitatea fluxului de căldură la distanța x din centru (în cazul chiulasei și pistonului) sau de la marginea superioară a pistonului aflat în punctul mort interior (la cilindru), $A = \dot{q}_c / \dot{q}_{\max}$, $B = \dot{q}_{\text{per}} / \dot{q}_{\max}$, R -raza cilindrului, sau cursa în cazul cilindrului, n și k sunt exponenți care depind de arhitectura camerei de ardere și de parametri principali ai motorului; \dot{q}_c și \dot{q}_{per} sunt valorile densității fluxului de căldură la centru și la periferie (sau în dreptul marginii superioare a pistonului în punctele moarte în cazul cilindrului). Aceste valori sunt date în [43] pentru 20 de motoare diferite.

Stefanovskii [83] recomandă o relație mai simplă pentru chiulasă:

$$\frac{\dot{q}_x}{\dot{q}_{\max}} = 1 - 0,72 \left(\frac{x}{R} \right)^{1,3} \text{ sau} \quad 2.15.$$

$$\frac{\dot{q}_x}{\dot{q}_m} = 1,8 \cdot \dot{q}_m \cdot \left[1 - 0,72 \cdot \left(\frac{x}{R} \right)^{1,3} \right]$$

unde \dot{q}_m este fluxul mediu de căldură pe suprafața considerată (în cazul nostru pe suprafața chiulasei). În această lucrare sunt date relații deosebite de 2.15. pentru suprafața pistonului și cilindrului. Pentru a putea calcula densitatea fluxului de căldură transmisă supapei \dot{q}_s , autorul propune corecția:

$$\dot{q}_s = \dot{q}_m \cdot \left(\frac{\Delta t_s}{\Delta t_m} \right) \quad 2.16.$$

Δt_s fiind diferența dintre temperatura gazelor și cea a supapei, iar Δt_m dintre temperatura gazelor și temperatura medie a chiulasei.

2.2. Coeficientul de schimb de căldură dintre gazele evacuate și suprafața laterală a talerului supapei

Acest coeficient poate fi calculat din formula lui Zapf [98] pentru canalul evacuare:

$$Nu = 2,58 Re^{0,5} \left(1 - 0,797 \frac{h}{D_e} \right) \quad 2.17.$$

expresie ce a fost dedusă în 1969, dar a fost verificată cu succes și cu ocazia unor măsurători recente din 1998 [64]. În 2.17. h este ridicarea momentană a supapei, iar D_e -diametrul echivalent la locul considerat al canalului de evacuare.

După Ivin și Grechov [51] coeficientul de schimb de căldură în timpul evacuării din canalul de evacuare se poate calcula cu relația:

$$Nu_d = 0,33 \cdot Re_d^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \quad 2.18.$$

unde indicele d se referă la faptul că lungimea caracteristică la criteriile Nu și Re este diametrul sferei înscrise la porțiunea considerată de canal. Este foarte interesantă observația

acestor autori referitoare la schimbul de căldură din canalul de evacuare din timpul când supapa este închisă [50]:

$$Nu_d = 2,37 \cdot Fo_d^{-0.43} \cdot (1 + 0,00053 \cdot Gr^{0.33} + 0,00051 \cdot Re_x^{0.8}) \quad 2.19.$$

Proprietățile fizice ale gazului, luate în considerare la calculul criteriilor de similitudine din 2.19. au fost determinate la temperatura din momentul închiderii evacuării. Formulele 2.18. și 2.19. au fost determinate pe baza numeroaselor măsurători experimentale efectuate pe mai multe m.a.c. supraalimentate. În cadrul măsurătorilor s-a urmărit mișcarea gazului (traectoria particulelor și distribuția vitezelor) în canalul de evacuare [48,49], cât și schimbul de căldură dintre gaze și pereții canalului, dintre gaze și supapa de evacuare atât în timpul evacuării, cât și în timpul când supapa este închisă [50,51].

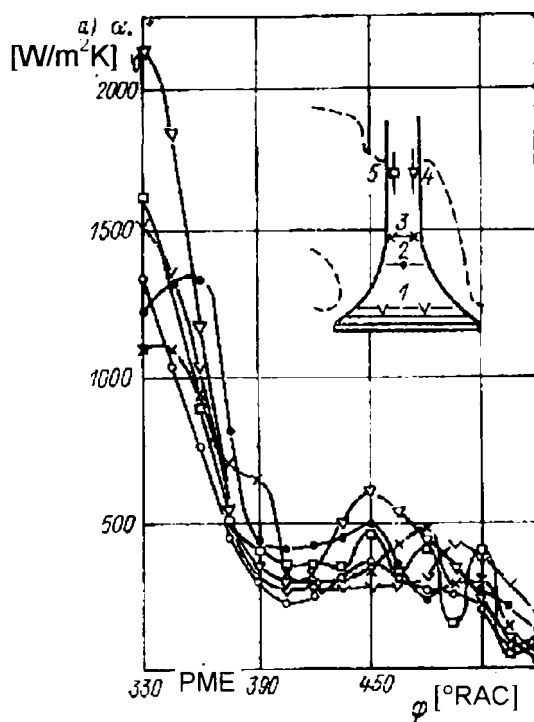


Figura 2.1.[51]

Rezultatele unei serii de măsurători privind valoarea coeficientului de schimb de căldură în diferite puncte ale supapei de evacuare, în timpul evacuării sunt reprezentate în figura 2.1.

2.3. Coeficientul de schimb de căldură dintre chiulasă și apa de răcire

Acest coeficient poate fi calculat cu formula lui Sonecken [15,59]

$$\alpha_w = 300 + 180Q\sqrt{w_w} \left[\frac{kcal}{m^2h^{\circ}C} \right], \quad 2.20.$$

Kostin și Stefanovskii recomandă pentru calculul coeficientului de schimb de căldură dintre apa de răcire și pereții chiulasei relații asemănătoare. Kostin [43] propune formula:

$$Nu = 0,45 \cdot 10^{-2} \cdot K_1^{0,4} (Pe'')^{0,7} \cdot \left(\frac{P_w}{P_0} \right)^{0,5} \cdot Pr^{0,3} \quad 2.21.$$

Relația propusă de Stefanovskii:

$$Nu = C \cdot Re^{0,23} \cdot (Pe'')^{0,5} K_1^{0,3} \cdot \left(\frac{p_w}{p_0}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \quad 2.22.$$

unde Re și Pr se calculează la temperatura fluidului, $Pe'' = q \cdot d_{\min} / (r \cdot \rho'' \cdot a)$ -criteriul Péclet la fierbere, $K_1 = r / c_p \cdot (t_s - t_w)$, r -căldura de vaporizare a apei, t_s -temperatura de saturație a apei, t_w -temperatura apei de răcire la mijlocul curentului, $q = c_p \cdot \Delta T_s$, p_w, p_0 -sunt presiunea absolută a apei de răcire și cea barometrică. Dimensiunea caracteristică la ambele formule este diametrul minim al bulei de vapori de apă ce se poate forma la fierbere: $d_{\min} = 4\sigma T_s / (r \cdot \rho'' \cdot \Delta T_s)$. σ -ete tensiunea superficială, ρ'' -densitatea vaporilor saturați uscați, T_s -temperatura de fierbere la presiunea dată a apei, $\Delta T_s = (t_s - t_w)$ -diferența de la temperatura dată a apei până la fierbere.

2.4. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapa și scaun α_3 :

Acest coeficient are valori cuprinse între 3000 și 5000 W/m²K [59] pentru supape care se așează corect pe scaun. Valoarea momentană poate fi calculată după relația propusă de Rozenblit și Fișbain [59,73]:

$$\alpha_3 = \frac{\left[623 \left(\frac{\lambda_g}{\lambda_c} \right) - 3,6 \right] \cdot \left(\frac{p_c}{\sigma} \right)^{0,43} \cdot \lambda_g}{(H_s + H_{sc}) \cdot \left(1 - 0,39 \cdot \left(\frac{p_c}{\sigma} \right)^{0,4} \right)} \quad 2.23.$$

unde λ_g este coeficientul de conductibilitate termică al gazului, λ_c este coeficientul de conductibilitate termică al contactului, p_c -presiunea de contact, σ - limita de plasticitate a elementului mai moale din perechea supapă-scaun, H_s, H_{sc} - înălțimea medie a microneregularităților suprafețelor în contact (supapa, scaun).

Sunt interesante și măsurătorile lui M.Link [52] în acest domeniu.

2.5. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapa și bușca de ghidare :

Acest coeficient poate fi calculat din relația:

$$\alpha_b = \frac{\lambda_u}{\delta_u} \quad 2.24.$$

în care λ_u și δ_u este conductivitatea termică și grosimea peliculei de ulei dintre tija supapei și bușcă.

2.6. Coeficientul de schimb de căldură dintre sodiu și supapă.

Pentru răcirea mai eficientă a talerului supapei unele supape de evacuare au o cavitate în centrul tijei și al talerului care este umplută (se umple de obicei 35-50% din volumul cavității) cu metale ușor fuzibile (Na,K) sau cu sărurile lor ($\text{NaNO}_2, \text{NaNO}_3, \text{KNO}_3$). Acest metal după topire, din cauza forțelor de inerție pendulează între capetele cavității, contribuind astfel substanțial la evacuarea căldurii dn taler prin tijă. Pentru calculul coeficientului de schimb de căldură α_{Na} Stefanovskii [82] propune formula lui Asmalovskii:

$$Nu_l = 0,86 \cdot \left[Gr_l \cdot \left(\frac{l}{d} \right) \right]^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot \left(\frac{A}{g\tau^2} \right)^{0,25} \quad 2.25.$$

unde indicele l arată că lungimea caracteristică la stabilirea criteriilor Nu și Gr este lungimea cavității l ; d -diametrul cavității, A, τ sunt amplitudinea și perioada mișcării supapei, g -accelerația gravitațională.

2.7. Coeficientul de schimb de căldură dintre supapă și aer α_a

are valoarea cuprinsă între 60-70 W/m²K [59].

2.8. Temperatura medie pe ciclu și coeficientul de schimb de căldură mediu pe ciclu

Cu această temperatură putem calcula în regim staționar starea termică a organelor care delimitează camera de ardere se determină după cum urmează:

Coeficientul mediu de schimb de căldură (atât în cilindru cât și în colectorul de evacuare) se determină ca media aritmetică a coeficienților momentani pe durata ciclului după relația:

$$\alpha_{med} = \frac{\int_0^{720} \alpha \cdot d\varphi}{\int_0^{720} d\varphi} \quad 2.26$$

Temperatura medie va fi calculată, ținând seama de expresia schimbului de căldură, după relația:

$$T_{med} = \frac{\int_0^{720} T \cdot \alpha \cdot d\varphi}{\alpha_{med}} \quad 2.27$$

unde T și α sunt valorile curente la unghiul curent φ [°RAC].

2.9. Concluzii:

Analizând cele expuse mai sus privind posibilitățile de stabilire ale condițiilor de contur, se poate constata următoarele:

- ◆ Există foarte multe date rezultate din cercetări experimentale și formule obținute din prelucrarea acestora pentru determinarea condițiilor de contur necesare calculării câmpului de temperaturi supapei de evacuare. Majoritatea formulelor au valabilitate limitată la condițiile asemănătoare cu cele din motoarele la care au fost determinate.
- ◆ Unele formule conțin mărimi care sunt relativ greu de măsurat, sau de calculat cu precizie cum ar fi volumul relativ momentan și temperatura flăcării (2.9., 2.11.a., 2.13.), înălțimea medie reală a microneregularităților (2.23.) viteza apei (2.20), secțiunea în care se determină diametrul echivalent în zona supapei (2.17.), etc.
- ◆ Pentru reducerea erorilor posibile este foarte importantă efectuarea unei analize a influenței preciziei determinării condițiilor de contur asupra stării termice a supapei. O asemenea analiză este prezentată în [43], din care rezultă că determinarea temperaturilor medii ale gazelor din cilindru și canal, și cea a apei de răcire are importanță deosebită. Modificarea lor atrage după sine modificarea proporțională temperaturii supapei. Cel mai mult contează temperatura gazelor din cilindru și apoi cea din canalul de evacuare, modificarea ultimului de la 400 la 900°C atrage după sine modificarea cu +24% a temperaturii din centrul talerului și cu +23% a celei de pe suprafața de așezare a talerului supapei de evacuare. Modificarea temperaturii

apei de răcire cu 100°C schimbă temperaturile de mai sus doar cu +1,6 respectiv +6%. Modificarea lui α_w de la 1450 la 4070 W/m²K atrage după sine reducerea temperaturii punctelor mai sus menționate cu 3,2 respectiv 12%, iar creșterea lui în continuare are efect practic neglijabil. Modificarea coeficientului α_3 (dintre taler și scaun) de la 5800 la 35000 W/m²K a condus doar la reducerea temperaturii suprafeței de așezare cu 4%. Modificarea lui α_{gev} de la 230 la 580 W/m²K nu a avut nici-o influență, iar modificarea câmpului de temperatură din cauza modificării conductivității termice a materialului supapei cu temperatură este neglijabilă.

Observație: În lucrarea menționată [43] din figura 2.5. am înlocuit cifrele din paranteză cu cele din afara parantezei, considerând că schimbarea lor în original s-a produs din cauza unei greșeli de tipar.

- ◆ În concluzie, la determinarea câmpului de temperaturi al supapei de evacuare este important să cunoaștem cât mai exact valorile temperaturilor medii ale gazelor din cilindru și din canalul de evacuare, respectiv temperatura apei de răcire din chiulasă. Dintre coeficienții medii de schimb de căldură α_{gm} are influența cea mai mare asupra preciziei calculelor, precizia restului coeficienților de schimb de căldură, mai ales α_{gev} au importanță mai redusă.

3. METODE DE INTEGRARE A ECUAȚIEI CONDUȚIEI CĂLDURII

Determinarea câmpului de temperaturi din interiorul unui corp este posibilă prin integrarea ecuației conductivității căldurii (1.2. sau 1.3). Metodele analitice clasice pot fi folosite pentru realizarea acestei integrări numai în cazul unor corpuri simple cum ar fi pereții plani, cilindrii, tuburi, sfere etc. Pentru corpurile de formă mai complexă, cum sunt și organele motoarelor cu ardere internă care delimitează camera de ardere, integrarea este posibilă fie prin metode numerice fie prin metode analogice.

3.1. Modelarea analogică a câmpului de temperaturi.

Pentru integrarea ecuației conductivității căldurii se poate folosi cu succes metoda modelării prin analogie electrică, știind că densitatea fluxului de căldură \dot{q} prin conductivitate (legea lui Fourier) și densitatea curentului electric j (legea lui Ohm generalizată) sunt descrise de ecuații matematice identice:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}T \quad 3.1.$$

$$j = -\sigma \cdot \text{grad}U \quad 3.1a.$$

atât asemănarea dintre cele două ecuații de mai sus, cât și analogiile dintre mărimile fizice corespunzătoare sunt evidente. Mărimile analoage sunt: temperatura T și tensiunea electrică U ; fluxul de căldură $\dot{Q} = \dot{q} \cdot A$ [W] și curentul $I = j \cdot A$ [A]; rezistența la trecerea căldurii (rezistența termică) $R_t = \delta/\lambda$ A [KW] și rezistența electrică $R = l/\sigma \cdot A$ [Ohmi] (unde δ este grosimea materialului cu conductivitatea λ , iar l lungimea rezistenței electrice cu conductivitatea σ). Modelarea constă din confecționarea unui model cu rezistență electrică proporțională cu rezistență termică a piesei originale, cu factorul de scară :

$$R_N = \frac{R}{R_t} \quad 3.2.$$

Modelarea condițiilor de contur de speța III. se face prin rezistențe electrice corespunzătoare rezistențelor termice:

$$R_t = \frac{1}{\alpha \cdot A} \quad 3.3.$$

(la cele de speța I. se respectă corespondența tensiune-temperatură, iar la speța II. cea dintre intensitatea curentului electric și densitatea fluxului termic) Modelul poate fi construit din: hârtie electroconductoare [17,44,20], electrolit [44,101,21,23] și din rezistențe electrice finite [17,24,26,43,90,91]. Primele două metode pot fi folosite cu succes pentru modelarea câmpurilor de temperatură care prezintă simetrie axială, care în cazul supapeilor de evacuare este valabilă exact numai la cele cu dipozitiv de rotire.

3.1.1. Construirea modelului din hârtie electroconductoare. Hârtia electroconductoare se compune dintr-un strat purtător de hârtie pe care este laminat un strat grafitat conducător. Rezistența electrică a hârtiei rezultă din relația: $R = \rho l / hb$, unde ρ este rezistivitatea, l, h, b - lungimea, grosimea și lățimea stratului. Dacă $l = b$ atunci obținem o caracteristică a hârtiei, numită rezistența pătratului, notată cu R_{\square} . Hârtia poate fi folosită și pentru modele spațiale [44] în combinație cu rezistențe finite (planul x-o-y din hârtie, axa o-z din rezistențe).

La catedra de Termotehnică și mașini termice (actual Termotenică, mașini termice și autovehicule rutiere) a Universității "Politehnica" Timișoara subsemnatul am construit un model original din hârtie electroconductoare [20], cu scopul modelării câmpului de temperaturi din supapa de evacuare al motorului ALCO R251 construit la UCM Reșița. Modelul a fost construit în ipoteza câmpului de temperaturi cu simetrie axială, modelând un sector cu unghiul central de un radian. În aceste condiții rezistența electrică echivalentă radială a unui element din supapă de formă reprezentată în figura 3.1. va fi:

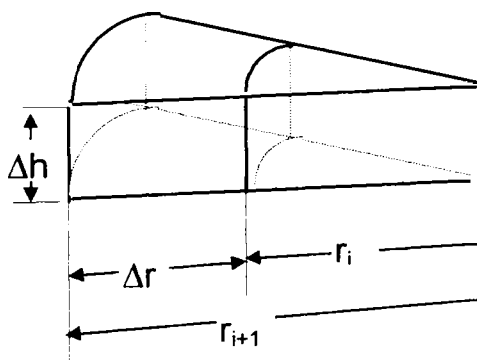


Figura 3.1.

$$R_{r_i} = \frac{\Delta r}{\lambda \cdot A_{mri}} \cdot R_N$$

$$A_{mri} = \left(r_i + \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \Delta h$$

$$R_{axi} = \frac{\Delta h}{\lambda \cdot A_{axi}} \cdot R_N$$

3.4.

$$A_{axi} = \left(r_i + \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \Delta r$$

indicele ax, r -se referă la direcția axială respectiv radială, m- mediu, i- se referă la elementul curent $i \in [0, n]$. Dacă acceptăm pasul de discretizare $\Delta r = \Delta h = 2 \text{ mm}$ atunci rezultă:

$$R_{axi} = R_{ri} = \frac{R_N \cdot 10^3}{\lambda \cdot (2i + 1)} [\Omega] \quad 3.5.$$

Astfel modelul a fost realizat din mai multe straturi de hârtie, stratul de bază având dimensiunile proporționale cu secțiunea radială a jumătății supapei (din rotirea căreia se poate genera supapa) la care se adaugă straturi duble cu dimensiune radială din ce în ce mai mică, cum rezultă din figurile 3.2. și 3.3.

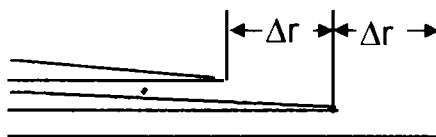


figura 3.3.

La capetele de comunicație cu circuitul electric filele au fost legate în paralel între ele cu ajutorul unor fâșii din folie de aluminiu, strânse cu o bridă din cupru. Asemănător au fost confecționate modelele scaunului (4 modele diferite pentru materiale diferite) și bucșei de ghidaj. La racordarea tijei cu bucșă suprafața de contact luată în considerare a fost calculată pentru deschiderea medie a supapei. S-a considerat fluxul de căldură primit în canalul de evacuare egal cu cel cedat.

Modelul a fost alimentat de la o sursă stabilizată (Tesla BS 452 E) la o tensiune proporțională cu temperatura medie din cilindru. Schimbul de căldură dintre gaze și baza talerului a fost modelată prin potențiometre semireglabile R_{11} - R_{20} , R_{111} . Temperatura apei de răcire la scaun și ghid s-a reglat cu potențiometrele R_7 și R_8 , iar schimbul de căldură dintre chiulasă și apă prin R_5 , R_6 . Restul rezistențelor a servit la modelarea rezistențelor de contact. Pentru găsirea liniilor echipotențiale, corespunzătoare cu izotermele am folosit un galvanometru cu spot luminos tip Multiflex Dr.B.Lange (sensibilitate $4 \cdot 10^{-9}$ A/mm.) și un divizor de tensiune confecționat din rezistențe selecționate. Schema electrică a modelului este prezentată în figura 3.4. iar rezultatele măsurătorilor pentru 4 variante de materiale pentru scaun în figura 3.5. În figurile 3.6.a. și 3.6.b. este prezentată fotografia modelului descris.

Dezavantajele modelului de hârtie sunt:

- ◆ Pentru fiecare aplicație nouă trebuie confecționat model nou, hârtia odată folosită și decupată nu mai poate reutilizată.
- ◆ Suprafața hârtiei se deteriorează relativ repede în urma contactelor repetate cu sonda folosită pentru căutarea izotermelor.
- ◆ Pot apărea erori de măsurare din cauza contactului electric imperfect dintre elementele modelului, pentru eliminarea acestui neajuns se recomandă în literatură [44] folosirea lacului de argint. O altă sursă posibilă de eroare este neomogenitatea stratului conducător.

Ca avantaj față de celelalte tipuri de modele electro-analogice este costul și dimensiunile reduse.

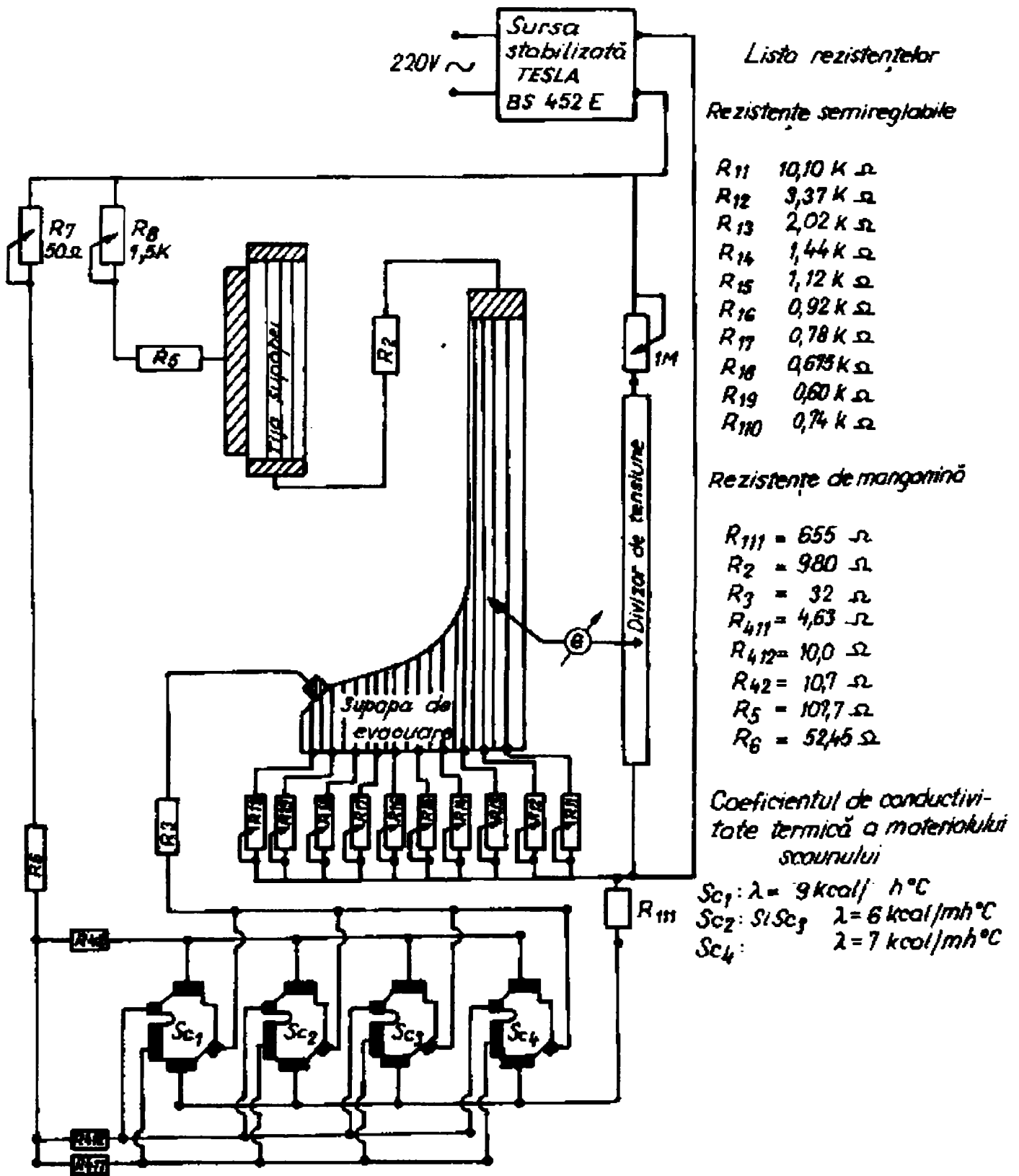


Figura 3.4. Schema electrică a modelului analogic din hârtie electroconductoare [20].

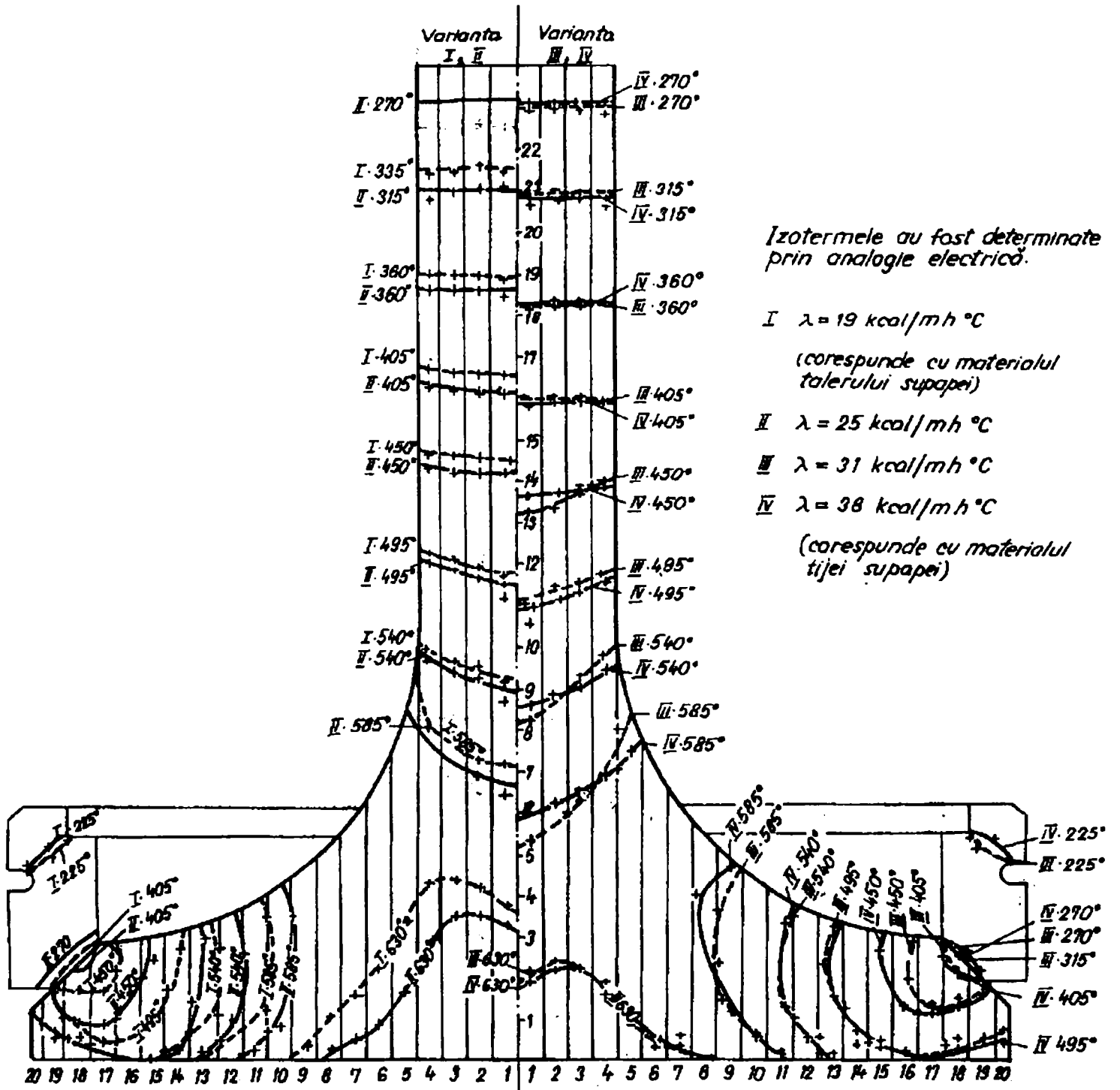


Figura 3.5.

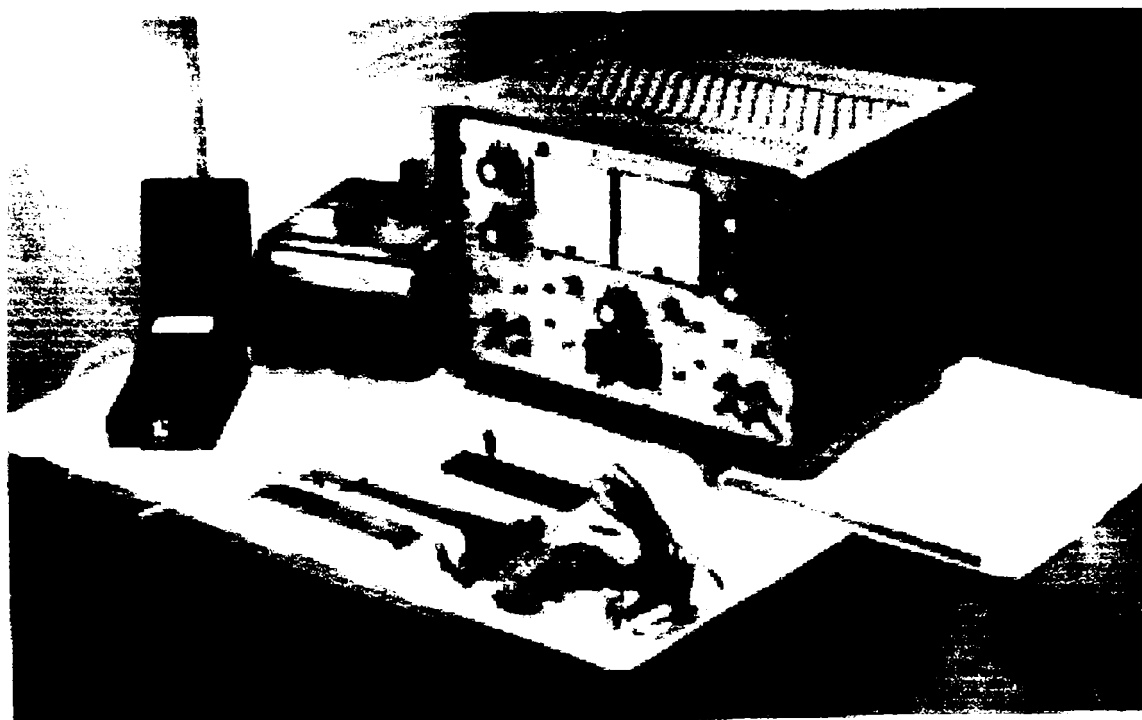


Figura 3.6.a.

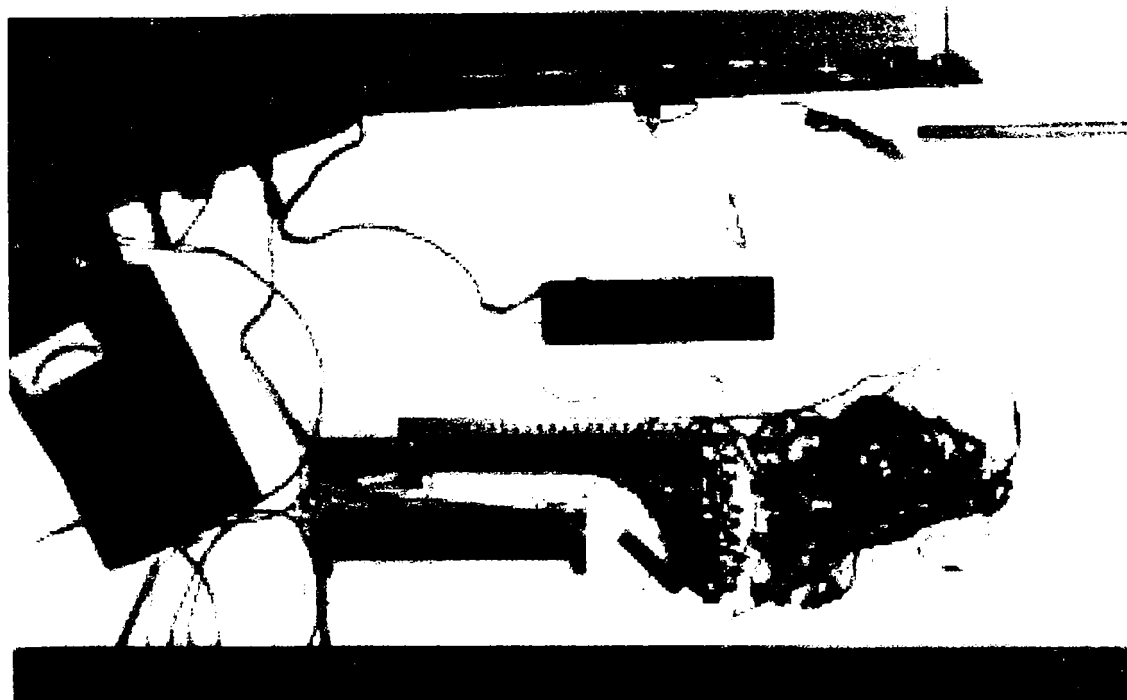


Figura 3.6.b.

3.1.2. Construcția modelului electroanalogic cu electrolit. La acest tip de model rezistența termică a materialului piesei cărui câmp de temperaturi dorim să determinăm este modelată prin rezistența electrică a unui electrolit cu conductivitate cât mai redusă. Metoda poate fi folosită cu succes la modelarea câmpurilor de temperaturi bidimensionale (plane sau cu simetrie axială). În cazul câmpurilor plane se folosește o cuvă orizontală umplută cu electrolit până la un anumit nivel. La corpurile de revoluție cu distribuție axial simetrică de temperaturi cuva este înclinată, astfel electrolitul va modela un sector din corpul considerat. Planurile care delimitează acest sector sunt: fundul cuvei și suprafața orizontală a electrolitului. În axul de rotație (intersecția planurilor) adâncimea electrolitului este nulă. Electrolitul cel mai des folosit este apa de la robinet. La fiecare umplere se va măsura conductivitatea apei. Pentru evitarea polarizării modelul trebuie alimentat cu curent alternativ.

La catedra de Termotehnică și mașini termice a U.P.Timișoara subsemnatul am construit două instalații de modelare [21,22,23] la care am determinat câmpul de temperaturi la supapa de evacuare, pistonul și cămașa de cilindru al motorului MTU 331. Aceste modelări, ca și în cazul modelului prezentat din hârtie, au fost construite în ipoteza simetriei axiale a câmpului de temperaturi. Schema electrică a modelului pentru talerul supapei de evacuare amintit este prezentat în figura 3.7. iar unele rezultate se pot vedea în figura 3.8.

Cuva modelului a fost construită cu pereți de contur din smoală lipiți pe placa de bază din sticlă (geam de 6 mm). Electrozii, pe care s-a aplicat tensiunea corespunzătoare condițiilor de contur, au fost confecționați din oțel inoxidabil. Sursa de alimentare a fost un generator de joasă frecvență E0502 Versatester, fabricat de IEMI București, cu care s-a alimentat modelul cu curent alternativ de 5 kHz, la tensiunea proporțională cu temperatura medie a gazelor din cilindru. Modelul a avut pământare proprie. Grupul de potențiometre R_i a modelat schimbul de căldură dintre gaze și baza talerului (o rezistență care modelează schimbul de căldură cu suprafața cu aria A_i are valoarea $R_N/\alpha_i A_i$ și este conectat la electrodul i corespunzător poziției ariei A_i considerate), R_{II} modelează schimbul de căldură din canalul de evacuare, iar R_{III} schimbul de căldură cu sodiul din tija supapei. R_1, R_2, R_3, R_4 modelează tija, R_9, R_{10} schimbul de căldură cu apa de răcire, R_{11} cu aerul din capacul chiulasei. Cu ajutorul ampermetrelor A_1, A_2, A_3 (multimetre MAVO35-IAEM Timișoara) s-a măsurat curenți proporționali cu fluxul de căldură primit de la gazele din cilindru și de la gazele din canalul de evacuare, respectiv fluxul cedat prin scaun. Fluxul cedat prin tijă s-a calculat prin diferența indicațiilor ampermetrelor $IA_1 + IA_2 - IA_3$.

Determinarea izotermelor: Cu ajutorul divizorului se poate fixa tensiunea corespunzătoare temperaturii căutate, iar cu ajutorul sondei, care se deplasează cu ajutorul unui coordonator x-y în stratul superficial al electrolitului, găsim punctele izoterme. Pentru mărirea operativității instalația a fost prevăzută cu un comparator de tensiune, care a comandat un electromagnet cu creion. Astfel au fost înregistrate direct punctele izoterme găsite. Pentru siguranță instalația a avut și un indicator de nul G. Ca voltmetru am folosit un multimetru E0302 fabricat de IEMI București.

Analizând posibilitățile acestui model analogic ajungem la concluzia că are următoare dezavantaje:

- ◆ adheziunea apei la electrozi, dar mai ales de sticlă în zona axei de rotație duce la erori de măsurare;
- ◆ din cauza evaporării apei măsurătorile trebuie executate cât mai repede;

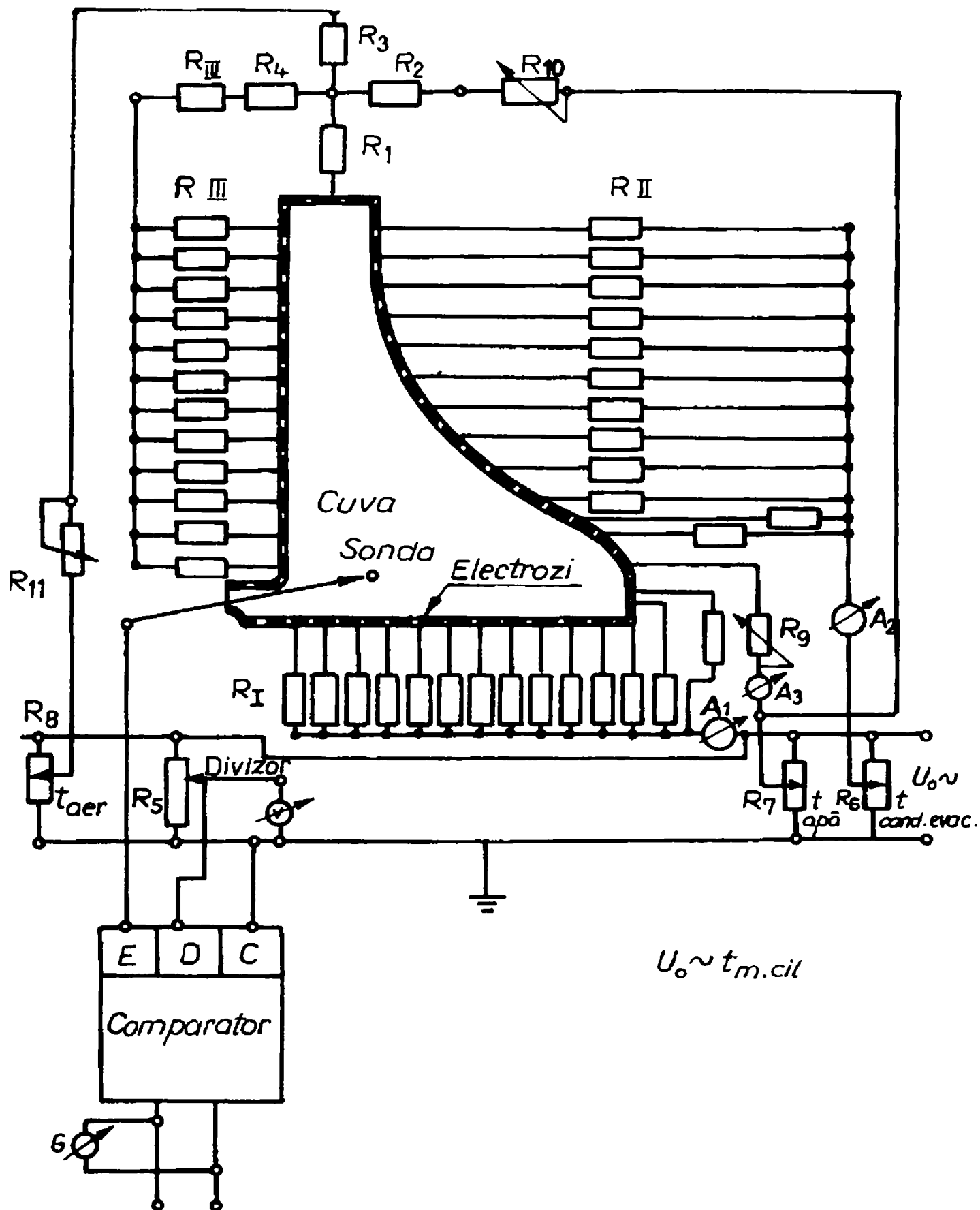


Figura 3.7. Schema electrică a modelului electroanalogic cu electrolit.

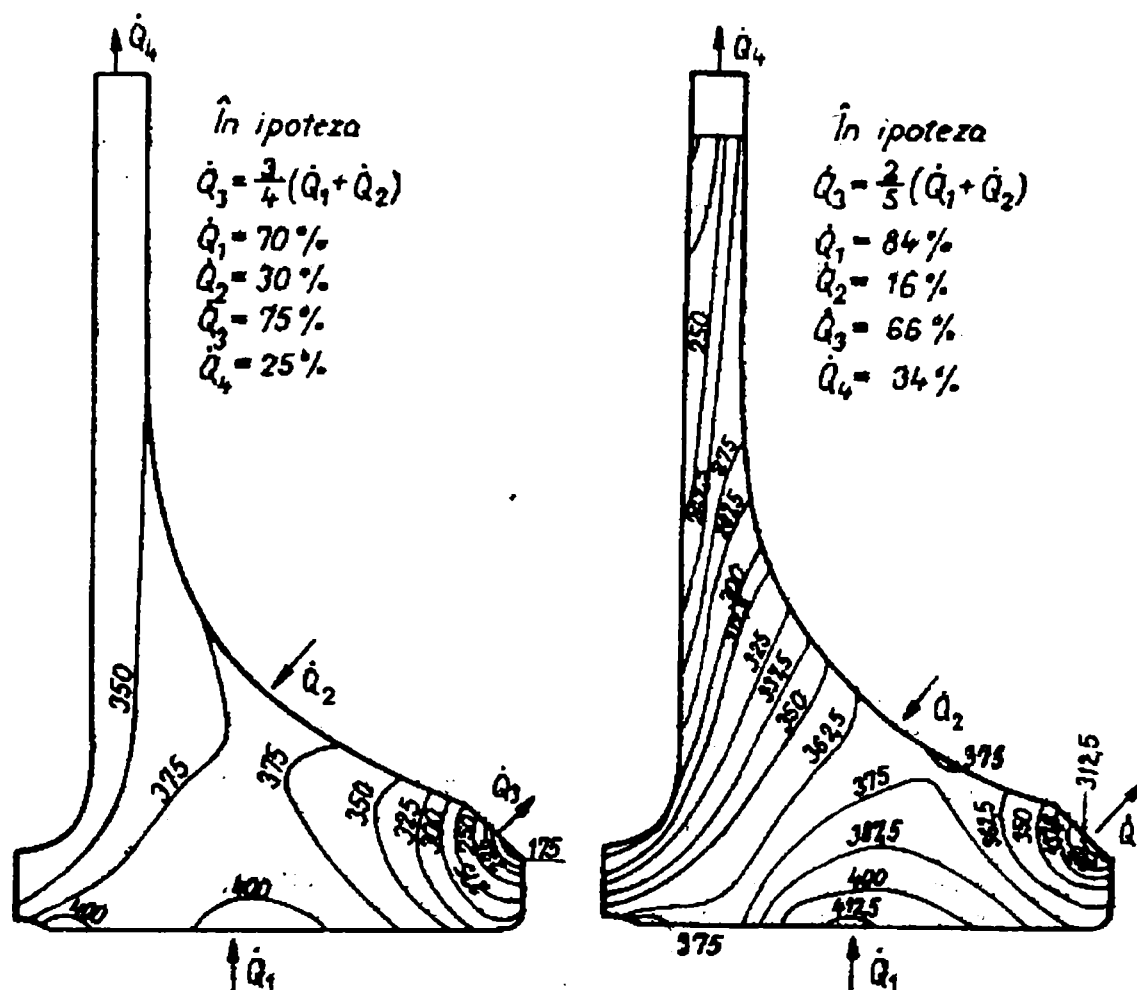


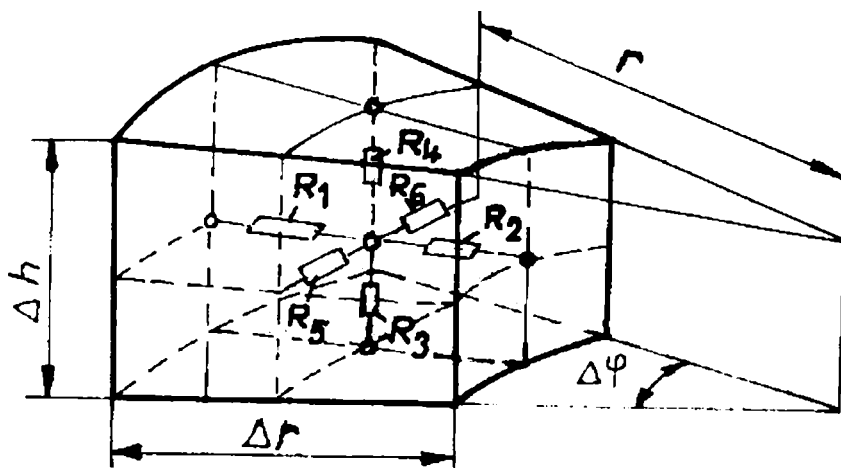
Figura 3.8.[23]

- ◆ la fiecare reumplere a cuvei se va măsura conductivitatea electrică a apei și în funcție de aceasta se reglează modelul din nou.

Ca avantaj am putea enumera faptul că rezistența termică a piesei studiate este modelată printr-un mediu continuu, cu rezistivitate suficient de mare, astfel se poate lucra cu curenți mici.

3.1.3. Construcția modelului electroanalogic cu rezistențe finite[17,24,26,43,90,91]. Acest tip de model constă dintr-o rețea de rezistențe electrice la care valoarea rezistențelor componente depinde de modul de discretizare a piesei. Piesa de modelat se va împărți în elemente cu formă geometrică simplă. Cu cât discretizarea este mai fină (adică piesa este împărțită în mai multe elemente), precizia modelării este mai mare. Nu este obligatoriu să împărțim piesa de modelat în elemente identice. În zonele unde gradientii de temperatură sunt mai mari, deci densitatea izotermelor va fi mai ridicată, este recomandat să avem discretizare mai fină. Se pot construi ușor modele tridimensionale.

Pentru pentru corpuri de revoluție elementul spațial adecvat este prezentat în figura 3.9. Pentru corpurile de formă oarecare se recomandă elementele cubice, care pot fi modelate cu 6 rezistențe identice dispuse ca și în figura 3.9. Factorul de scară R_N se va alege astfel ca să avem diferențe de tensiune precis măsurabile fără a avea curenți mari. Un criteriu important (pentru realizarea modelului) să fie cât mai multe rezistențe cuprinse în șirurile de



$$R_{1,2} = \frac{\Delta r R_N}{2 \lambda \Delta h \Delta \varphi (r \pm \frac{\Delta r}{4})}$$

$$R_{3,4} = \frac{\Delta h R_N}{2 \lambda r \Delta \varphi \cdot \Delta r}$$

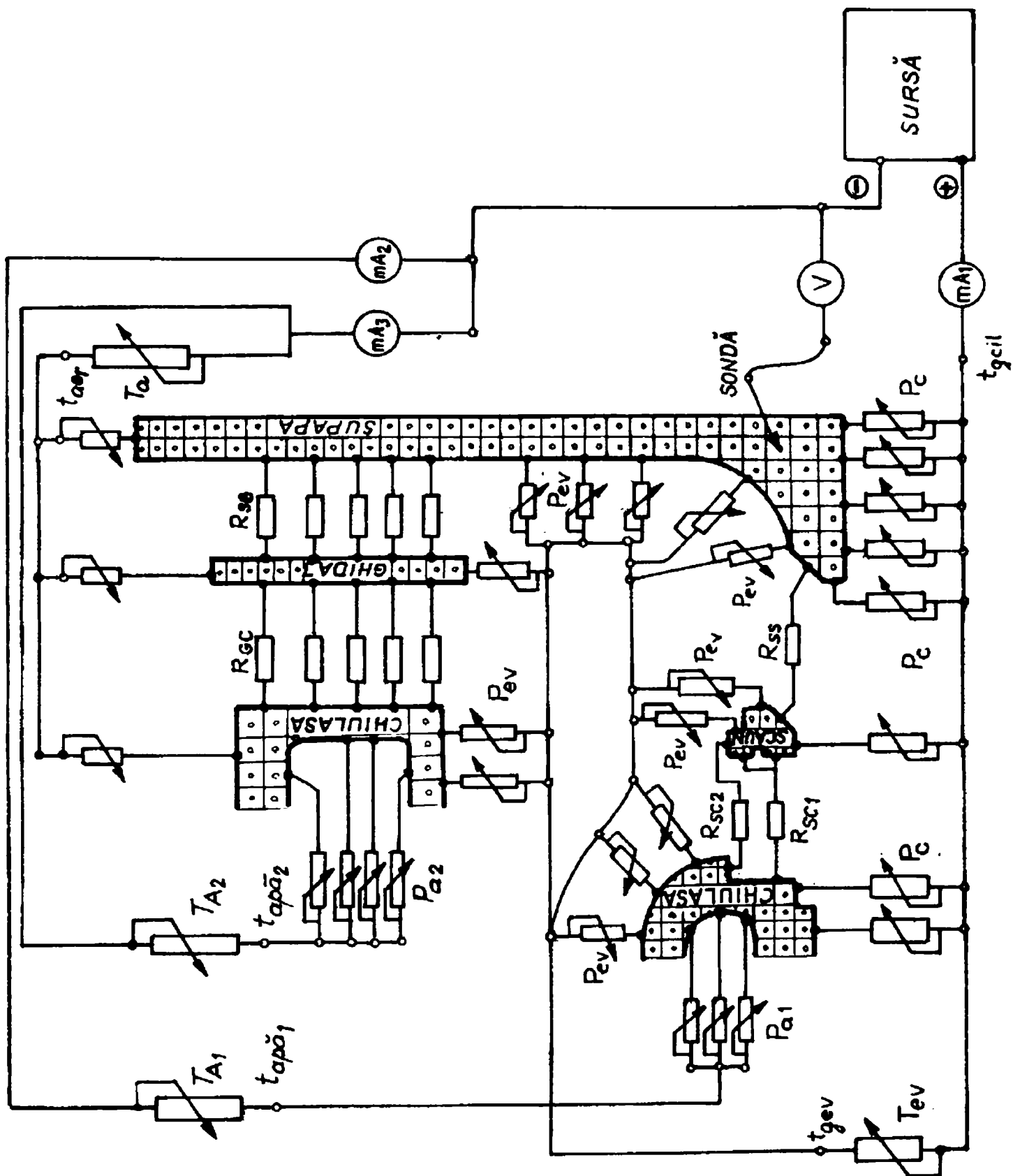
$$R_{5,6} = \frac{r \Delta \varphi R_N}{2 \lambda \Delta h \cdot \Delta r}$$

Figura 3.9.

valori normalizate cu toleranța de $\pm 1\%$ sau $\pm 0,5\%$ (E96 sau E192 STAS 6838). Se pot cupla elemente cu formă diferită, cu condiția conectării corecte a rezistențelor.

Se pot realiza ușor și modele bidimensionale având elementele din patru rezistențe. La probleme plane 4 rezistențe identice, iar la probleme cu câmpul de temperaturi cu simetrie axială 4 rezistențe cu valorile corespunzătoare cu cele ale rezistențelor R_1, R_2, R_3, R_4 din figura 3.9. Legarea rezistențelor pentru un element se face ca și R_1-R_4 din figura de mai sus. Rezistențele corespunzătoare condițiilor de contur se realizează asemănător cu modelele anterioare.

La catedra de Termotehnică și mașini termice a Universității "Politehnica" Timișoara, sub conducerea și cu participarea autorului, s-a realizat o instalație de modelare "universală", adică utilizabilă pentru modelarea câmpului de temperaturi din piese diferite. Instalația a fost folosită cu succes la modelarea câmpului de temperaturi din diferite variante constructive ale pistonului unor motoare prototip pentru autocamioane (contract cu INMT Brașov) respectiv pentru modelarea câmpului de temperaturi din supapa de evacuare al motorului ALCO R251 (contract cu filiala INMT Timișoara) [24,26]. Schema electrică a acestui model este reprezentată în figura 3.10. Notațiile speciale din figură : $P_c, P_{ev}, P_{a1}, P_{a2}$ - sunt potențiometre pentru modelarea schimbului de căldură cu gazele din cilindru, cu gazele din canalul de evacuare, cu apa de răcire din chiulasă de lângă scaun, respectiv de lângă bucușă de ghidaj. $R_{ss}, R_{sc1}, R_{sc2}, R_{sg}, R_{gc}$ sunt rezistențe pentru modelarea rezistențelor termice de contact dintre supapă-scaun, scaun-chiulasă la suprafețele 1 și 2, supapa-ghidaj, ghidaj-chiulasă. Miliampermetrele mA_1, mA_2, mA_3 (Multimetru numeric E302 IEMI București și două multimetre MF35 IAEM Timișoara) au servit pentru măsurarea fluxurilor de căldură de la gazele din



3.10. Schema electrică a modelului cu rezistențe finite, pentru modelarea câmpului de temperaturi din supapa de evacuare a motorului ALCO R 251

cilindru la baza talerului, respectiv de la supapă la scaun și cel cedat prin tijă.

Pentru controlul stabilității reglajului două multimetre electronice digitale E 0302 au indicat în continuu tensiunea corespunzătoare temperaturii gazelor din cilindru și din canalul de evacuare. Măsurarea tensiunii din nodurile rețelei și controlul tuturor tensiunilor s-a făcut cu voltmetrul numeric de precizie E 0303 (IEMI București). Modelul a fost alimentat de la o sursă dublă de tensiune I 4102 la tensiunea continuă corespunzătoare temperaturii medii a gazelor din cilindru.

Elementele (vezi fig.3.9.) au fost modelate din rezistențe cu peliculă metalică de precizie seria E96($\pm 1\%$) sau selecționate, iar cele cu valori care nu s-a putut realiza din rezistoare existente au fost bobinate din manganină. Rezistențele au fost montate pe o placă de sticlotextolit de 36X40 mm prevăzută la un capăt cu conector fișă tip CRIF11AD cu 11 contacte (CONNECT București). La primele 6 contacte au fost lipite capetele rezistențelor în ordinea de la figura 3.9., iar la contactul 7 a fost conectat nodul elementului. Fotografia acestui modul reprezentând un element este prezentat în figura 3.11.a. Figura 3.11.b reprezintă un modul cu potențiometre semireglabile pentru modelarea condițiilor de contur.

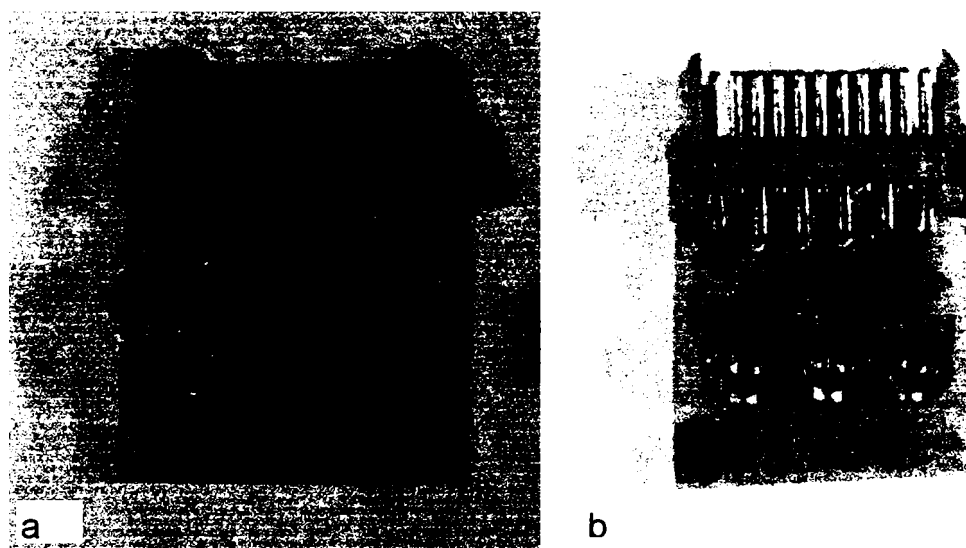


Figura 3.11.

Aceste module au fost montate pe un panou realizat din 1000 (50X20) conectoare de tip priză CRIP 11AW cu 11 contacte pentru wrapping (fiind pereche cu CRIF 11AD). Modulele au fost introduse în conectoare priză. Interconectarea modulelor s-a realizat prin legarea contactelor cu numere corespunzătoare. Fotografia panoului din spate (se văd modulele montate) este prezentată în figura 3.12., iar vederea modelului din față, cu aparatele de măsură, în figura 3.13.

În figura 3.14. sunt prezentate rezultatele măsurătorilor din nodurile elementelor, iar în figura 3.15. sunt trasate izotermele construite pe baza datelor din 3.14. În ambele figuri sunt reprezentate rezultatele de la două regimuri diferite. Regimului nominal corespund datele din stânga axei de simetrie, iar suprasarcinii cele din dreapta. Izotermele sunt trasate aproximativ.

Dintre modelele electroanalogice prezentate acest model este cel mai bun, însă este și cel mai costisitor, necesitând totodată mult efort pentru realizare. Odată realizat, se poate ușor adapta pentru modelarea altor piese. Față de modelarea numerică nu este performant.

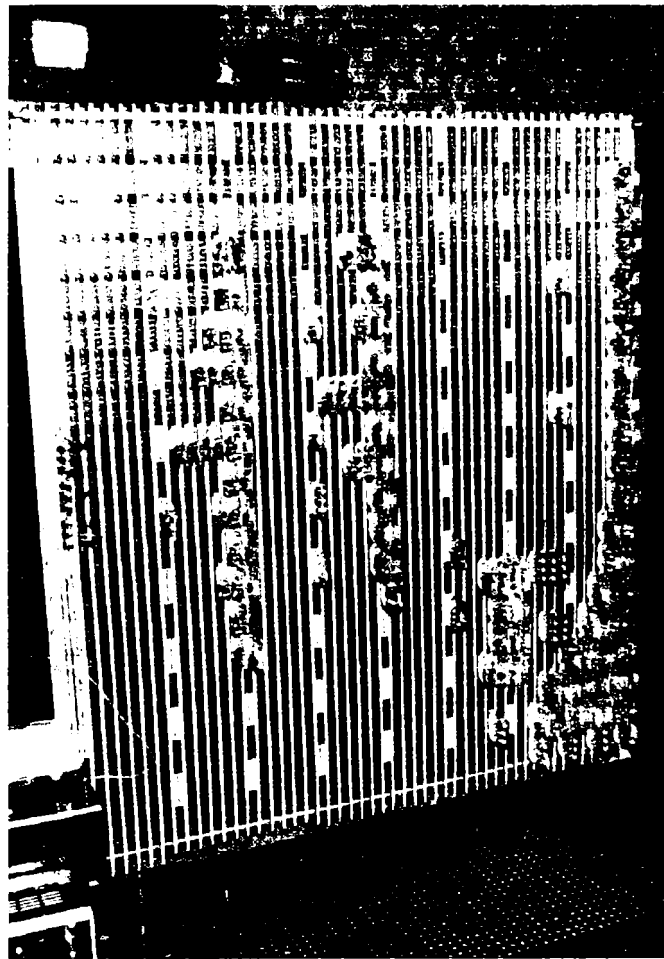


Figura 3.12.

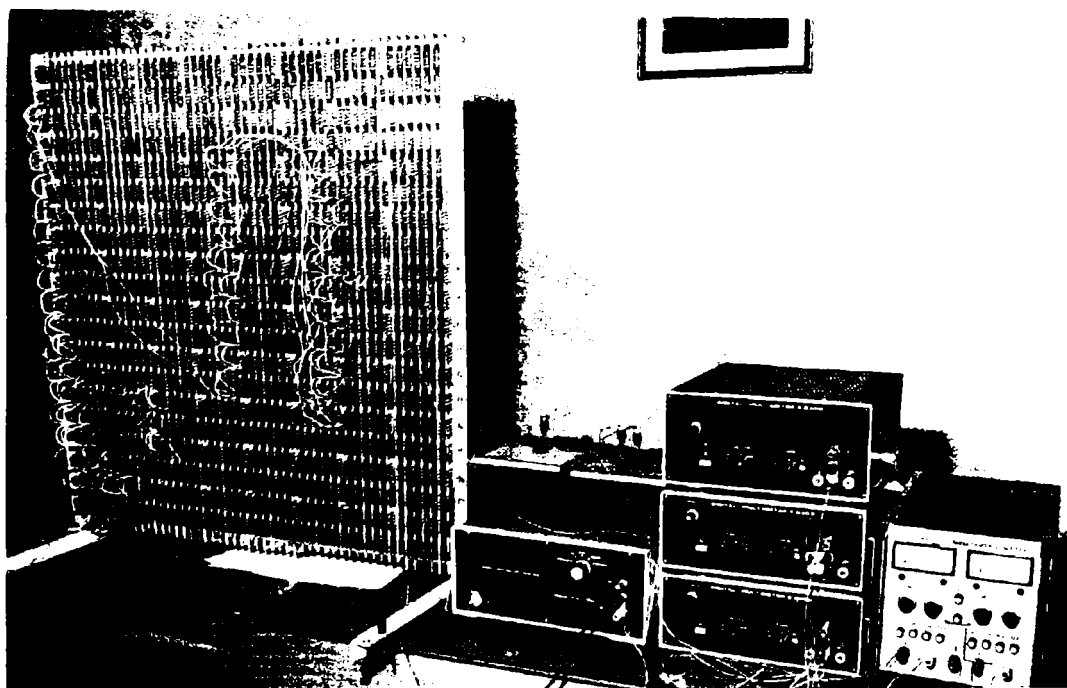


Figura 3.13.

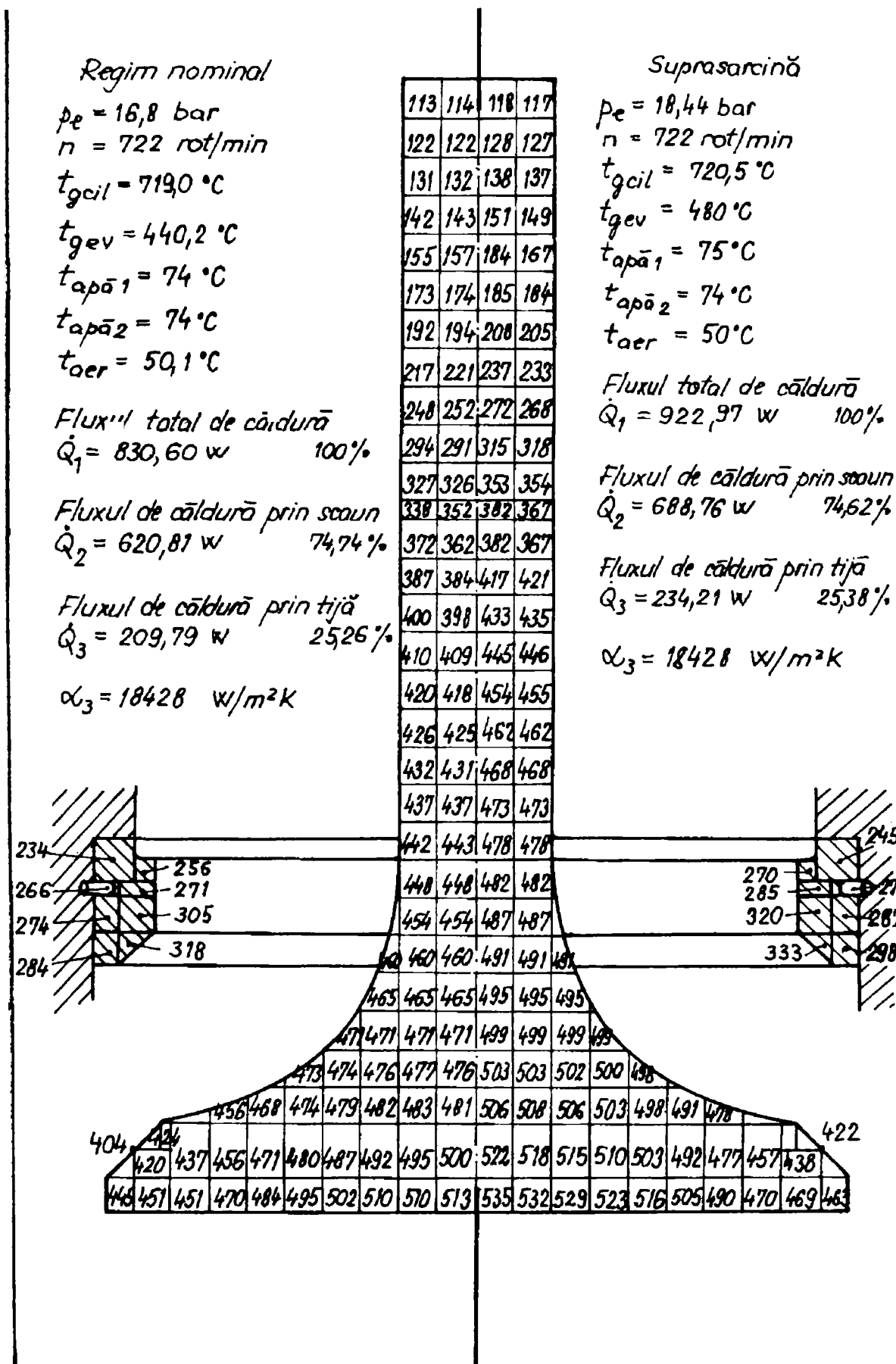


Figura 3.14.

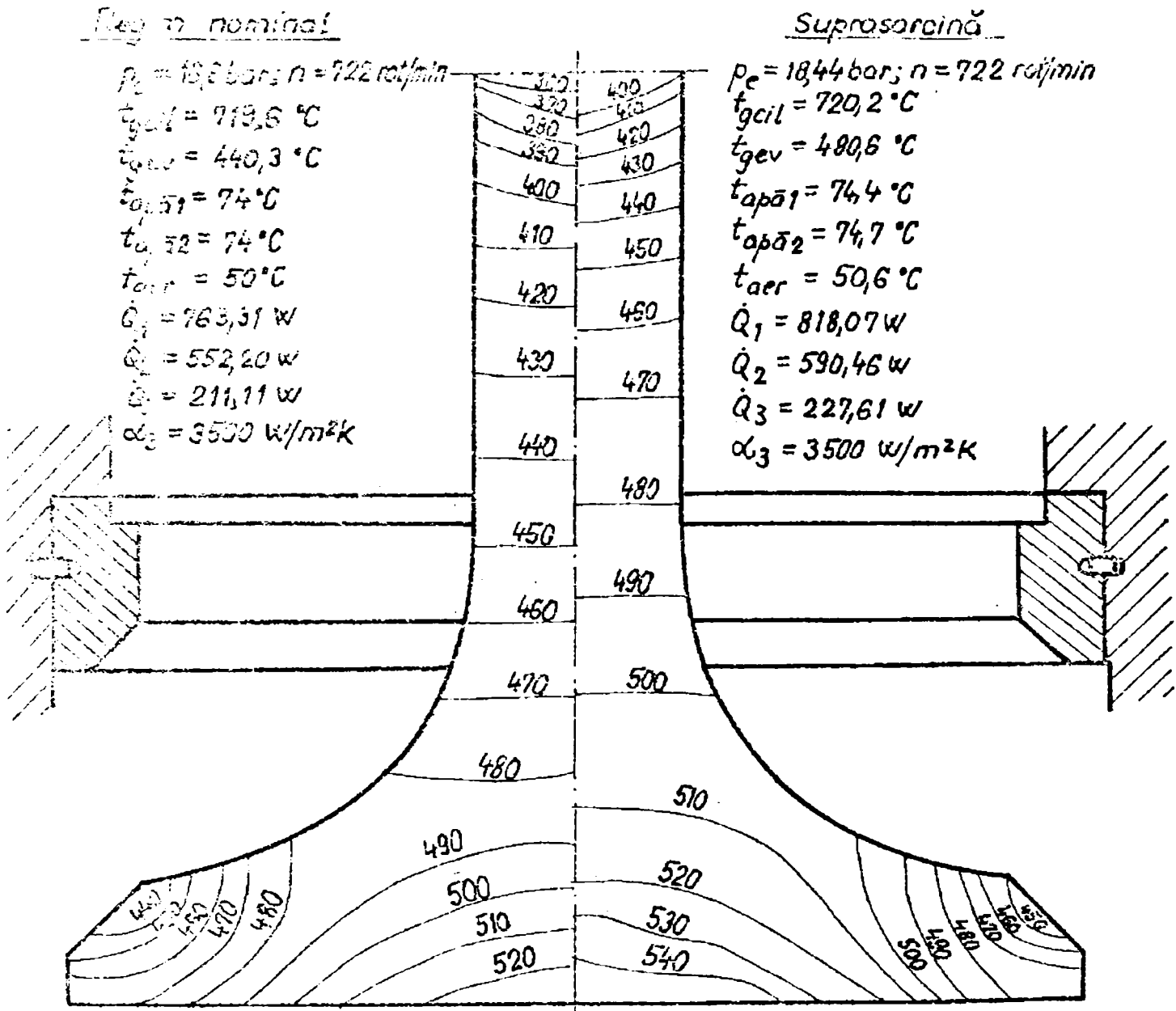


Figura 3.15.

3.2. Modelarea numerică a câmpului de temperaturi. Din cauza imposibilității integrării ecuației conductivității căldurii (ec.1.2.,1.3.) cu metode analitice în cazul corpurilor de formă geometrică complicată (cum este și supapa de evacuare), se recurge la metode numerice de aproximare. Metodele de aproximație introduc erori, de aceea este importantă studierea condițiilor în care se pot obține rezultate numerice cât mai precise, cu economie de timp de calcul. În urma dezvoltării spectaculoase a tehnicii de calcul și metodele numerice au luat o dezvoltare deosebită, devenind, prin diferitele programe specializate existente, metode adaptate pentru calculator. Metodele de aproximare numerică reduc ecuațiile diferențiale sau integrale care simulează sistemul fizic modelat cu o infinitate de grade de libertate, împreună cu condițiile de contur, la un sistem de ecuații algebrice cu un număr finit de grade de libertate. La rezolvarea problemei discutate s-au folosit metodele: metoda diferențelor finite și

metoda elementelor finite (MEF), ambele fiind cazuri particulare a metodelor reziduuului ponderat.

3.2.1. Metoda diferențelor finite [44] constă în înlocuirea diferențialelor din ecuațiile diferențiale cu diferențe finite, cea ce înseamnă geometric: trecerea de la tangentă la coardă; matematic: restrângerea dezvoltării în seria Taylor. Aspectul fizic constă în înlocuirea structurii reale printr-o rețea, de obicei cu pas constant, care acoperă întregul domeniu în care dorim să determinăm câmpul de temperaturi. Pentru fiecare punct de intersecție (nod) al rețelei se va scrie câte o ecuație cu diferențe finite, iar la punctele de pe contur se pun condițiile de contur. Rezolvarea sistemului de ecuații astfel obținut reprezintă soluția aproximativă a problemei. Cu cât pasul rețelei este mai mic cu atât aproximația este mai apropiată de soluția exactă, însă și numărul ecuațiilor din sistem este mai mare. Fiindcă MEF la același efort de calcul oferă precizie mai mare în majoritatea problemelor, la ora actuală este preferată față de metoda diferențelor finite, deși la început cea din urmă a fost preferată la determinarea câmpurilor de temperaturi [9,40].

3.2.2. Metoda elementelor finite [37,40,58,59,100..] folosește în cele mai multe cazuri un principiu variațional. Rezolvarea unei ecuații diferențiale cu calculul variațiilor într-un anumit domeniu, cu anumite condiții de contur înseamnă minimizarea în acel domeniu a unei mărimi funcționale corespunzătoare ecuației diferențiale și condițiilor de contur date. Caracteristic pentru MEF că minimizarea se face pe subdomeniile domeniului studiat, numite *elemente finite*, care sunt legate între ele prin puncte numite *noduri*. Funcția necunoscută (în cazul nostru temperatura) continuă pe tot domeniul analizat pe elementele finite este înlocuită printr-un set de funcții convenționale, continuă doar pe subdomeniu. Ca urmare a minimizării funcționalei în toate elementele finite și asamblării pe tot domeniu a efectelor obținute pe elemente finite, rezultă un sistem de ecuații algebrice prin a cărui rezolvare se obțin valorile funcției în noduri.

Principalele avantaje ale MEF față de metoda diferențelor finite sunt următoarele:

-Posibilitatea modelării ușoare a corpurilor cu formă geometrică complicată cu elemente finite cu dimensiuni și forme diferite, potrivite formei corpului studiat.

-Posibilitatea adaptării ușoare a dimensiunilor elementelor finite la mărimea gradientului funcției necunoscute.

-Existența unor programe cu grad mare de generalitate, apte să rezolve o gamă largă de probleme din mai multe domenii.

Dezavantajele ar fi constat din pregătirea destul de laborioasă a introducerii datelor necesare rezolvării programului cum ar fi geometria piesei, discretizarea modelului, proprietățile fizice ale materialului, sau ale materialelor, condițiile de contur. Prelucrarea rezultatelor furnizate este de asemenea foarte laborioasă cum ar fi trasarea izotermelor, calculul fluxurilor locale de căldură, etc. Din această cauză există programe speciale de preprocesare și de postprocesare care ușurează foarte mult aceste operații. În aceste condiții singurele probleme care ar putea fi amintite ca dezavantaj este costul relativ ridicat al programelor specializate și că aceste programe pot fi rulate cu succes numai cu ajutorul unor calculatoare performante.

Fiindcă în cele ce urmează vom folosi această metodă, voi prezenta pe scurt modul de aplicare. Integrarea ecuației conducției căldurii (1.2.) în condițiile de contur (1.4.-1.6.) este echivalentă cu minimizarea funcționalei:

$$J = \int_V \left\{ \frac{1}{2} \left[\lambda_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] - \left(M - c\rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \right) T \right\} dV - \int_{S_2} \dot{q} T dS + \int_{S_3} \alpha T \left(\frac{1}{2} T - T_{ext} \right) dS \quad 3.6.$$

unde $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ sunt conductivitățile termice după direcțiile x, y, z (în cazul materialului izotrop $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$), M - fluxul de căldură debitat de sursa interioară de căldură. Pentru cazul plan și staționar (pe care voi prezenta, fiind mai scurt) vor lipsi derivatele parțiale în funcție de z respectiv τ .

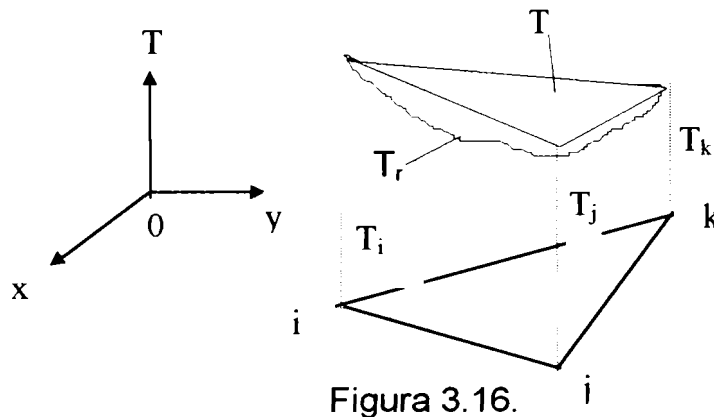


Figura 3.16.

În cazul alegerii elementului triunghiular cu trei noduri (cel mai simplu) i, j, k raportat la coordonatele globale xOy , prezentat în figura 3.16., funcția de aproximare $T(x, y, z)$ a funcției reale de distribuție a temperaturii $T_r(x, y, z)$ va fi un polinom de gradul întâi de forma:

$$T = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \quad 3.7.$$

Coeficienții $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ sunt coordonate generalizate care se determină din condiția ca în cele trei noduri funcția de aproximare să capete valorile nodale T_i, T_j, T_k :

$$\begin{aligned} T_i &= \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i \\ T_j &= \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j \\ T_k &= \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k \end{aligned} \quad 3.8.$$

Din rezolvarea sistemului 3.8. rezultă coordonatele generalizate:

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= \frac{1}{2Ae} (a_i T_i + a_j T_j + a_k T_k) \\ \alpha_2 &= \frac{1}{2Ae} (b_i T_i + b_j T_j + b_k T_k) \\ \alpha_3 &= \frac{1}{2Ae} (c_i T_i + c_j T_j + c_k T_k)\end{aligned}\quad 3.9.$$

în care Ae este aria elementului finit:

$$Ae = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_k & y_k \end{vmatrix}, \quad 3.10.$$

iar a, b, c sunt coeficienți constanți (fiindcă depind numai de coordonatele nodurilor) cu următoarele valori:

$$\begin{aligned}a_i &= x_j y_k - x_k y_j \\ a_j &= x_k y_i - x_i y_k \\ a_k &= x_i y_j - x_j y_i \\ b_i &= y_j - y_k \\ b_j &= y_k - y_i \\ b_k &= y_i - y_j \\ c_i &= x_k - x_j \\ c_j &= x_i - x_k \\ c_k &= x_j - x_i\end{aligned}\quad 3.11.$$

Înlocuind 3.9. în 3.7. vom avea:

$$T = N_i T_i + N_j T_j + N_k T_k = \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \end{Bmatrix} = [N] \{T\}_e \quad 3.12.$$

$$\begin{aligned}N_i &= \frac{1}{2Ae} (a_i + b_i x + c_i y) \\ N_j &= \frac{1}{2Ae} (a_j + b_j x + c_j y) \\ N_k &= \frac{1}{2Ae} (a_k + b_k x + c_k y).\end{aligned}\quad 3.13.$$

În care N_i, N_j, N_k sunt funcții de formă ale elementului finit dat, iar $[N]$ este matricea funcțiilor de formă a elementului. Astfel relația 3.12. exprimă variația funcției necunoscute T de aproximare în raport cu valorile sale din nodurile elementului finit $\{T\}_e$. Funcțiile de formă au valoare egală cu 1 în nodurile la care se referă și zero în celelalte noduri (în nodul i $N_i=1$, iar în j și k $N_j=0$ etc.), între noduri variația este liniară. Derivatele funcției de interpolare în raport cu coordonatele x, y (gradientii) sunt constante, funcția fiind liniară. Aceste derivate sunt:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} [N] \{T\}_e = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_k}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \end{Bmatrix} = \frac{1}{2Ae} (b_i T_i + b_j T_j + b_k T_k)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} [N] \{T\}_e = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_k}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \end{Bmatrix} = \frac{1}{2Ae} (c_i T_i + c_j T_j + c_k T_k) \quad 3.14.$$

Astfel gradientul de temperatură va fi exprimat:

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial T_e}{\partial x} \\ \frac{\partial T_e}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{\partial N_j}{\partial x} & \frac{\partial N_k}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_j}{\partial y} & \frac{\partial N_k}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \end{Bmatrix} = [B] \{T\}_e \quad 3.15.$$

Deoarece funcția care aproximează temperatură este continuă doar pe fiecare element în parte (nu și pe întreaga structură) integrarea se poate face pe elemente. Astfel funcționala J pe toate structura compusă din m elemente se va scrie, pentru problema plană staționară, ca o sumă:

$$J = \sum_1^m J_e$$

$$J = \sum_1^m \left\{ \int_{V_e} \frac{1}{2} \left[\lambda_x \left(\frac{\partial T_e}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial T_e}{\partial y} \right)^2 \right] dV - \int_{V_e} M T_e dV - \int_{S2} \dot{q} T dS + \int_{S3} \alpha T_e \left(\frac{1}{2} T_e - T_{ext} \right) dS \right\} \quad 3.16.$$

Înlocuind 3.15. în 3.16. și notând cu $[D]$ matricea coeficientul de conductivitate termică:

$$[D] = \begin{bmatrix} \lambda_x & 0 \\ 0 & \lambda_y \end{bmatrix}, \quad 3.17.$$

funcționala se va scrie pentru un singur element:

$$J_e = \int_{V_e} \frac{1}{2} ([B] \{T\}_e)^T [D] [B] \{T\}_e dV - \int_{V_e} M [N] \{T\}_e dV - \int_{S2e} \dot{q} [N] \{T\}_e dS +$$

$$+ \int_{S3e} \frac{\alpha}{2} ([N] \{T\}_e)^2 - \int_{S3e} \alpha T_{ext} [N] \{T\}_e dS \quad 3.18.$$

Ținând seama că volumul elementului este aria \times grosimea, adică $dV = dA \times h$ și suprafețele pot fi scrise ca $dS = dl \times h$, unde dl este lungimea laturii elementului considerat, derivata funcționalei va fi:

$$\frac{\partial J_e}{\partial \{T\}_e} = h \left(\int_{Ae} [B]^T [D] [B] dA + \int_{le} [N]^T [N] dl \right) \{T\}_e - h \int_{Ae} M [N]^T dA - h \int_{le} \dot{q} [N]^T dl - h \int_{le} \alpha T_{ext} [N]^T dl \quad 3.19.$$

În relația de mai sus s-a considerat grosimea h constantă (de obicei la problemele plane h se consideră egală cu unitatea).

Dacă introducem notațiile:

$$[k] = h \int_{Ae} [B]^T [D] [B] dA + h \int_{l_3e} \alpha [N]^T [N] dl \quad 3.20.$$

$$\{f\} = h \int_{Ae} M [N]^T dA + h \int_{l_2e} \dot{q} [N]^T dl + h \int_{l_3e} \alpha T_{ext} [N]^T dl \quad 3.21.$$

avem:

$$\frac{\partial J_e}{\partial \{T\}_e} = [k] \{T\}_e - \{f\} \quad 3.22.$$

$[k]$ și $\{f\}$ sunt cu termeni imprumutați din problemele de elasticitate (unde a fost aplicat la început MEF) "matricea de rigiditate" respectiv vectorul "forțelor".

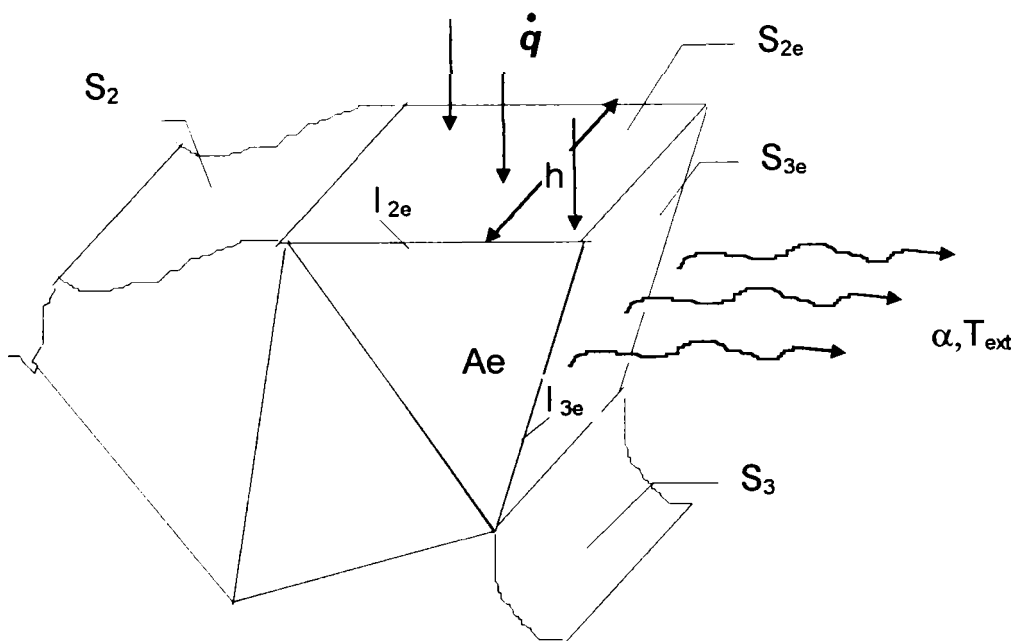


Figura 3.17.

În calculul transferului de căldură matricea $[k]$ este matricea caracteristicilor fizice a elementului, care conține mărimile fizice ale transmiterii căldurii prin conducție în interiorul elementului, iar prin convecție pe conturul acestuia. Vectorul $\{f\}$ în acest caz reprezintă vectorul încărcării termice și anume:

-primul termen reprezintă aportul surselor interioare de căldură M pe elementul cu volumul $V_e = h \cdot A_e$;

-termenul al doilea exprimă contribuția densității fluxului de căldură \dot{q} ce trece prin suprafața $S_{2e} = h \cdot l_{2e}$;

-termenul al treilea exprimă contribuția căldurii schimbate prin convecție (caracterizată prin α, T_{ext}) prin suprafața $S_{3e} = h \cdot l_{3e}$.

Minimul funcționalei J se obține anulând derivata în raport cu temperaturile din toate nodurile structurii:

$$\frac{\partial J}{\partial \{T\}} = \frac{\partial}{\partial \{T\}} \sum_1^m J_e = \sum_1^m \frac{\partial J_e}{\partial \{T\}_e} \quad 3.23.$$

Dacă înlocuim 3.22. în 3.23. vom obține sistemul de ecuații al structurii:

$$\sum_1^m ([k]\{T\}_e - \{f\}) = 0 \quad 3.24.$$

sau:

$$[K]\{T\} = \{F\} \quad 3.25.$$

unde $[K] = \sum_1^m [k]$ este matricea de "rigiditate" a structurii, $\{F\} = \sum_1^m \{f\}$ este vectorul

încărcării pentru întreaga structură, iar $\{T\}$ este vectorul temperaturilor necunoscute pentru toată structura. Matricea $[K]$ și vectorul $\{F\}$ rezultă prin asamblarea matricelor $[k]$ și a vectorilor $\{f\}$ corespunzătoare elementelor finite constituate. În urma rezolvării ecuației 3.25. va rezulta vectorul $\{T\}$ care practic reprezintă câmpul de temperaturi al piesei, adică valoarea temperaturilor în nodurile întregii structuri.

3.3. Concluzii:

Analizând avantajele metodei elementului finit, prezentate la începutul paragrafului precedent se pot remarca calitățile acestei metode față de modelarea electroanalogică.

Fiind metodă de modelare numerică elimină în primul rând erorile cauzate de imprecizia datorată confecționării și reglării modelului electroanalogic (cum ar fi eventualele căderi de contact sau modificări de rezistivitate electrică datorită temperaturii sau a schimbării concentrației de săruri etc.)

Ca dezavantaj s-ar putea aminti pe lângă costul ridicat al calculatoarelor performante, că și această metodă este laborioasă, cerând un volum destul de mare de lucru la introducerea datelor inițiale și la prelucrarea rezultatelor chiar și în cazul utilizării programelor specializate de pre și postprocesare. Acest volum de lucru este mai redus decât cel necesar confecționării și reglării modelelor electroanalogice de orice fel.

În concluzie este indicat, ca analiza stării termice a organelor motoarelor cu ardere internă expuse încălzirii, să se facă prin metoda elementului finit cu ajutorul programelor specializate.

4.MĂSURĂTORI EXPERIMENTALE

Cu scopul verificării corectitudinii condițiilor de contur calculate pe baza formulelor prezentate în capitolul 2. și a evidențierii influenței unor parametri ale motorului asupra stării termice a supapei de evacuare am realizat un **stand calorimetric** pentru punerea în evidență a contribuției răcirii cu sodiu asupra căldurii evacuate prin tija supapei și un **stand complex** pentru determinarea stării termice a organelor ce delimitează camera de ardere al motorului (realizat în colaborare cu Dr.ing. Vasile Radu [7,67])

4.1.Standul calorimetric

4.1.1.Descrierea standului: Standul calorimetric prezentat în figurile 4.1.a și b este un model experimental construit din elementele mecanismului de distribuție de la motorul MTU 331și anume: 1-supapa de evacuare având tija prevăzută cu răcire cu sodiu,1a- bucușă de ghidaj,2- arcurile supapei cu discurile ,3-culbutor, 8-tachet, 9- arbore cu came montate pe un batiu 7. Tot pe batiu este montat în jurul bucușei de ghidare incinta calorimetrică (camera de răcire) 4 cu izolație termică 5. Pe supapă a fost montat un încălzitor electric 6, deasemenea izolat, permițând să treacă căldura doar în direcția supapei. Apa de răcire intră în incinta calorimetrică prin ștuțul 10a și iese prin ștuțul 10b. Batiul standului a fost fixat pe batiul 13 a bancului de ceticubat pompe de injecții cu ajutorul șuruburilor 12, iar prin intermediul cuplajului 11 variatorul de turație al bancului a pus în mișcare arborele cu came 9. Punctele roșii pe tijă marchează locul termocuplelor (cel inferior măsoară temperatura sodiului în centrul cavității de răcire din tijă, celălalte măsoară temperatura peretelui tijei).

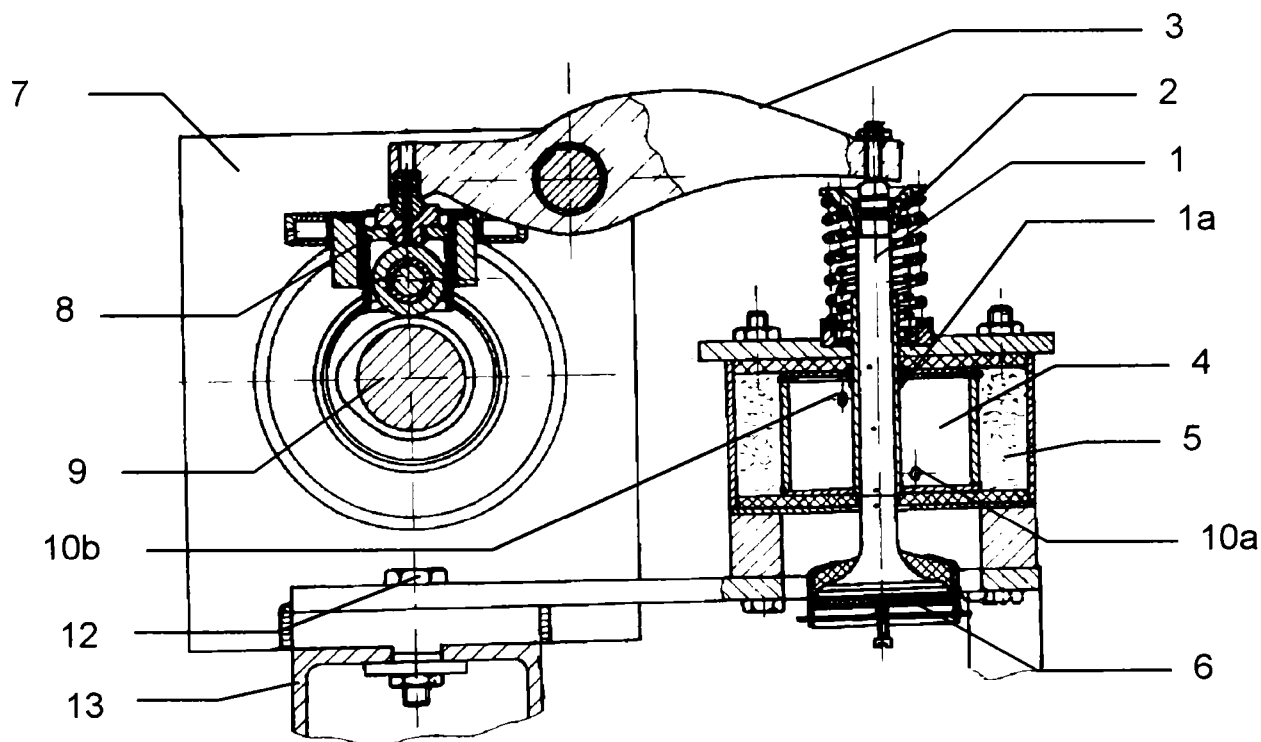


Figura 4.1.a. Stand calorimetric, secțiunea B-B

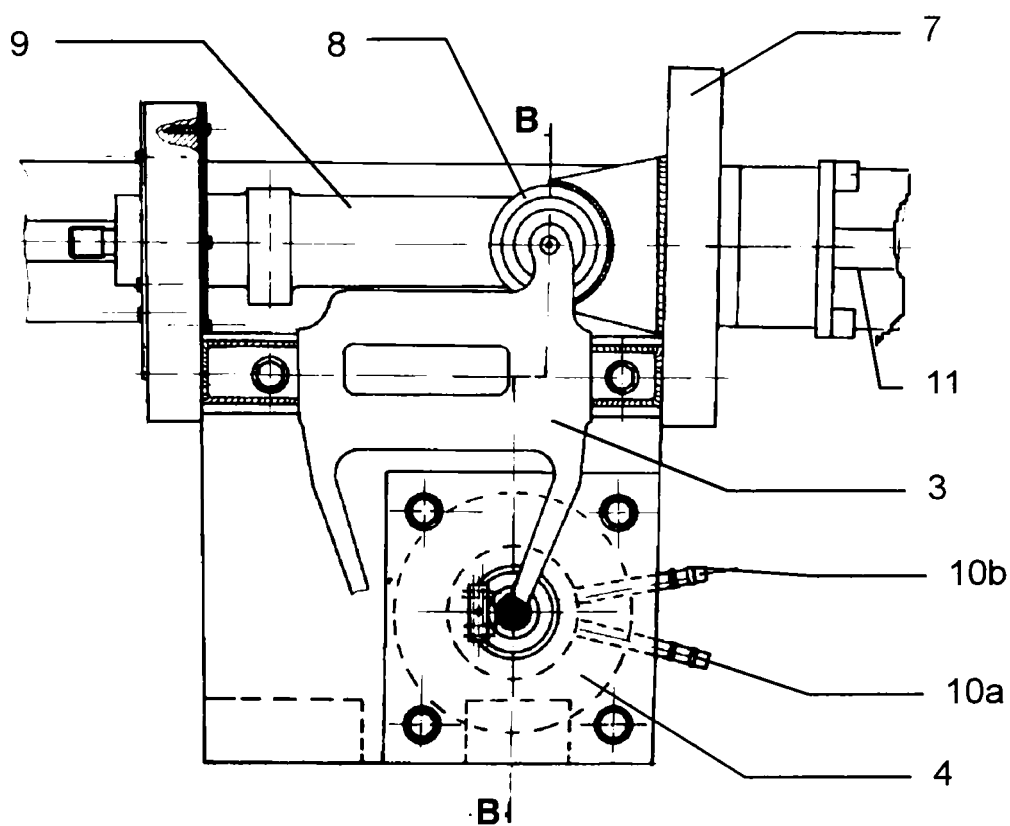


Figura 4.1.b Stand calorimetric, vedere de sus.

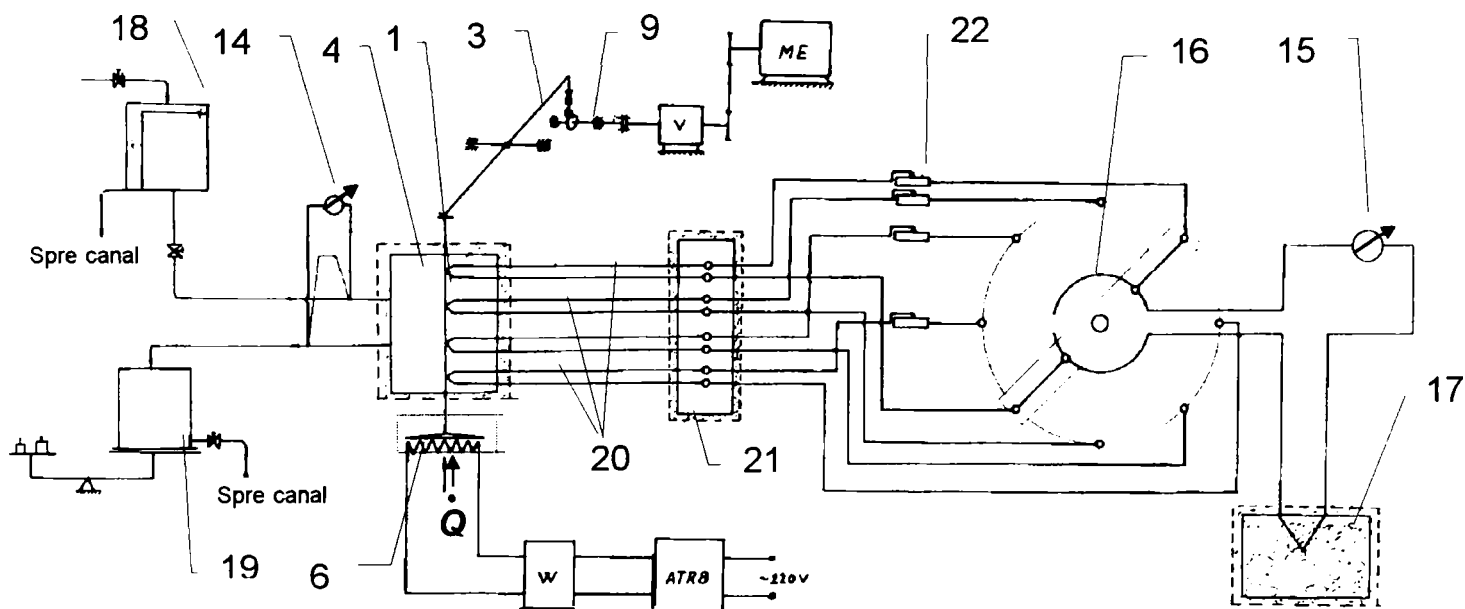


Figura 4.2. Schema bloc a standului calorimetric

În figura 4.2. (am păstrat semnificația cifrelor din figura 4.1.) este prezentată schema bloc a standului calorimetric, cu ajutorul căreia se poate urmări componenta instalației de măsurare și modul de desfășurare a măsurătorilor. Supapa de evacuare 1 a fost încălzită electric cu încălzitorul 6 alimentat cu de la un autotransformator ATR8, care a permis reglarea puterii de încălzire, putere măsurată cu trusa Wattmetrică Metra QN10 (W).

Căldura ce trece prin tijă și bucușă de ghidaj la apa de răcire este receptată în incinta calorimetrică 4. Incinta este alimentată cu un debit constant de apă din rezervorul cu nivel constant 18. Acest debit este reglabil cu ajutorul unui robinet și este măsurat gravimetric cu ajutorul cântarului 19. Cu ajutorul termocuplei diferențiale 14, având ca aparat indicator un galvanometru multiflex, s-a măsurat diferența Δt dintre temperatura apei la ieșire și cea de la intrare. Trei din cele patru termocuple Thermocoax cromel-alumel 20 măsoară temperatura tijei supapei (la capetele și la mijlocul zonei răcite), iar cea de a patra măsoară temperatura sodiului. Termocuplele pot fi cuplate pe rând cu ajutorul comutatorului manual 16 (tip CM 12, FEA București) la microvoltmetrul 15 (tip V623 Metronik) și sudura rece amplasată într-un vas cu gheață 17. 21 este regleta și 22 rezistențele de echilibrare a circuitelor celor patru termocuple.

4.1.2. Măsurătorile efectuate: Cu scopul determinării influenței turației arborelui de distribuție și al verificării relațiilor existente în literatură pentru calculul coeficientului de schimb de căldură dintre sodiu și supapă, am efectuat măsurătorile prezentate în tabelul 4.1.

Tabela 4.1.

Nr.crt	n	\dot{Q}_{el}	t_{Na}	t_1	t_2	t_3	Δt	\dot{m}_{apa}	\dot{Q}_t
	rot/min	W	°C	°C	°C	°C	°C	kg/s	W
1.	400	200	146,5	84,5	36	25	1,9	0,00664	52,85
2.	500	200	146,0	84,5	38,5	25,5	2,1	0,00664	58,41
3.	600	200	146,0	94	42	26,4	2,35	0,00664	65,36
4.	700	200	109,6	93	58	32,5	2,75	0,00664	76,48

Dependența căldurii cedate prin tijă \dot{Q}_t de turația n este reprezentată în figura 4.3. Această dependență este descrisă de relația:

$$\dot{Q}_t = 41,5592 + 2,575 \cdot e^{n/268,66} [W] \quad 4.1$$

Din aceste măsurători se poate deduce și modul cum se mișcă sodiul topit din cavitatea supapei în timpul funcționării motorului. Cunoașterea acestei mișcări are importanță deosebită la calculul stării termice al supapei.

În cazul în care sodiul se amestecă datorită agitației produse de forțele de inerție, atunci temperatura lui va fi practic aceeași în întregul spațiu ocupat în cavitate. În cazul în care sodiul nu se amestecă, mișcându-se aidoma unui piston în cavitate, atunci căldura este transmisă prin conducție de a lungul său.

Modelând câmpul de temperaturi al supapei cu ajutorul metodei elementului finit în cele două ipoteze, am ajuns la concluzia că ipoteza doua este mult mai aproape de realitate, fiindcă temperaturile măsurate în locurile de instalare ale termocuplelor se pot reproduce prin

calcul doar în această ipoteză. Compararea câmpurilor de temperaturi obținute prin modelare în cea de a doua ipoteză cu valorile obținute prin măsurători este prezentată în figurile 4.2.a și b.

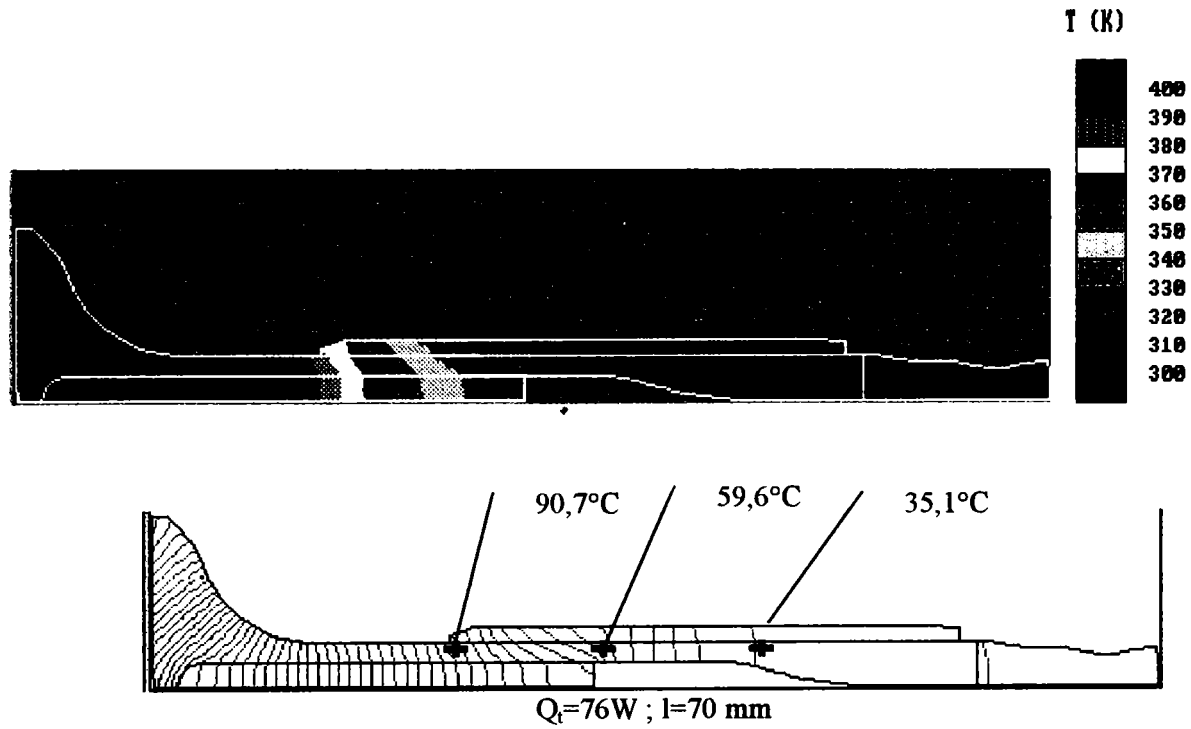


Figura 4.2.a Regimul 4 din Tabela 4.1

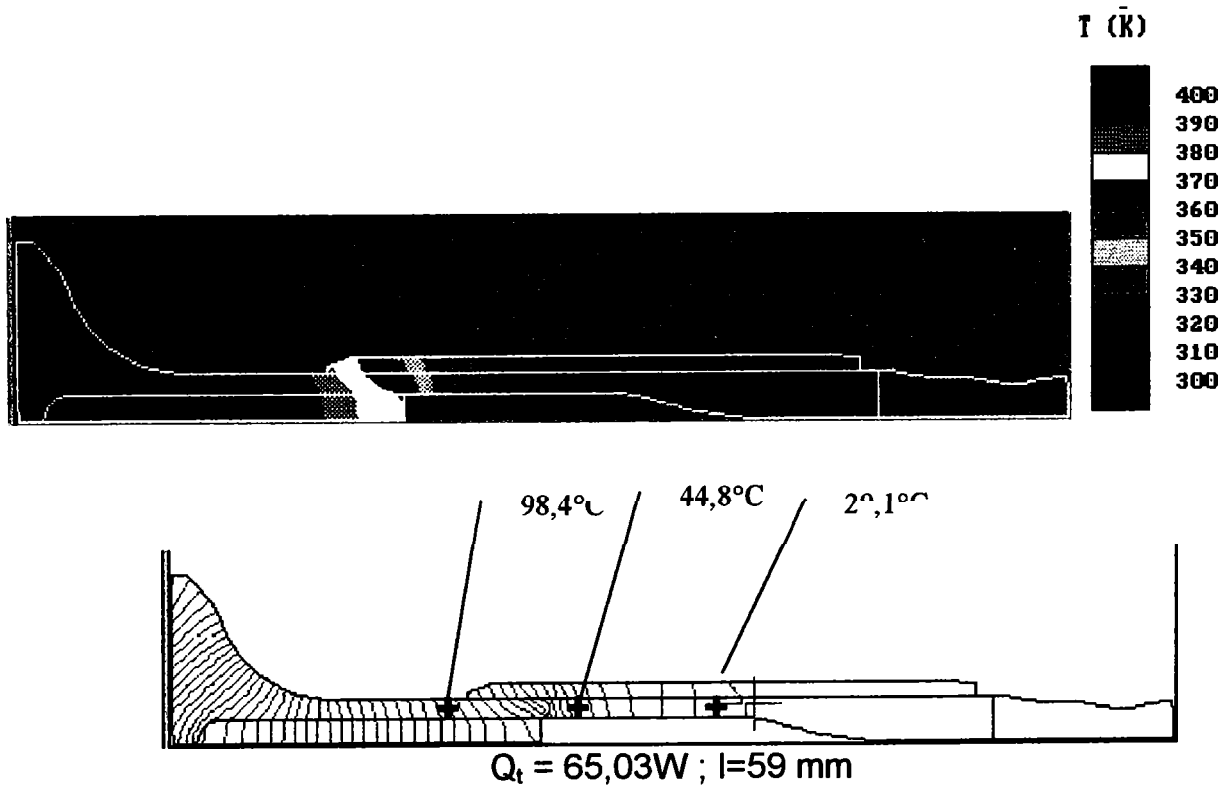


Fig.4.2.b. Regimul 3. Tabela 4.1.

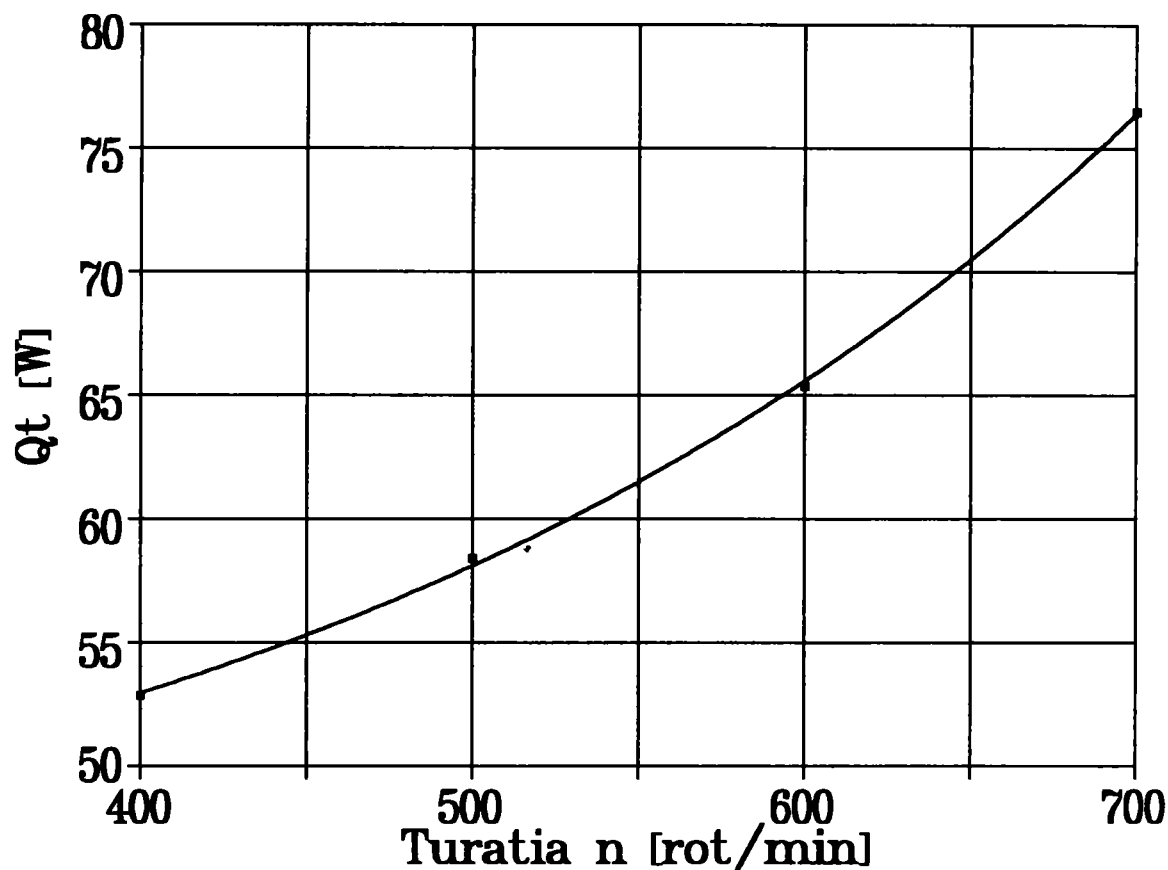


Figura 4.3.

Diagrama din figura 4.3. poate fi aproximată suficient de precis și printr-o dreaptă:

$$\dot{Q}_t = 20,463 + 0,07784 \cdot n \text{ [W]} \quad 4.1.a.$$

(patratul coeficientului de corelație $r^2=0,9739$), expresie, care va fi folosită la capitolul următor. Cu ajutorul acestei relații vom calcula coeficientul echivalent de conductivitate termică a sodiului. Deși relația 4.1. este mult mai precisă ($r^2=0.9995$), este valabilă doar pentru domeniul măsurat (pentru interpolare), prin extrapolare dă valori exagerat de mari.

4.2. Standul complex.

4.2.1. Descrierea standului Fotografia standului este prezentată în figura 4.4. iar schema ei în figura 4.5. Standul constă dintr-un motor monocilindric experimental 1, derivat din motorul MTU-331 cu S/D=155/165 mm, echipat pentru măsurători cu următoare dispozitive și aparate:

- pentru măsurarea momentului motor o frână hidraulică 2 produsă de IRA Timișoara,
- pentru măsurarea consumului orar de combustibil: cântarul 6,
- pentru măsurarea turației: traductorul inductiv 26 și frecvențmetrul reciproc 7 tip EO205 produs de IEMI București,
- pentru măsurarea consumului de aer diafragma dublă 10, având piezometrul diferențial cu tub U,
- pentru măsurarea debitului de apă de răcire vehiculată s-a folosit traductorul electromagnetic de debit 17 fabricat de ITRD Pașcani,
- osciloscopul IAN 101 (5), traductorul piezoelectric 22 și traductorul de unghi de rotație al arborelui cotit 23, pentru ridicarea diagramei indicate,
- fummetrul Hartridge pentru măsurarea gradului de fum (fiind folosit în paralel și un fummetru Bosch)



Fig.4.4. Fotografia standului complex

Cap.4. Măsurători experimentale

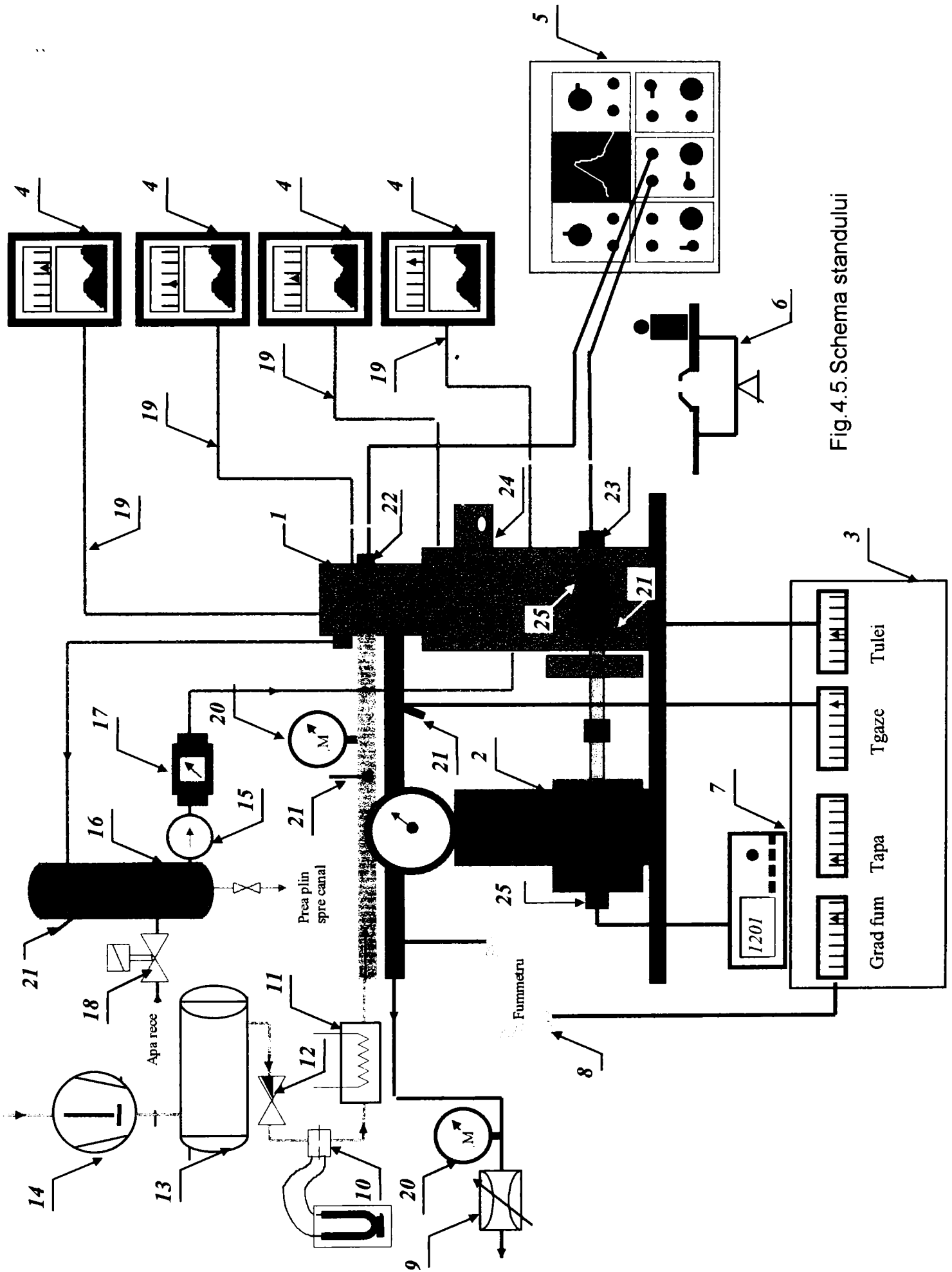


Fig.4.5.Schema standului

Notatiile din figura 4.5.:

1. Motor experimental monocilindric derivat din motorul MTU-331
2. Frâna hidraulică
3. Pupitru de comandă
4. Compensatoare electronice automate EA 036
5. Osciloscop IAN 108
6. Cântar pentru măsurarea consumului de combustibil
7. Frecvențmetru reciproc (pentru măsurarea turației)
8. Fummetru Hartridge
9. Obturator (drosel) pentru simularea turbinei cu gaz
10. Diafragma dublă cu tub U
11. Preîncălzitor de aer
12. Reductor regulator de presiune pentru aer
13. Rezervor tampon
14. Compresor cu piston EC-10
15. Pompă pentru circulația apei de răcire (antrenat independent)
16. Rezervor de amestec
17. Traductor electromagnetic de debit
18. Electroventil
19. Fascicule de cabluri de compensație pentru termocuplele Cromel-Alumel.
20. Manometre
21. Termometre cu mercur, termorezistențe, termocuple
22. Traductor piezoelectric
23. Traductor de unghi de rotație
24. Pompa de injecție
25. Răcitor de ulei
26. Traductor inductiv de turație

Temperatura apei de răcire, a uleiului de ungere și cea a gazelor evacuate precum și gradul de fum au fost indicate de aparatele indicatoare de pe pupitrul 3 al standului. Temperatura aerului admis a fost măsurată cu termometru de sticlă cu mercur, iar presiunea aerului admis și cea a gazelor evacuate a fost măsurată cu ajutorul manometrelor etalon (clasa de precizie 0,6) 20. Supraalimentarea motorului a fost simulată cu ajutorul compresorului cu piston EC10 (Timpuri Noi București) și al obturatorului 9. Pe traseul de alimentare cu aer a fost un rezervor tampon 13 (12m^3), un reductor regulator de presiune 12 (10/0,2 bari) și un preîncălzitor de aer 11 (20kW), cu ajutorul cărora a fost posibilă realizarea unor regimuri de funcționare similare cu cele ale motorului turbosupraalimentat.

Pentru măsurarea temperaturilor în diferite puncte ale organelor ce delimitează camera de ardere a motorului am folosit termocuple Thermocoax Cromel-Alumel de tip AB Ti/05 Philips instalate după cum urmează:

- în chiulasă 14 puncte de măsurare,
- în supapa de evacuare 6 puncte de măsurare,
- în piston 16 puncte,
- în cămașa cilindrului 10 puncte de măsurare.

Semnalele furnizate de termocuplele Thermocoax, au fost înregistrate de 4 compensatoare electronice automate EA 036 fabricate de FEA București (4. Figura 4.5), fiecare putând înregistra câte 12 puncte. Pentru fiecare regim au fost înregistrate mai multe valori, la intervale de timp de 3 minute.

Cu scopul păstrării la o valoare constantă a temperaturii apei de răcire, standul a fost prevăzut cu rezervorul de amestec 16, în care în cazul depășirii temperaturii reglate s-a introdus apă rece cu ajutorul electroventilului 18. Electroventilul a fost comandat de un logometru regulator de temperatură (IAEM Timișoara) montat pe pupitrul 3, pe baza semnalului primit de termorezistența 21 instalată pe rezervorul 16.

Pistonul motorului a fost răcit cu ulei injectat dintr-o arteziană fixă în carter în canalul de răcire practicat în capul pistonului. Debitul acestui ulei de răcire a fost măsurat prin cântărire. La fiecare regim s-a întrerupt răcirea și s-a cronometrat timpul de umplere al unui rezervor aflat pe un cântar spre care a fost deviat uleiul.

4.2.2. Pregătirea supapei de evacuare pentru măsurători. Cu scopul determinării stării termice al supapei de evacuare au fost implantate cele 6 termocuple Thermocoax în acele puncte prin care trec principalele fluxuri de căldură. Astfel s-a instalat câte o termocuplă (vezi figura 4.6.) : în centrul talerului (pe fața dinspre cilindru) 1, în tijă 2, în centrul cavității de răcire umplut cu sodiu 3, pe raza medie a talerului pe fața dinspre cilindru 4, la mijlocul suprafeței conice de etanșare 5 și la mijlocul suprafeței dinspre galeria de evacuare 6. Termocuplele au fost fixate (exceptând termocupla Nr.3) la locul instalării prin lipitura tare cu argint. Orificiile pentru conducerea termocuplelor prin corpul talerului au fost practicate prin electroeroziune iar canalele din tijă prin frezare. Prin aceste trei canale (cu adâncime de 1,2 mm și lățime de 0,5mm) plasate de-a lungul generatoarei tijei au fost conduse termocuplele spre o regletă aflată în capacul special al culbutorilor. Acest capac special a fost confecționat cu scopul adăpostirii unui dispozitiv pentru rotirea supapei. Prin rotirea supapei termocuplele 2,4,5,6 (aflate la anumită distanță față de axa supapei) permit măsurarea temperaturii în $4n+2$ puncte (n fiind numărul pozițiilor supapei). La măsurători ne-am mulțumit cu 4 poziții ($n=4$), în care termocupla Nr.5. a fost orientată pe rând spre injector, spre canalul de evacuare, spre colțul chiulasei și spre volant. În aceste poziții au fost și în scaunul supapei implantate niște termocuple.

Dispozitivul de rotire a fost construit din următoarele elemente: discul superior al arcului supapei cu canal pentru gheară (figura 4.7. marcat cu săgeată și figura 4.7.a unde se poate vedea și ieșirea termocuplelor), cilindrul cu gheară (figura 4.8) prin care trece fascicolul de termocuple din supapă (se vede în fig. 4.7.), mânerul (se vede în fig.4.9). Discul superior al arcului a fost lipit de tija supapei cu adeziv Loctite IS495. Canalul pentru gheară a fost mai lung decât cursa supapei, astfel în timpul funcționării motorului o parte mai lungă sau mai scurtă a ghearei cilindrului (fig.4.8.) se afla permanent în canal. Porțiunea cu diametru mai mic a cilindrului (fig.4.8.) ,opusă ghearei a fost introdusă în locasul cilindric coaxial cu supapa de evacuare, practicat în capacul special, iar la capăt (ce a ieșit din locaș) s-a montat mânerul (fig. 4.9.). Pe mâner a fost montată o regletă la care au fost legate pe de o parte termocuplele supapei, pe de altă parte cablurile de compensație (19 fig.4,5) pentru conectarea termocuplelor la aparatul de înregistrare EA036. În interiorul cilindrului cu gheară termocuplele au fost înfășurate ca un arc elicoidal cu pas mare, având grijă să nu se frece de peretele interior al cilindrului, pentru a rezista mai bine la indoirile repetate din timpul

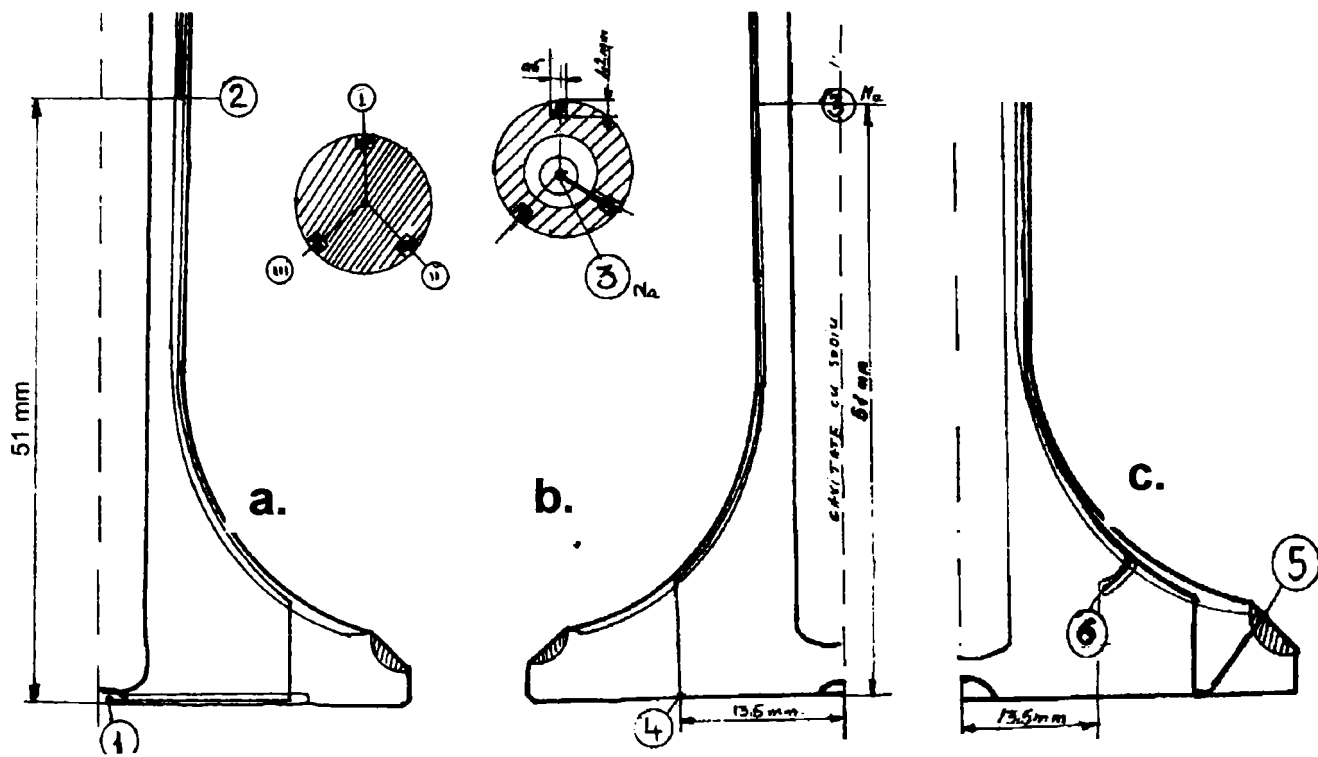


Fig.4.6. Montarea termocuplelor în supapa de evacuare

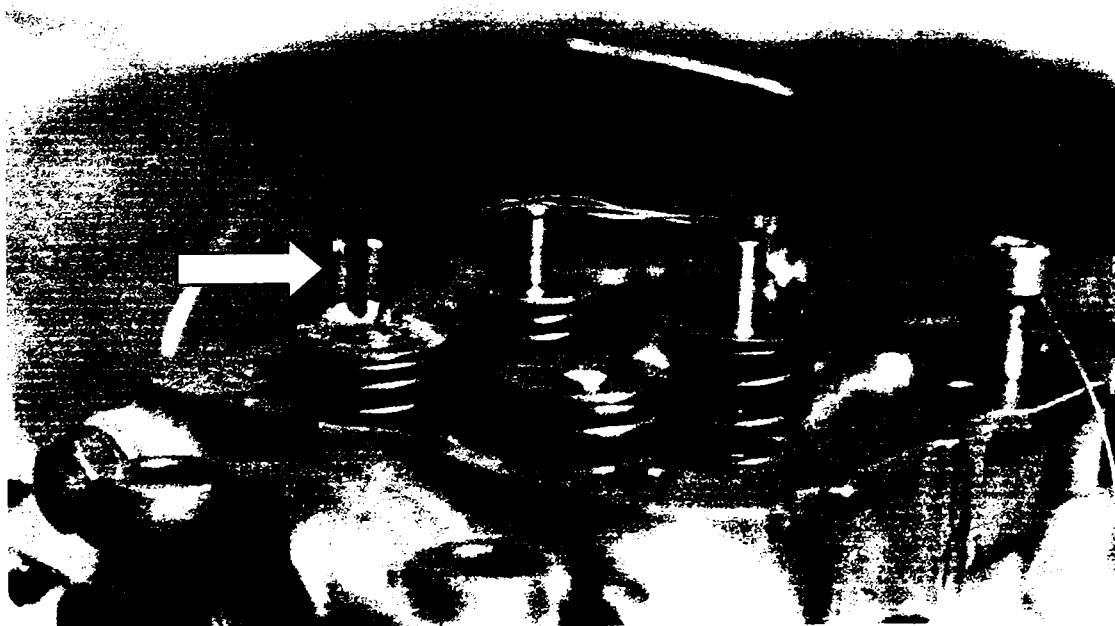
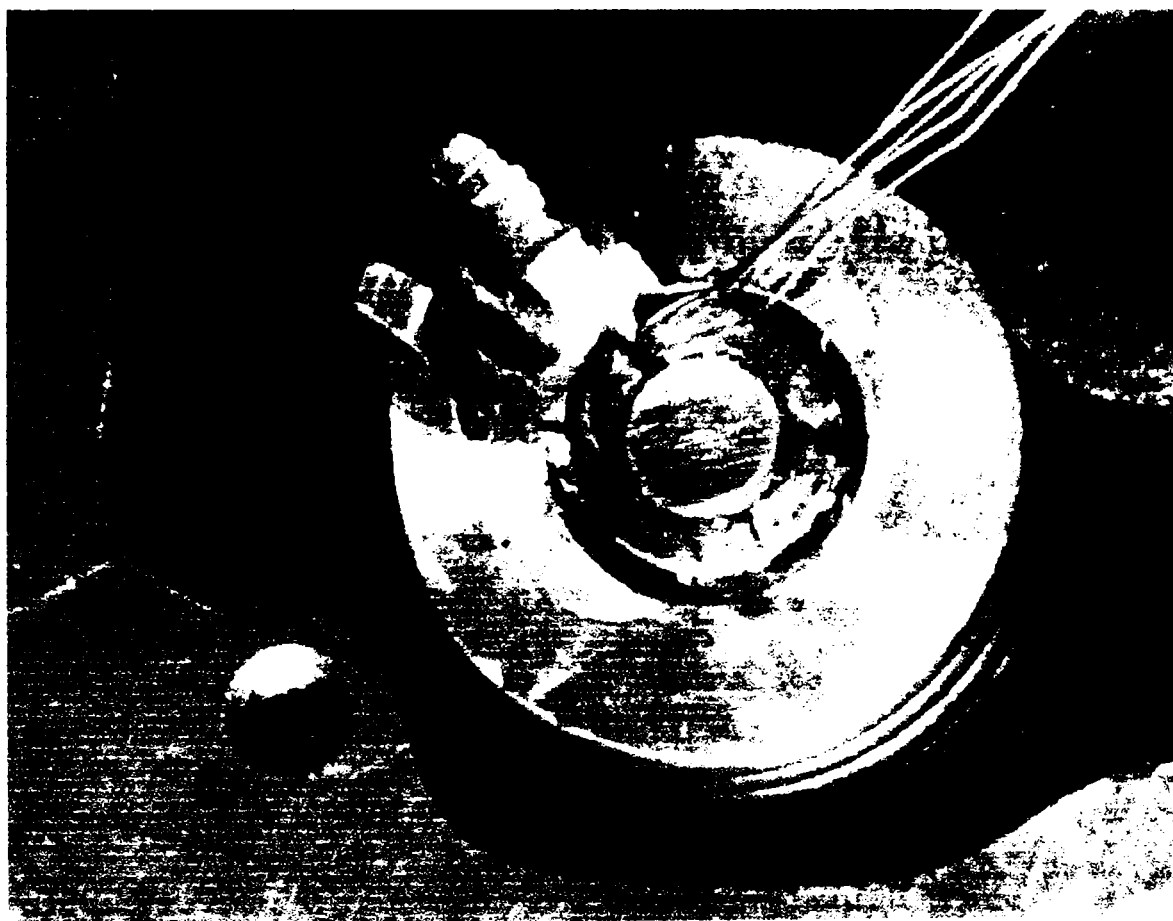
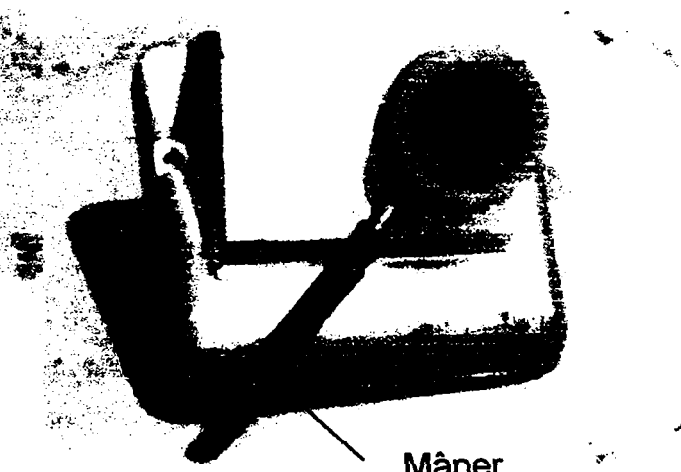
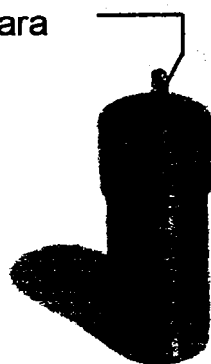


Fig. 4.7. Chiulasa



4.7.a. Supapa de evacuare cu disc cu canal de gheară

Gheara



Mâner

Fig. 4.8. Cilindru cu gheară

Fig. 4.9. Capacul special în stare montată

funcționării. Cu acest dispozitiv s-a putut roti ușor supapa chiar în timpul când motorul era în funcțiune, deci s-a putut pune în poziția dorită pentru măsurători.

După montarea termocuplelor pe supapă, s-a făcut radiografia cu raze X a cavității de răcire, cu scopul verificării dimensiunilor acestuia cât și a nivelului sodiului topit. În timpul radiografierii supapa a fost încălzită cu un reșou electric peste temperatura de topire a sodiului. Radiografia (rotită cu 90°) este prezentată în figura 4.10.

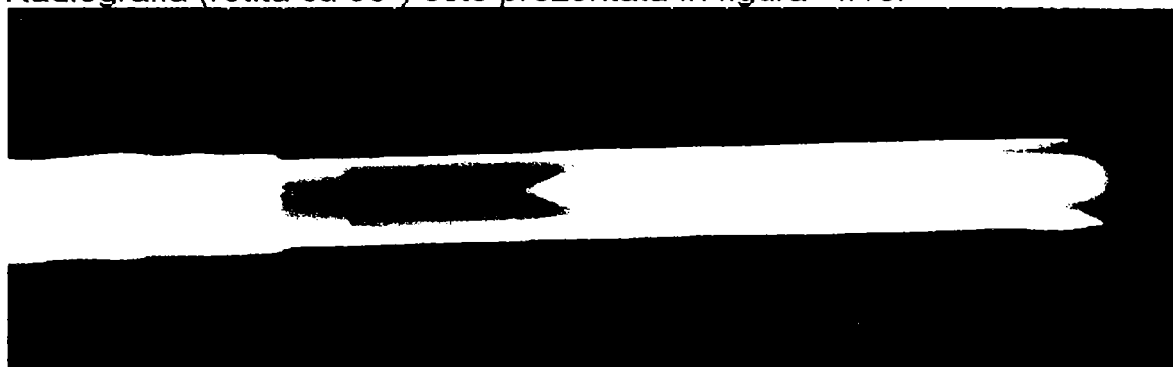


Fig. 4.10. Radiografia supapei de evacuare.

4.2.3 Pregătirea chiulasei pentru măsurători: Pentru a cunoaște o parte din condițiile de contur care definesc starea termică a supapei, în chiulasă au fost implantate termocuple Cromel-Alumel Thermocoax de 1mm fabricate de TECAS tip NANC I. (Italia) livrate în mosor. Sudurile am realizat prin lipitură cu argint. Punctele de măsurare din vecinătatea peretelui dinspre camera de ardele al chiulasei sunt prezentate în figura 4.11, 4.12.

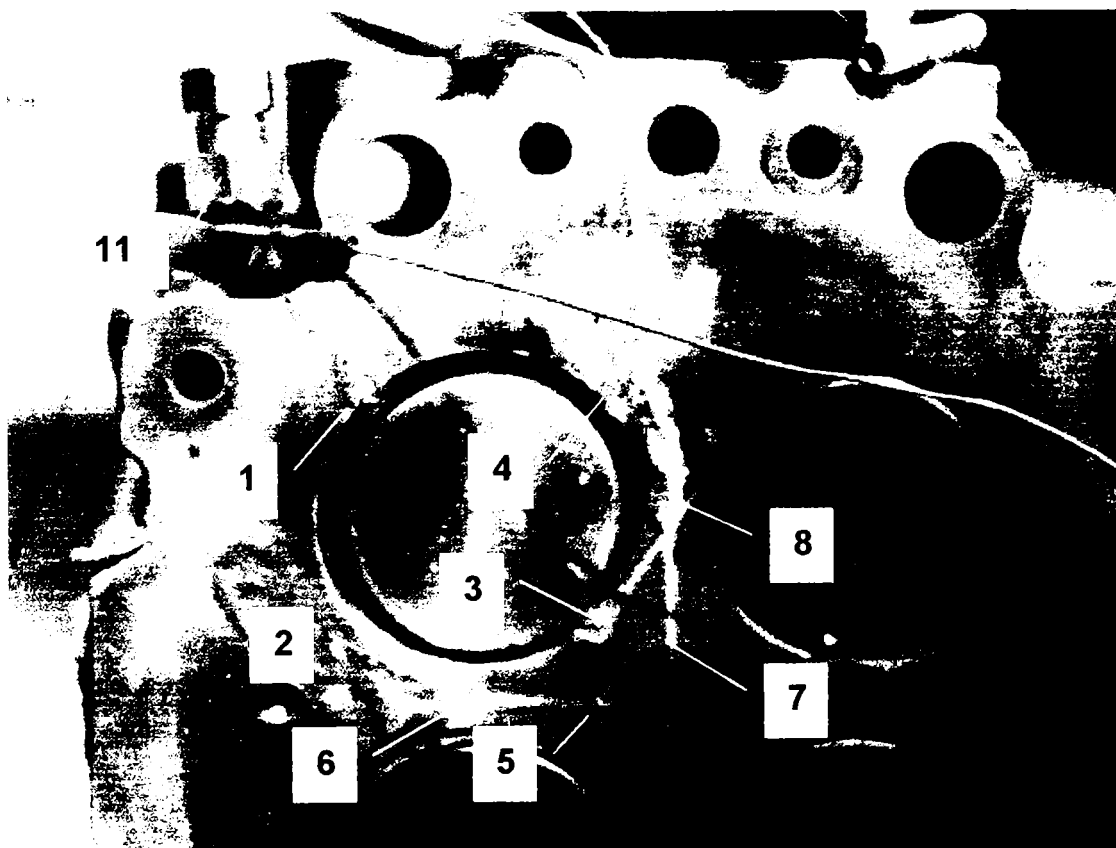


Fig. 4.11. Locurile de implantare a termocuplelor pe fundul chiulasei

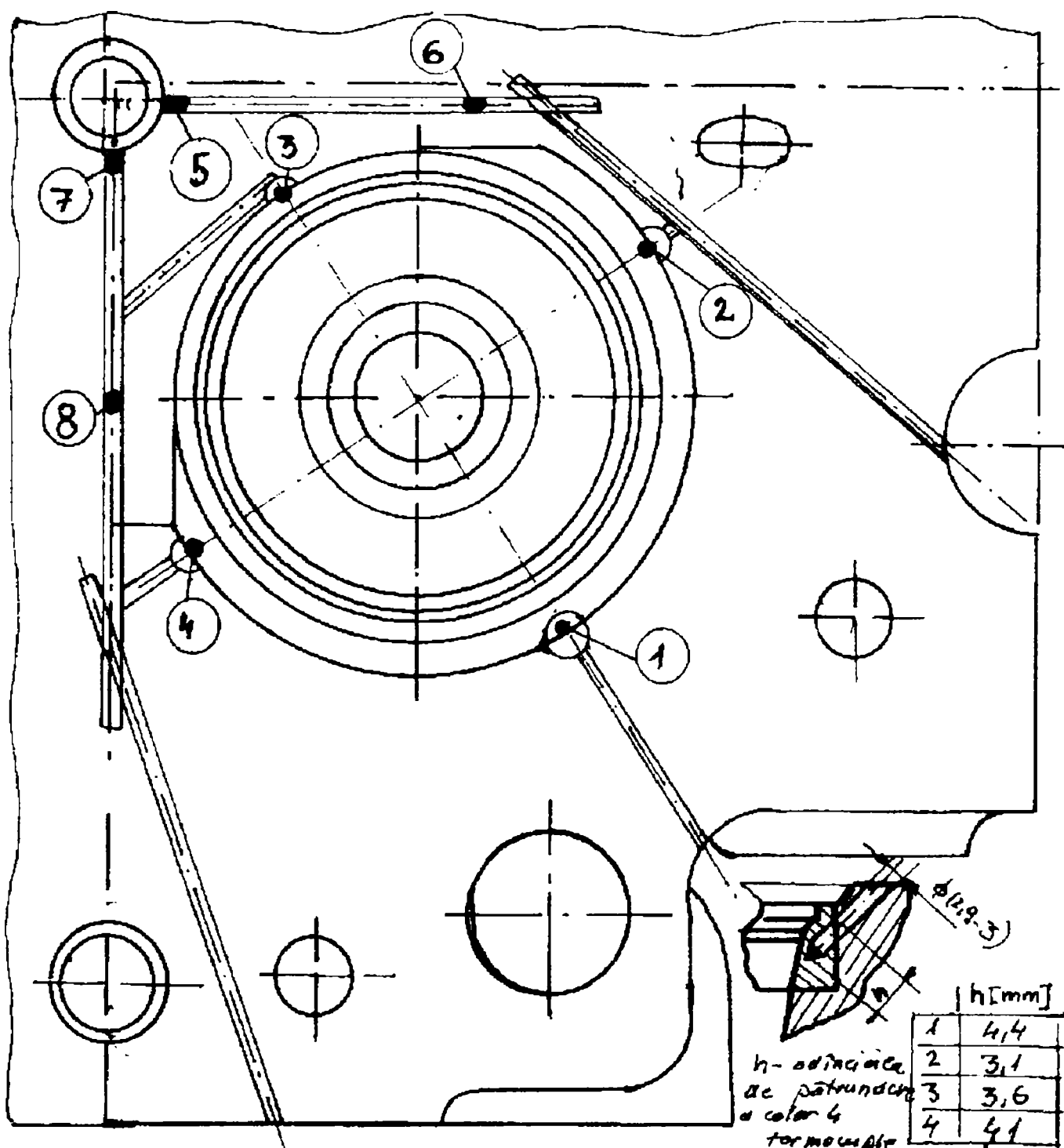


Fig.4.12. Poziția termocuplelor și a canalelor pentru termocuple în fundul chiulasei.

Termocuplele 1,2,3,4 au fost fixate în scaunul supapei: 1 spre colțul chiulasei, 2 spre volant, 3 spre injector (centru), 4 spre colectorul de evacuare, la o adâncime ce este precizată în figura 4.12. Cum se vede în colțul drept de jos al figurii 4.12. orificiul practicat pentru termocuple în scaun a avut diametrul de 1,9 mm, iar în chiulasă 3mm. În orificiul de 1,9 mm s-a introdus sudura caldă a termocuplelor, iar în orificiul de 3mm s-a introdus un manșon (tras ca un inel pe mantaua de protecție a termocuplei) din tub de cupru moale, care apoi s-a ștemuit, asigurând astfel fixarea termocuplei. Termocuplele 5 și 7 sunt în vecinătatea

injectorului, 6 în puntea dintre supapele de evacuare și admisie, 8 dintre cele două supape de evacuare. Termocupla nr.11 din figura 4.11. ca și termocupla 10 din figura 4.13. sunt termocuple miniatură Cromel-Alumel fabricate la ITRD Pașcani . 11 a servit pentru măsurarea temperaturii apei la intrare în chiulasă iar 10 pentru măsurarea temperaturii apei de răcire din vecinătatea ghidului. Temperatura ghidului supapei a fost măsurată de asemenea cu termocuple Cromel-Alumel de tip TECAS 9. figura 4.13.

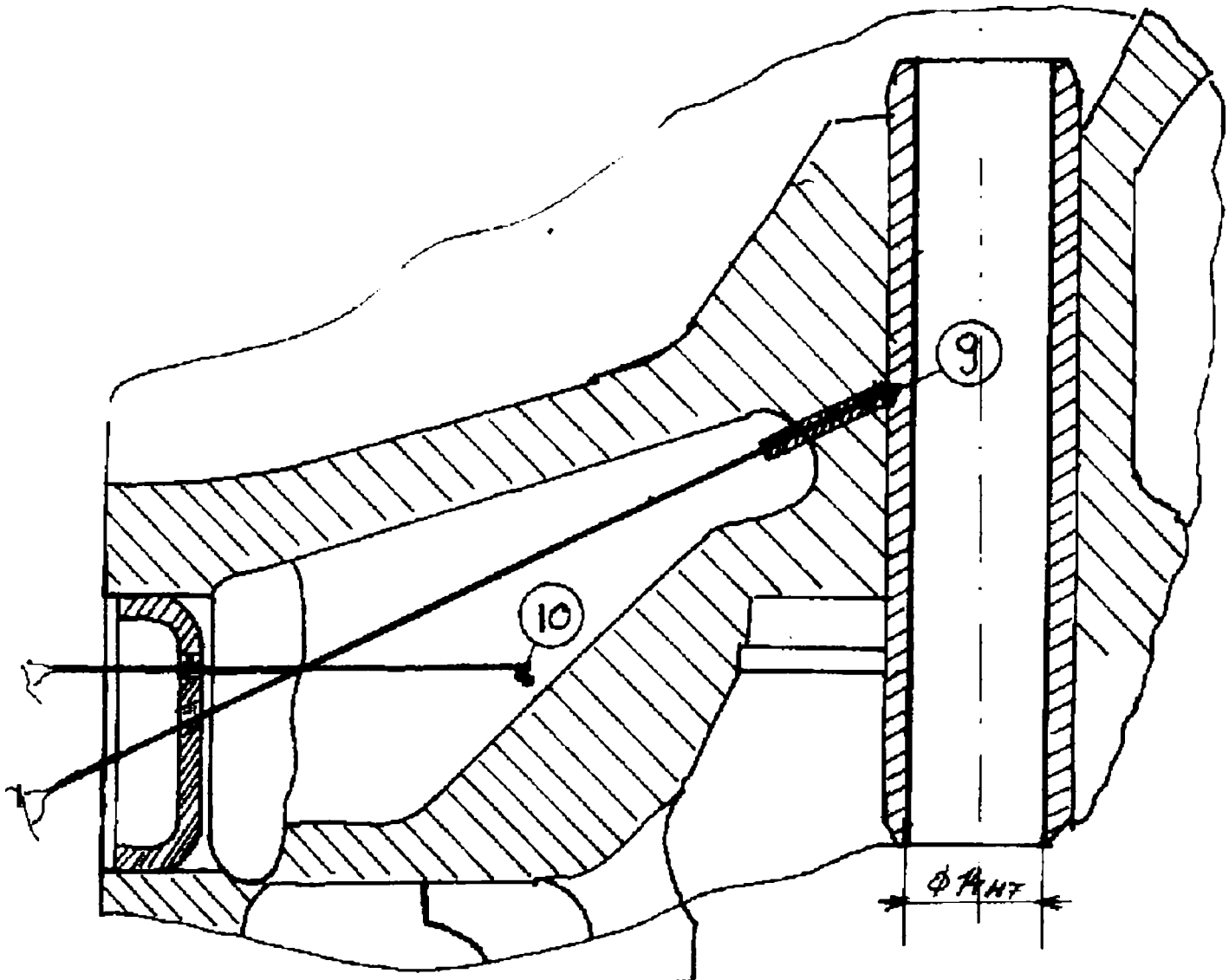


Fig.4.13.

În apropierea chiulasei au fost instalate alte trei termocuple miniatură Cromel-Alumel pentru măsurarea temperaturii aerului admis (în colectorul de admisie), a gazelor evacuate (în colectorul de evacuare și pentru măsurarea temperaturii apei la ieșirea din chiulasă.

Canalele pentru conducerea termocuplelor din punctele de măsurare spre marginea chiulasei au fost frezate cu o lățime de 1 mm și cu o adâncime de $1 \times n + 1$ mm, n fiind numărul termocuplelor din canal. Termocuplele amplasate în canal au fost acoperite cu o pastă de ceramică rezistentă la temperaturi înalte preparată la Catedra de Tehnologia silicaților și

compușilor oxidici a Universității "Politehnica" Timișoara (DI. Prof.dr.ing.Mihai Enache) , iar la margine s-a aplicat pasta de etanșare Curill K2 fabricat de Elring din R.F.Germania.

4.2.4 Pregătirea cămășii de cilindru pentru măsurători: Pentru a cunoaște starea termică a cămășii de cilindru, la o adâncime de 1mm de la suprafață au fost plasate 10 termocuple Cromel-Alumel TECAS cu diametrul tubului de protecție de 1mm, poziționate ca în figura 4.14.

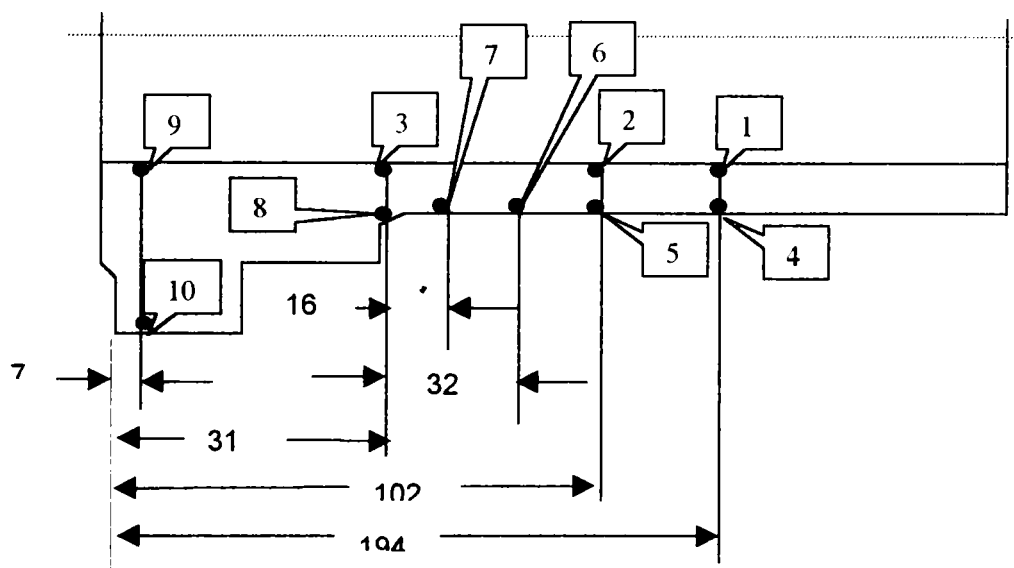


Fig.4.14.

Rezultatele măsurătorilor au fost folosite la calculul distribuției temperaturilor de-a lungul suprafeței cămășii de cilindru, date necesare pentru calculul termic al motorului.

Amplasarea celor 16 termocuple în corpul și în vecinătatea corpului pistonului este prezentată în lucrarea [16]. Tot în această lucrare au fost calculate temperaturile medii ale suprafeței pistonului în contact cu gazele din cilindru, date care deasemenea au fost folosite la calculul termic.

4.2.5. Determinarea proprietăților fizico-chimice ale combustibilului folosit: În faza de pregătire a măsurătorilor au fost determinate următoarele proprietăți fizico chimice ale motorinei folosite la încercări: analiza elementară, determinată cu un cromatograf cu gazul purtător heliu, de la catedra de Aparate, procese și industrii organice al Universității "Politehnica" Timișoara; masa moleculară aparentă la Centrul de Chimie Timișoara cu cromatograful G.C.H.F. 18.3. Chromatron (R.D.G.), iar celălalte proprietăți (densitate, viscozitate, indice Diesel, putere calorică inferioară, etc.) la laboratorul chimic al U.C.M. Reșița.

Astfel au rezultat următoarele date:

Analiza elementară (participări masice): carbon 83,54%, hidrogen 14,39%, sulf 0,54%, azot 0,2%, oxigen rest.

Masa moleculară 215 ± 2 kg/kmol.

Buletinul de analiză a motorinei:

Densitatea la 15°C = 844 kg/m^3 ; la 20°C = 840 kg/m^3

Viscozitatea la 20°C = $6,4 \text{ cSt}$ ($1,5^{\circ}\text{E}$);

Punct de inflamabilitate 79°C ;

Aciditate minerală - lipsă;

Indice de neutralizare $7,09 \text{ mg KOH}$;

Apă% - lipsă;

Împurități mecanice- lipsă;

Cifra de cocs % reziduu 0,07;

Cenușă % 0,002;

Sodiu ppm -;

Indice Diesel 56;

Distilare în %vol până la 300°C : 70

până la 350°C: 94

Sulf %: 0,54;

Puterea calorică inferioară 10145 kcal/kg (42462 KJ/kg).

Pe baza acestor date am determinat :

- aerul minim necesar arderii $L_{min}=0,5016414$ Kmol/kg combustibil;
- compoziția gazelor de ardere în condițiile arderii stoechiometrice:
cu participări masice $\mu_{CO_2}=0,1980386$, $\mu_{H_2O}=0,0837312$, $\mu_{N_2}=0,7175317$, $\mu_{SO_2}=0,0006982$ și
volumice $v_{CO_2}=0,1293742$, $v_{H_2O}=0,1337104$, $v_{N_2}=0,7366032$, $v_{SO_2}=0,0003136$;
- Constanta gazului de ardere cu coeficientul excesului de aer $\lambda=1$: $R=289,24126$ KJ/kgK.

Aceste date au fost folosite la calculul termic al motorului și la prelucrarea diagramelor indicate.

4.2.6. Caracteristicile principale ale motorului experimental: Măsurătorile au fost efectuate pe un motor monocilindric cu aprindere prin comprimare, în patru timpi, cu injecție directă derivat din motorul MTU 331, având următoarele caracteristici:

- Alezaj/cursă: 165/155 mm
- Putere nominală: 73,6 kW la 2400 rot/min
- Raport de compresie $\varepsilon =15$ (măsurat 14,97)
- Avansul static de injecție 28°RAC
- Presiune de injecție 240 bar
- Fazele de distribuție sunt următoarele:
 - deschiderea supapei de admisie: 36°RAC înaintea PMI
 - închiderea supapei de admisie: 68°RAC după PME
 - deschiderea supapei de evacuare: 75°RAC înaintea PME
 - închiderea supapei de evacuare: 28°RAC după PMI.
- Lungimea bielei: 315 ±0,1 mm

4.2.7. Desfășurarea măsurătorilor: Măsurătorile au fost efectuate după un program de încercări, care a cuprins regimuri de funcționare ale motorului realizate la poziții diferite ale cremalierii pompei de injecție (cu regulatorul blocat), la diferite turații, presiuni de supraalimentare și temperaturi ale aerului admis. Programul propus inițial nu a fost realizat în întregime, fiindcă din cauza vibrațiilor mari, ce au apărut la turații de peste 1200 rot/min am fost obligați să restrângem domeniul cercetat la 700 ÷ 1200 rot/min. Până la distrugerea pistonului am reușit să efectuăm măsurători la 35 de regimuri distincte de funcționare ale motorului. Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate în tabelele A1, A2 și A3 (Anexa I.).

Notațiile speciale folosite în aceste tabele sunt:

P.Cr. =poziția cremalierii exprimată în % din cursă, \dot{m}_w , \dot{m}_u =debit de apă și ulei la arteziană, p_s, p_{ev}, p_{at} = presiunea de supraalimentare, contrapresiunea din conducta de evacuare, presiunea atmosferică, t_{ue}, t_{ai}, t_{aer} =temperatura uleiului la ieșire din motor, temperatura apei la intrare în motor, temperatura aerului din hală, φ =umiditatea relativă.

4.2.8. Precizia măsurătorilor. Prin alegerea adecvate a aparaturii de măsurare am căutat să asigurăm o precizie cât mai ridicată măsurătorilor. Astfel:

- Temperaturile supapei, chiulasei, apei de răcire precum și cele ale aerului și gazelor evacuate au fost sesizate de termocuple cromel-alumel (cele mai liniare din termocuplele standardizate), fiind înregistrate cu compensatoare electronice automate EA-036 cu clasa de precizie 0,2%. Astfel abaterea temperaturilor înregistrate nu a depășit $\pm 1^{\circ}\text{C}$ în cazul supapei și a gazelor evacuate și $\pm 0,8^{\circ}\text{C}$ la chiulasă și la apa de răcire.
- Presiunea aerului admis și cea a gazelor evacuate au fost determinate cu manometre având scara 0÷2,5 bar cu clasa de precizie 0,6% fabricate de Intreprinderea de Mecanică Fină București, astfel abaterile nu au depășit $\pm 0,015\text{bar}$.
- Consumul de combustibil a fost măsurat gravimetric cu precizia $\pm 1,33\%$.
- Debitul de aer a fost măsurat cu diafragmă dublă. Eroarea de măsurare limită determinată conform STAS 12091/82 este de 1÷2,8%.
- Turația motorului a fost măsurat cu frecvențmetru reciproc E0205 (IEMI București) cu precizia $\pm 0,033\%$.
- Momentul motor a fost determinat cu frâna hidraulică U252 IRA Timișoara cu precizia $\pm 0,34\div 1,35\%$.
- Presiunea gazelor din cilindru și cea de injecție a fost determinată cu piezograful IAN 101 cu precizia de $\pm 0,1\text{ bar}$.
- Presiunea ambiantă a fost determinată cu barometru de laborator cu precizia de $\pm 0,1\text{ Torr}$.
- Temperatura ambiantă cu termometru de dilatație cu Hg, având valoarea diviziunii $0,1^{\circ}\text{C}$.

5. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA CRITICĂ ÎN RAPORT CU REZULTATE DE CALCUL

5.1. Prelucrarea diagramelor indicate.

Diagramele presiune-unghi ($p-\phi$) au fost citite cu ajutorul unui microscop de profile la catedra de Organe de mașini și mecanisme a Universității Politehnica Timișoara, la o mărire de 50X. Astfel am putut determina dimensiunile la precizie de 0,01mm. Etalonarea indicației osciloscopului Piezograf IAN 101 am făcut atât cu aparatul propriu de etalonare cât și prin fotografierea unor curbe de compresie, cu motorul antrenat, la care am determinat presiunea maximă din cilindru cu un maximetru Kistler. Diagramele au fost prevăzute cu marcaje din 10 în 10 grade RAC. Una dintre diagramele este prezentată în figura 5.1. Cu scopul prelucrării acestor diagrame am construit un program în limbajul GWBASIC prezentat în Anexa II.

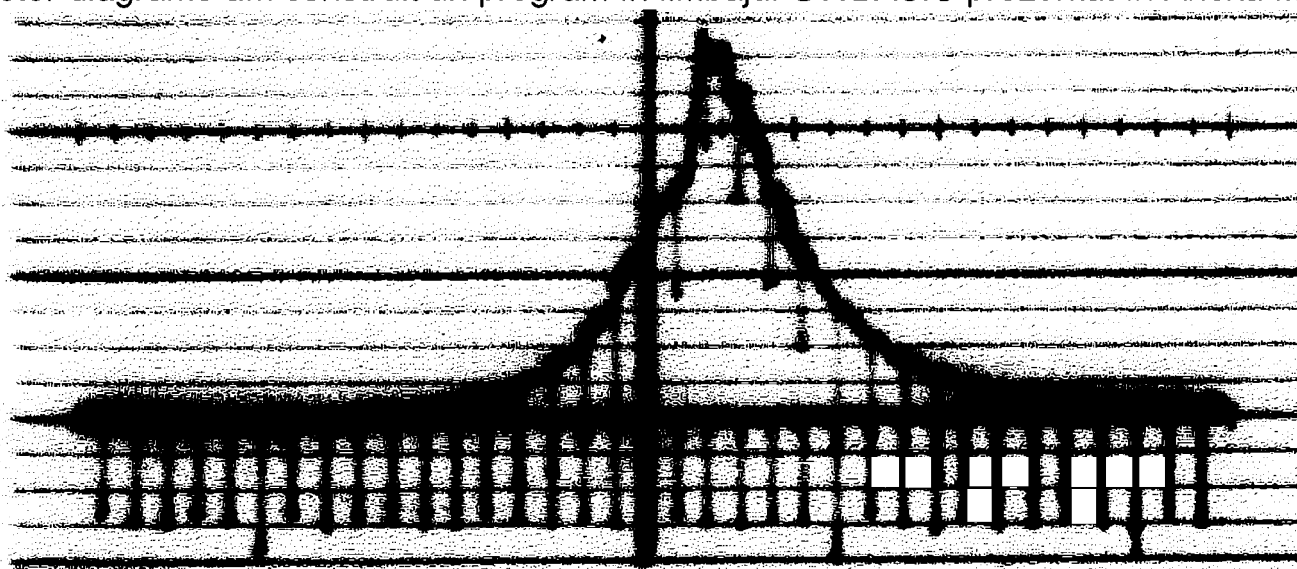


Fig.5.1

Cu ajutorul programului se poate calcula:

- temperatura gazului din cilindru la fiecare pas și valoarea medie pe ciclu,
- temperatura medie a gazelor evacuate,
- coeficienții de schimb superficial de căldură dintre gaze și pereți (medii pe pereții camerei de ardere) după formula lui Woschni (2.2.), Sitkei (2.3.) (fără radiație) și Eichelberg (tabela 2.1. linia 2.), atât valorile momentane cât și cele medii pe ciclu,
- coeficientul de schimb de căldură din canalul de evacuare (valori momentane și cea medie pe ciclu) după formula lui Zapf (2.17.) cu corecția dată de Ivin și Grechov (2.19.),
- masa și compoziția gazelor din cilindru la fiecare pas,
- coeficientul excesului de aer din timpul arderii,
- presiunea medie indicată, randamentul indicat și mecanic,
- consumul specific de combustibil,
- coeficientul de utilizare a căldurii, durata arderii și exponentul Vibe,
- exponenții medii politropici de comprimare și destindere.

Programul principal 1-1990 citește datele ciclului (înălțimea diagramelor în funcție de unghiul de manivelă) și calculează presiunile. Presiunea și temperatura la închiderea admisiunii se calculează considerând transformare adiabatică dintre PME și ISA [11].

Pentru controlul citirii corecte a presiunilor, la dorința operatorului se poate afișa pe ecran diagrama presiune-unghi de manivelă. Cunoscând presiunile, programul calculează presiunea medie indicată, randamentul indicat și mecanic, exponenții politropici de compresie și de destindere. Folosind exponentul mediu de comprimare se calculează valorile presiunilor p_0 de la motorul antrenat (fără ardere) necesar la calculul formulei lui Woschni (2.3).

În continuare se calculează procesul de ardere, pornind de la calculul aerului minim necesar, coeficientului excesului de aer calculate pe baza bilanțului de masă, considerând legea de injecție liniară, iar cea de ardere legea lui Vibe.

La calculul schimbului de încărcătură coeficienții de debit sunt calculați pe baza rezultatelor măsurătorilor efectuate la laboratorul de Motoare cu ardere internă al Universității "Politehnica" Timișoara. Masa din cilindru a fost calculată cu metoda Runge-Kutta de ordinul IV. Pasul de integrare din perioada în care ambele supape sunt deschise este redus la 1° RAC. La sfârșitul calculului schimbului de încărcătură se compară masa din cilindru cu cea luată în considerare la începutul programului (punctul de început a fost ISA adică identic cu cel corespunzător sfârșitului schimbului de încărcătură). În cazul când diferența afișată nu este convenabilă operatorului, programul se poate relua, având mărimile de stare din cilindru la începutul calculului egale cu cele de la sfârșitul schimbului de încărcătură.

Dacă diferența este acceptabilă atunci datele pot fi tipărite într-un tabel și poate afișa pe ecranul calculatorului diagrama $p-\phi$ și $T-\phi$, iar datele p, T, m , respectiv coeficienții de schimb de căldură sunt salvați în câte un fișier.

Cu etichetele de la 2000 la 7100 sunt subrutinele programului după cum urmează:

- 2000 subprogramul pentru calculul capacității termice masice a gazelor din cilindru la presiune constantă calculat în funcție de compoziție și temperatură momentană,
- 2300 subprogramul pentru reprezentare grafică,
- 2900 subprogram pentru tipărirea tabelului,
- 3000 și 3100 sunt subprogramele care calculează secțiunile de trecere ale supapelor de evacuare respectiv cele ale supapelor de admisie, ambele fiind corectate cu coeficienți de debit. Aceste secțiuni sunt calculate pe întreaga durată de deschidere a supapelor cu un pas de $0,5^\circ$ RAC și înregistrate într-un fișier. Recalcularea este necesară numai în cazul modificării parametrilor distribuției.
- Subrutinele 7000 și 4000,4100 sevesc pentru calculul schimbului de încărcătură. În subrutina 7000 se compară presiunea momentană din cilindru p cu cea (sau cele) din galerie p_{CO} spre care supapa este deschisă, stabilind direcția curgerii, atribuind valoarea +1 variabilei SF când $p < p_{CO}$, (adică atunci când gazul curge spre cilindru) și -1 când $p > p_{CO}$. Deasemenea se calculează la fiecare pas raportul critic (în funcție de temperatura și compoziția gazului) cu care se compară raportul presiunilor, stabilind felul curgerii. La curgere subcritică calculul debitului se face cu subrutina 4000, iar la cea critică, cu subrutina 4100. Viteza gazelor la evacuare WE, necesar calculului coeficientului de schimb de căldură din canalul de evacuare, se calculează deasemenea cu ajutorul subprogramului 7000.
- Cu ajutorul subrutinei 5000 se calculează variația DT a temperaturii necesar calculului temperaturii din timpul schimbului de încărcătură. Calculul se face pe baza bilanțului energetic (primul principiu al termodinamicii pentru sisteme deschise) și de masă. La calculul căldurii schimbate cu pereții coeficientul de schimb de căldură se calculează cu formula lui Woschni. Temperatura medie a pereților cămășii de cilindru este recalculat pentru fiecare pas de $0,5^\circ$ RAC pe baza subrutinei 6150.

- Subrutina 5100 este ecuația termică de stare folosită pentru calculul presiunii din cilindru din timpul schimbului de încărcătură, pe porțiuni de diagramă dintre două valori de presiune citite. (unde pasul de calcul este mai mic decât pasul dintre două citiri).
- Subrutina 5200 calculează coeficientul de schimb de căldură dintre gaze și pereții cilindrului cu formula lui Eichelberg.
- Subrutina 5300 calculează coeficientul de schimb de căldură dintre gaze și pereții cilindrului cu formula lui Sitkei.
- Subrutina 5400 calculează coeficientul de schimb de căldură dintre gaze și pereții cilindrului cu formula lui Woschni.
- Subrutina 5500 calculează coeficientul de schimb de căldură dintre gazele din galeria de evacuare și pereții acesteia cu formula lui Zapf.
- Subprogramul 6000 calculează deplasarea pistonului.
- Subprogramul 6150 calculează cu un pas de 0,5 °RAC temperatura medie a peretelui cămășii cilindrului (pe porțiunea momentan descoperită de piston). Distribuția temperaturii de a lungul peretelui cămășii de cilindru este aproximată cu o parabolă [31] rezultată pe baza măsurărilor (aproximare cu o abatere de sub 1%).
- Subprogramul 6200 calculează variația presiunii DP, pe baza ecuației termice de stare scrise sub formă diferențială.

Pentru exemplificare sunt prezentate câteva diagrame obținute în urma prelucrării diagramelor indicate cu ajutorul acestui program. Tabelele cu rezultate sunt în Anexa II.

Regimul Nr.2. Diagrama indicată

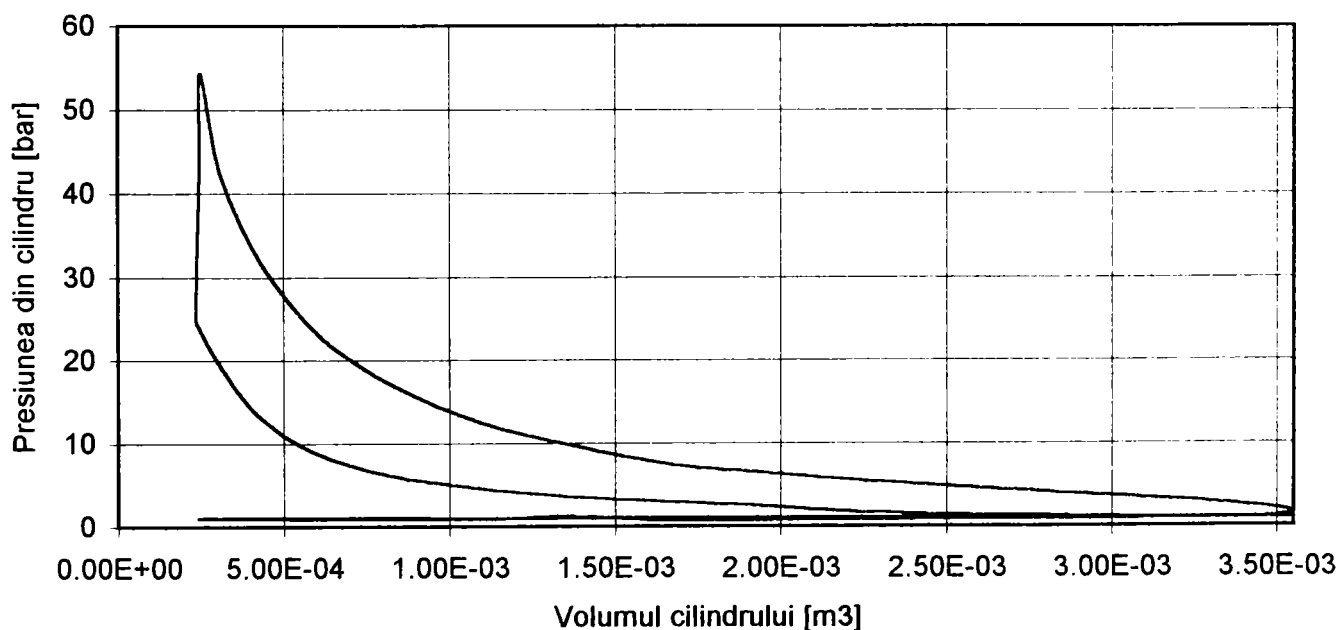
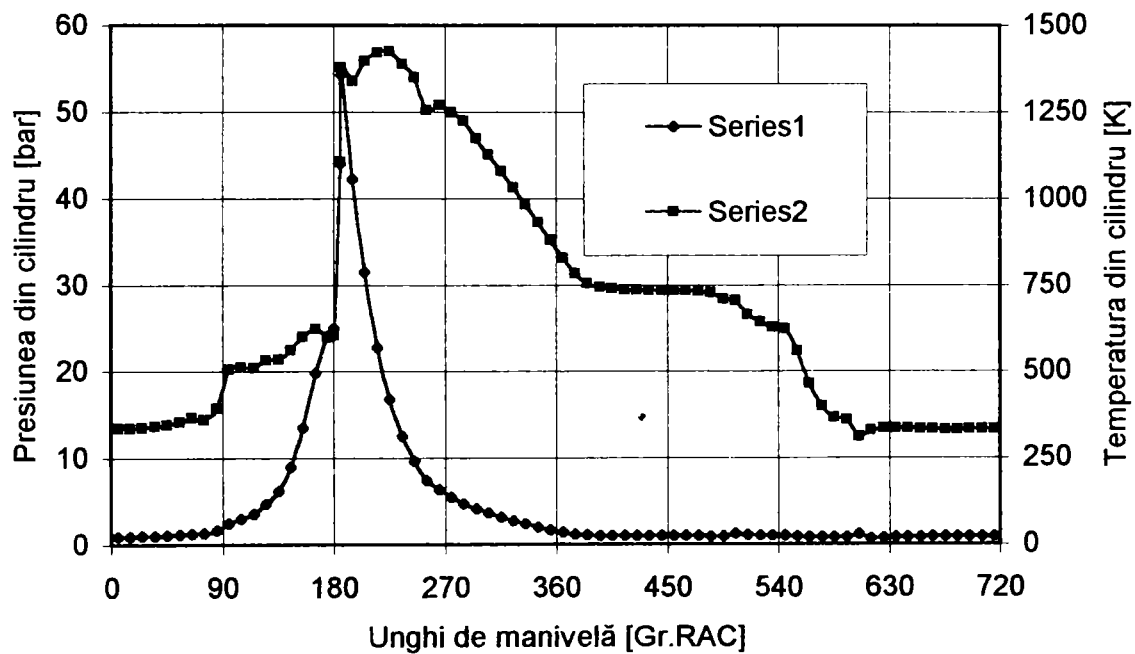


Figura Nr.5.2.

Regimul Nr.2.



Coeficienții de schimb de căldură după Woschni-1, Sitkei-2 și Eichelberg-3

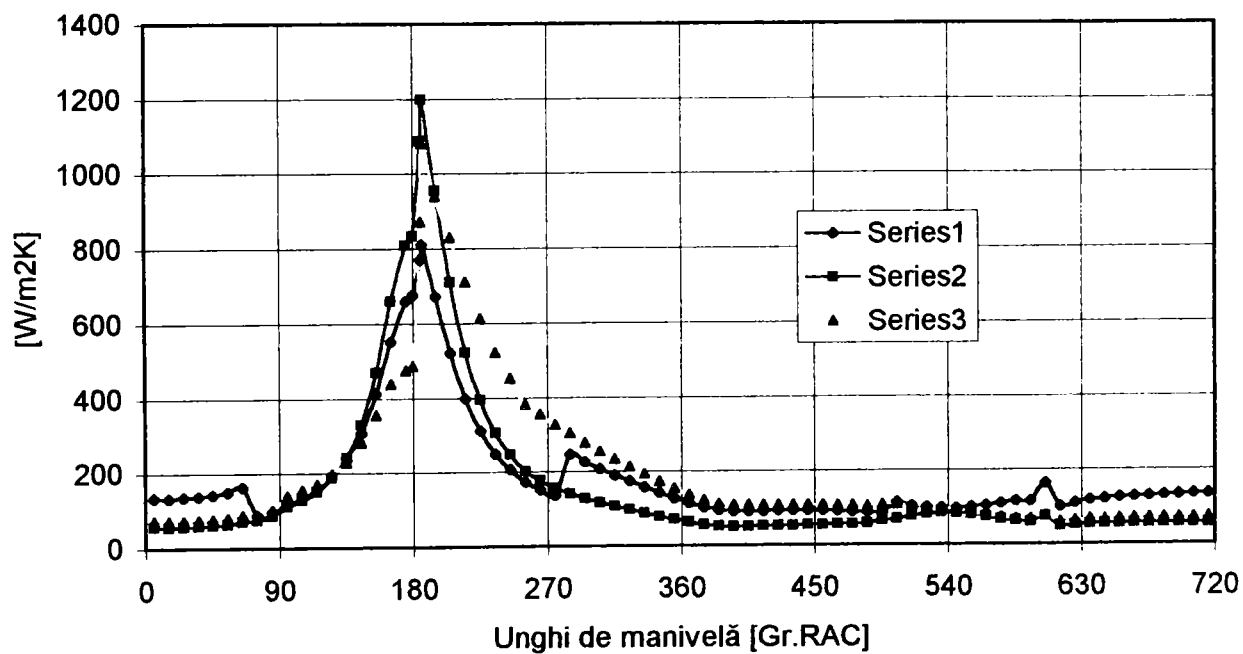
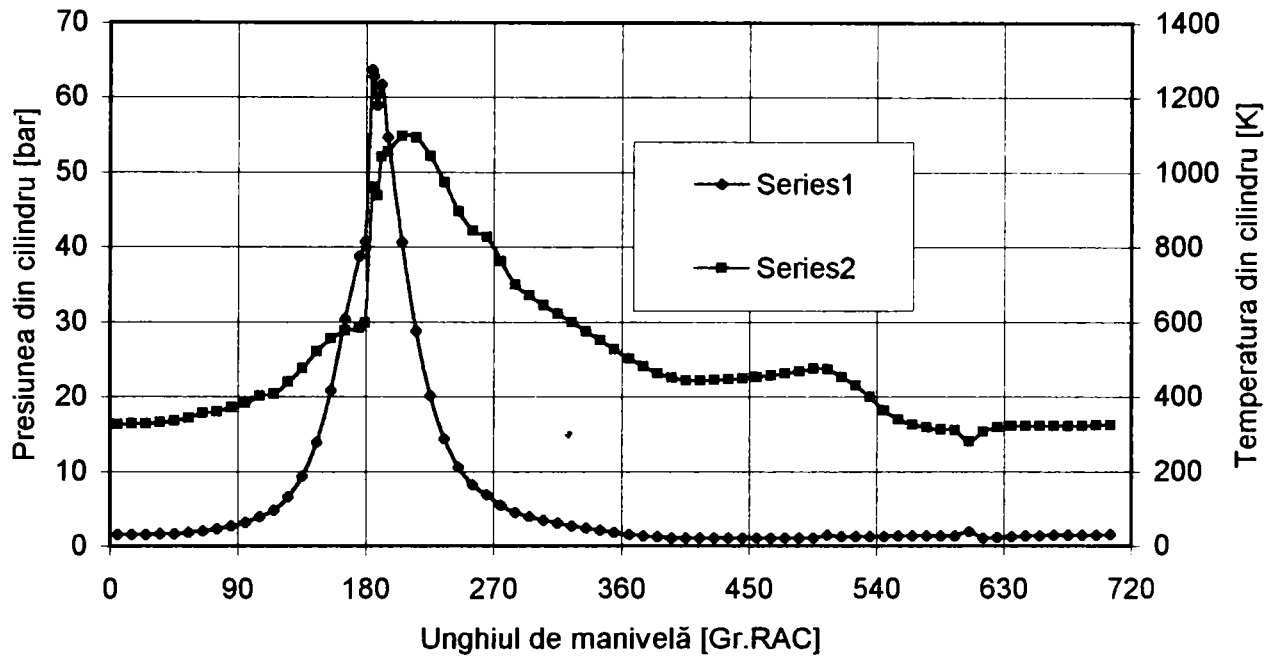


Figura.5.3. Datele calculate pentru regimul Nr.2.

Regimul Nr.5.



Coeficienții de schimb de căldură după Woschni-1, Sitkei-2 și Eichelberg-3.

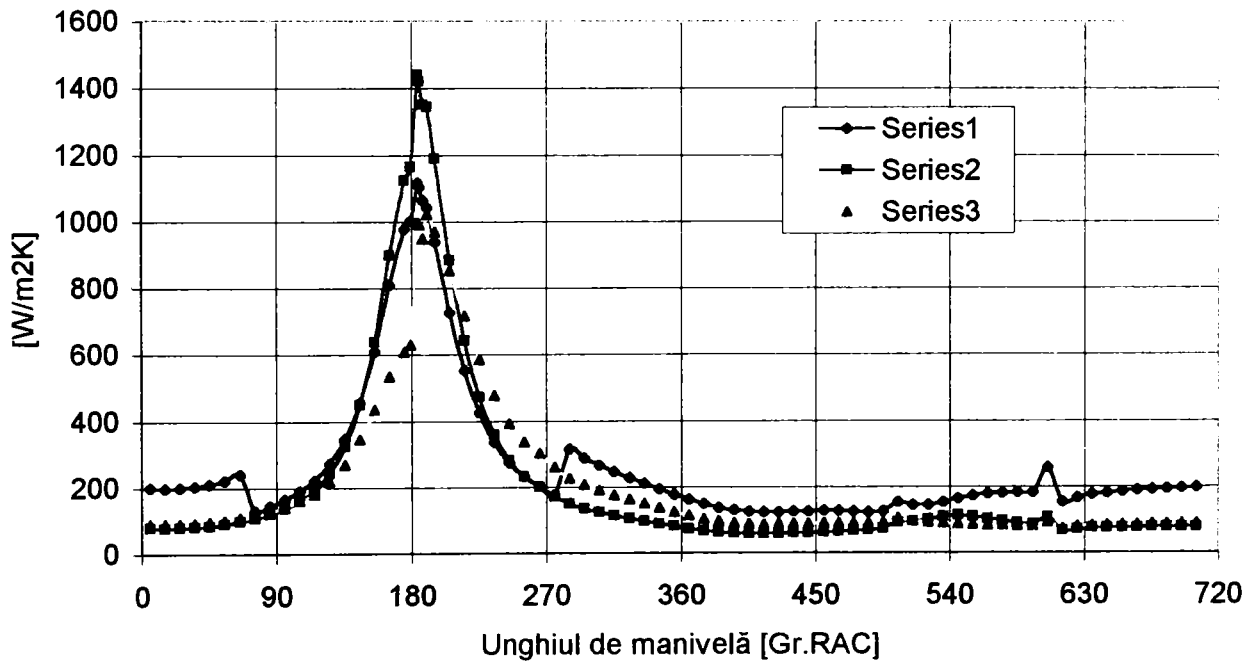
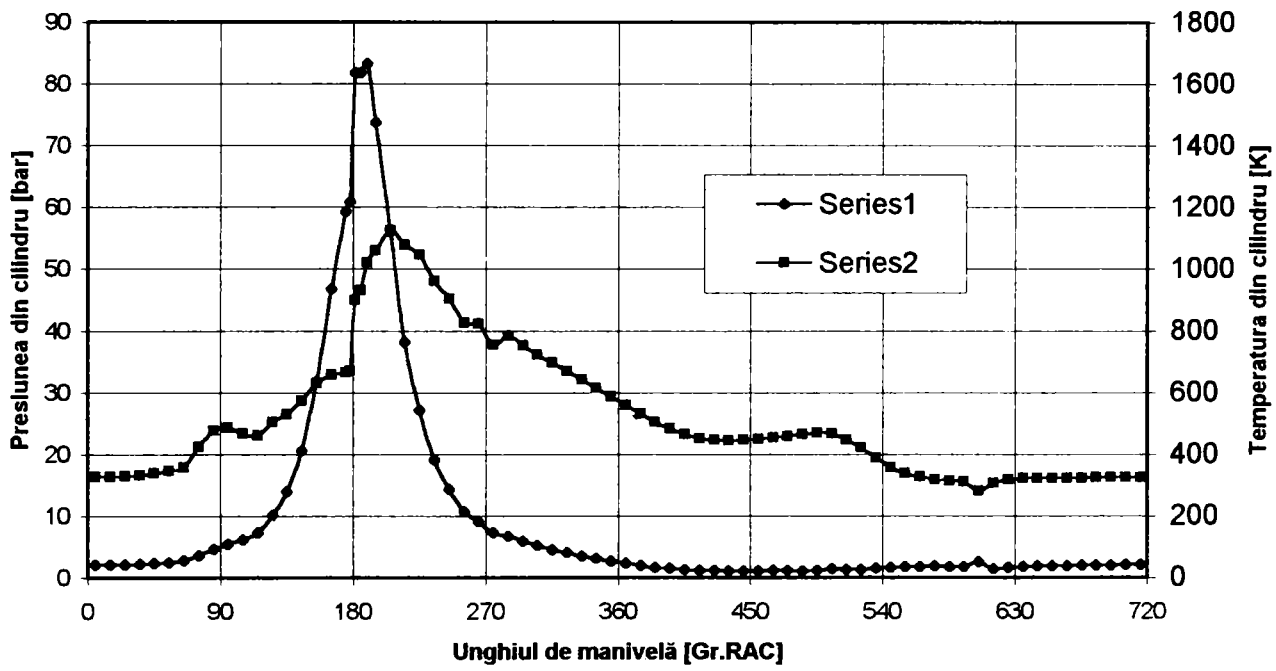


Figura 5.4. Datele calculate pentru regimul Nr.5.

Regimul Nr. 10.



Coeficienții de schimb de căldură după Woschni-1, Sitkei-2 și Eichelberg-3.

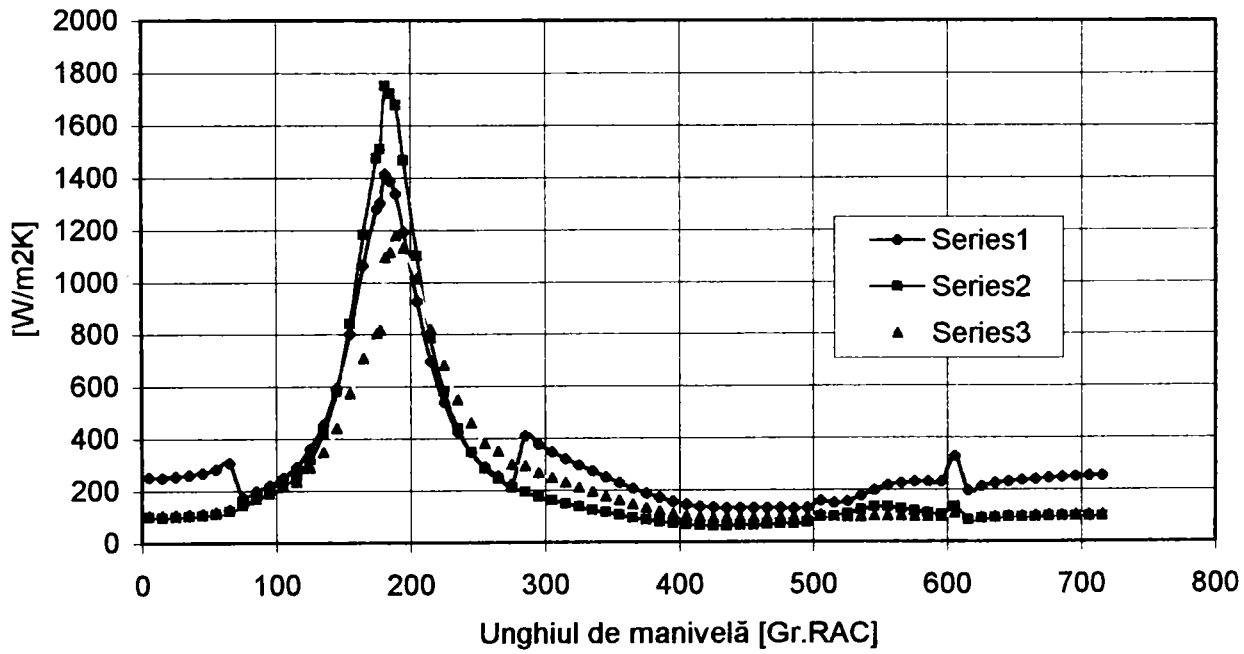
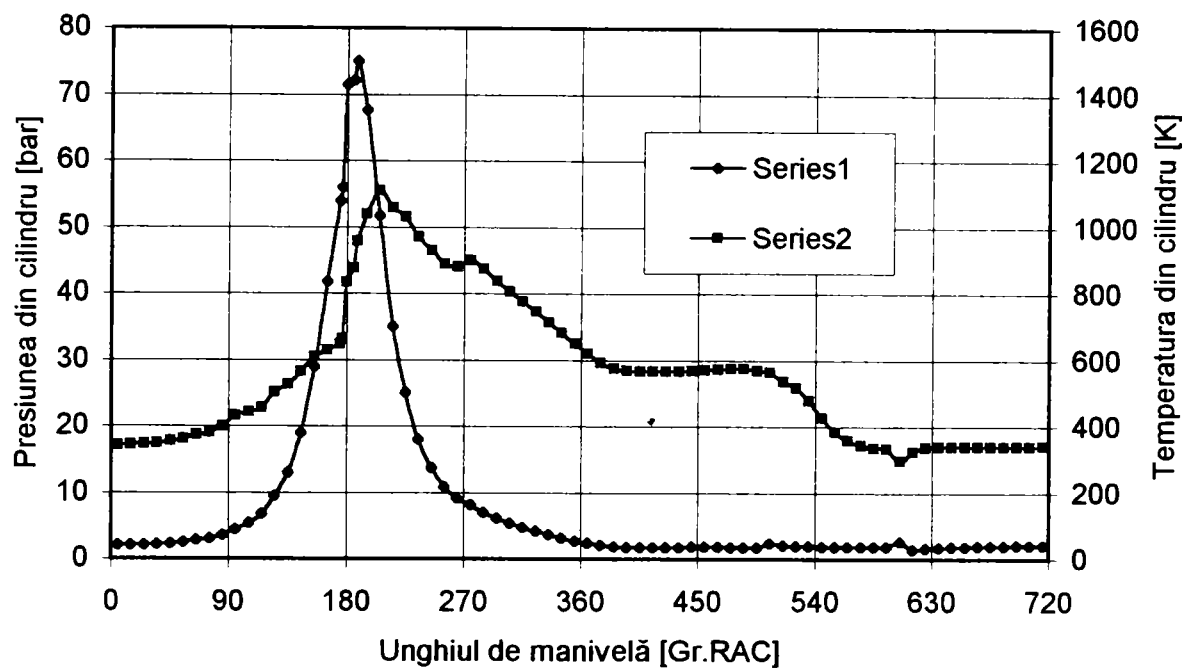


Figura 5.5. Datele calculate pentru regimul Nr.10.

Regimul Nr.13.



Coeficienții de schimb de căldură după Woschni-1, Sitkei-2 și Eichelberg-3.

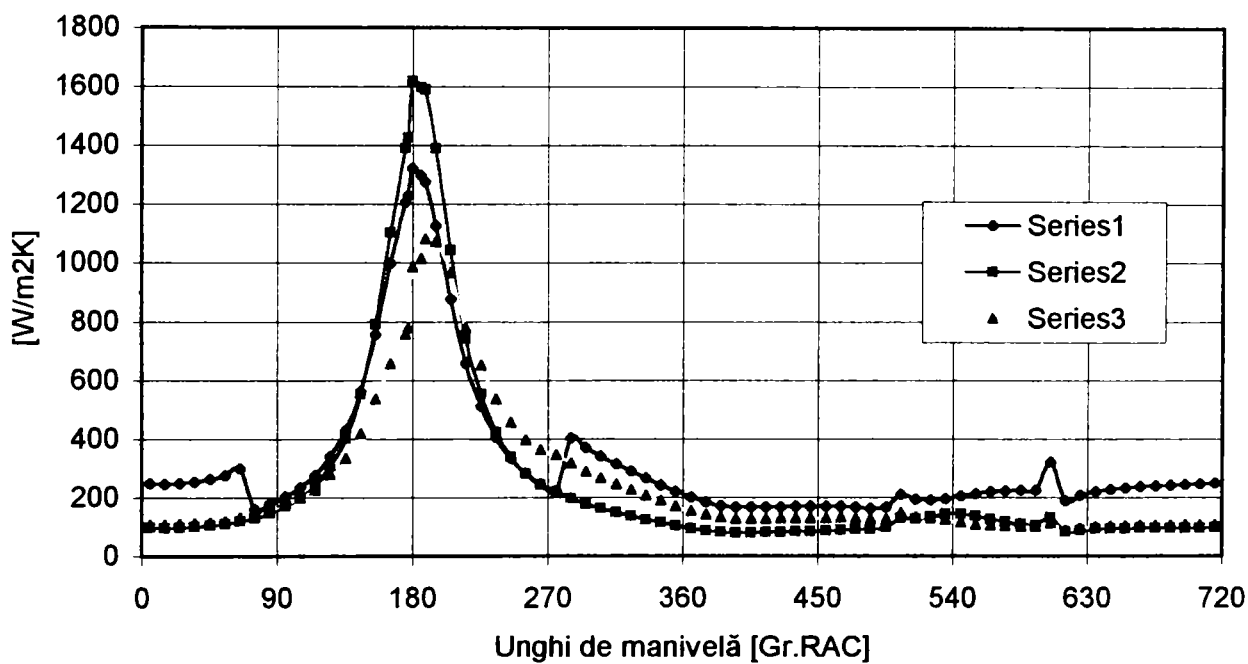
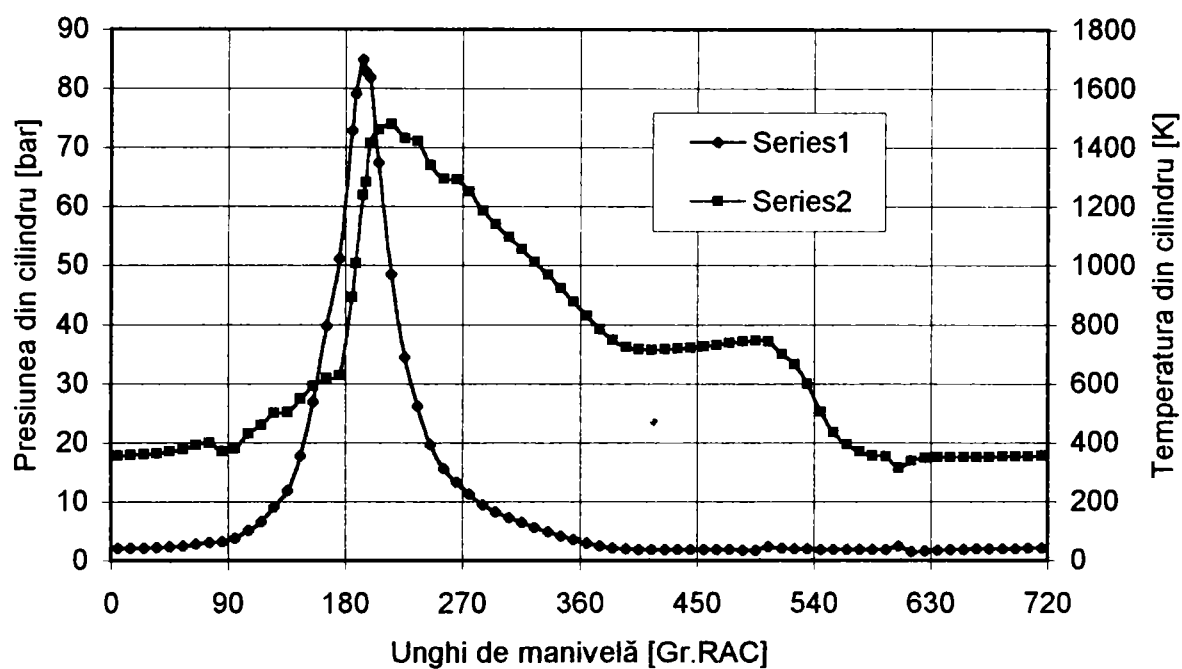


Figura 5.6. Datele calculate pentru regimul Nr.13.

Regimul Nr.16.



Coeficienții de schimb de căldură după Woschni-1, Sitkei-2 și Eichelberg-3.

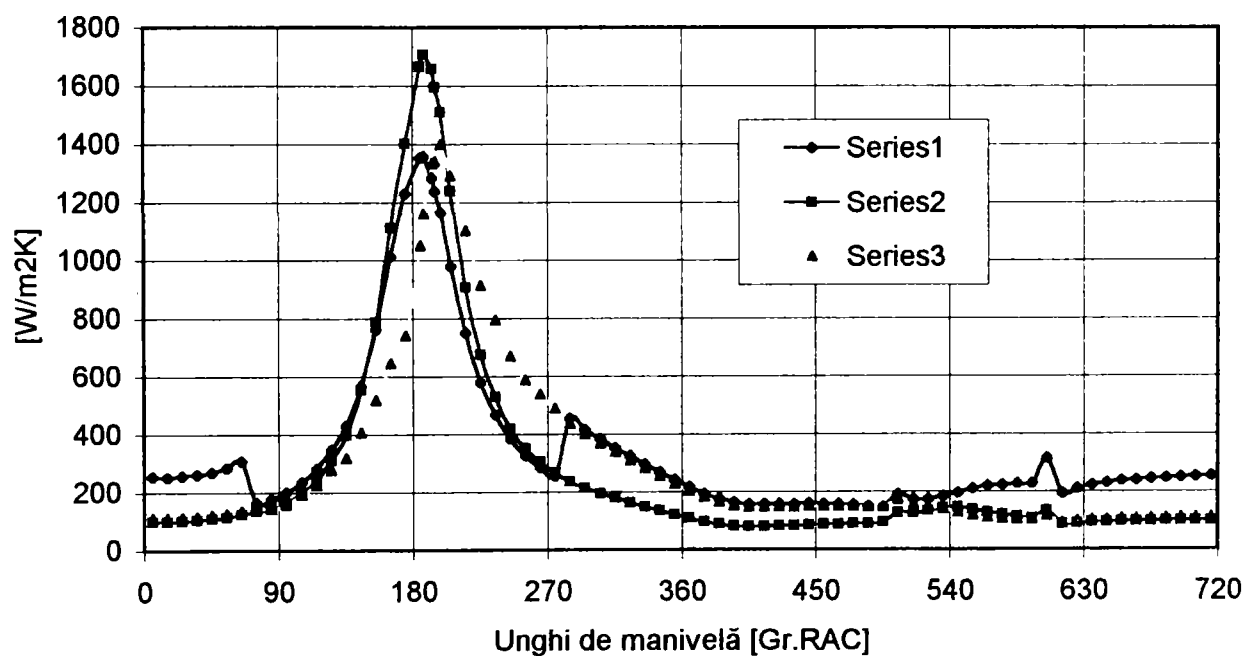


Figura 5.7. Datele calculate pentru regimul Nr.16.

Regimul Nr.16.Diagrama indicată

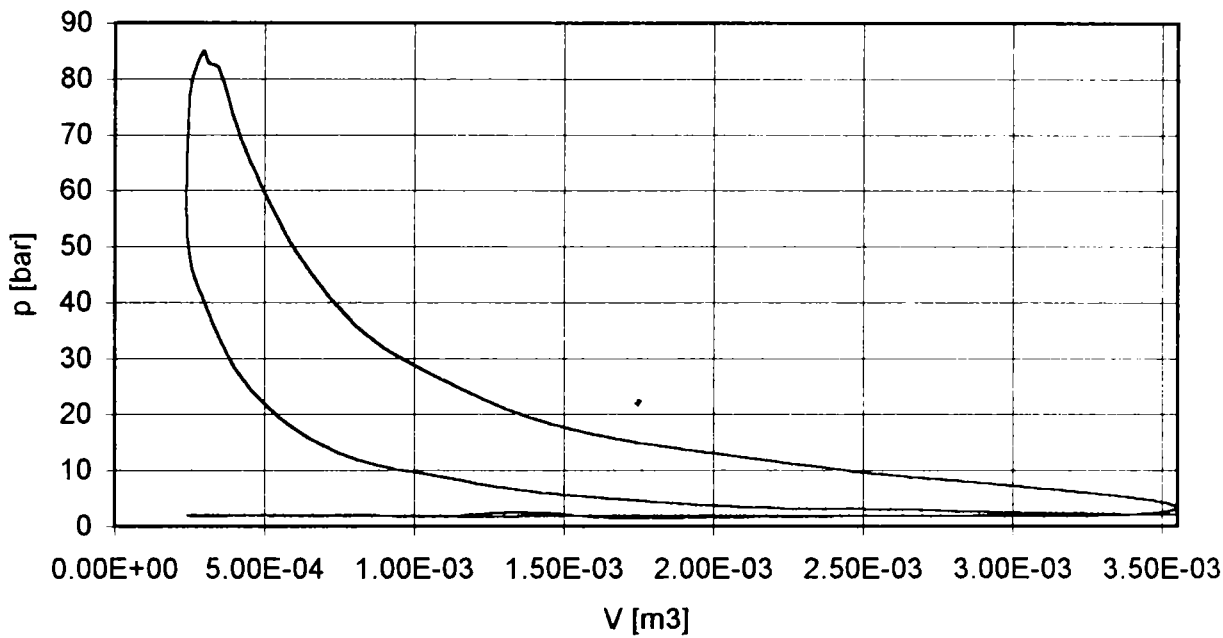


Figura 5.8.

La regimul Nr.20. circuitul de răcire cu apă a traductorului piezoelectric s-a strangulat, astfel la ultimele regimuri valorile presiunilor citite din partea de destindere a diagramei indicate au fost inferioare celor reale, motiv pentru care mărimile de stare și coeficienții de schimb de căldură de la aceste regimuri am calculat cu ajutorul unui program existent la catedră, numit în continuare:program Nr.2. Pentru exemplificare, în figurile 5.9. și 5.10. sunt prezentate diagramele indicate ridicate cu traductorul piezoelectric (completate cu diagramele T- ϕ obținute cu programul propriu) de la regimurile Nr. 30 și 31.1. iar în figura 5.11. sunt diagramele p- ϕ și T- ϕ obținute prin calcul cu ajutorul programului Nr.2. Rezultatele calculului sunt prezentate în anexa nr.III.

Pe baza datelor calculate se poate trece la calculul stării termice a supapei, folosind în acest scop metoda elementului finit (MEF).

5.2. Modelarea supapei de evacuare pentru calculul cu MEF.

În lipsa unui program mai performant am folosit programul cu element finit ELCUT cu ajutorul căruia se poate rezolva probleme bidimensionale cu maxim 500 noduri. Astfel am fost nevoit să construiesc un model simplificat al supapei de evacuare.

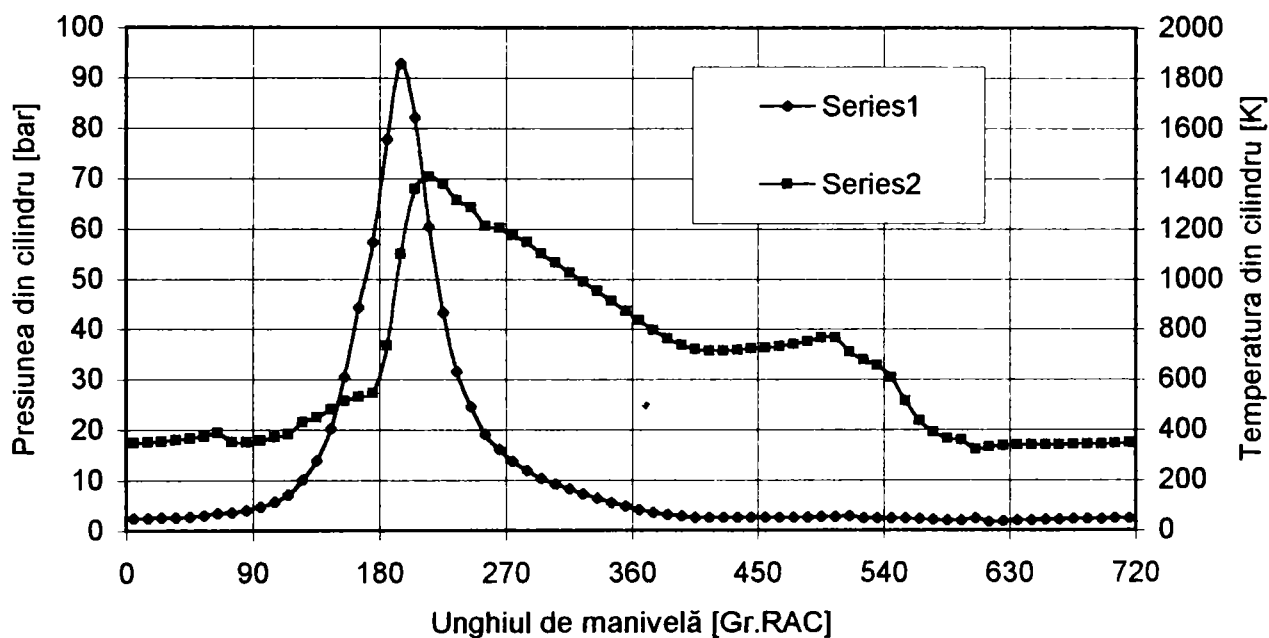
Ipotezele simplificatoare folosite sunt:

- câmpul de temperatură este staționar și axial simetric;
- poziția supapei este cea corespunzătoare deschiderii medii, adică:

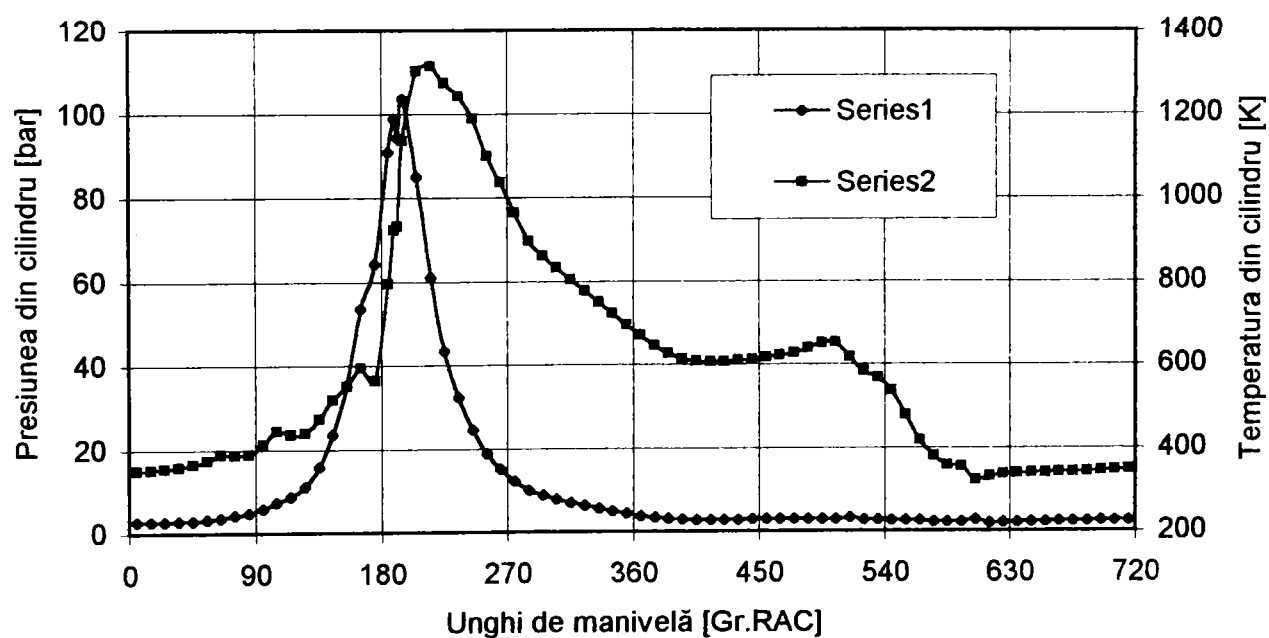
$$h_{med} = \frac{1}{720} \int_0^{720} h(\phi) d\phi \quad 5.1.$$

- temperaturile gazelor din cilindru și din canalul de evacuare sunt egale cu temperaturile medii pe ciclu;

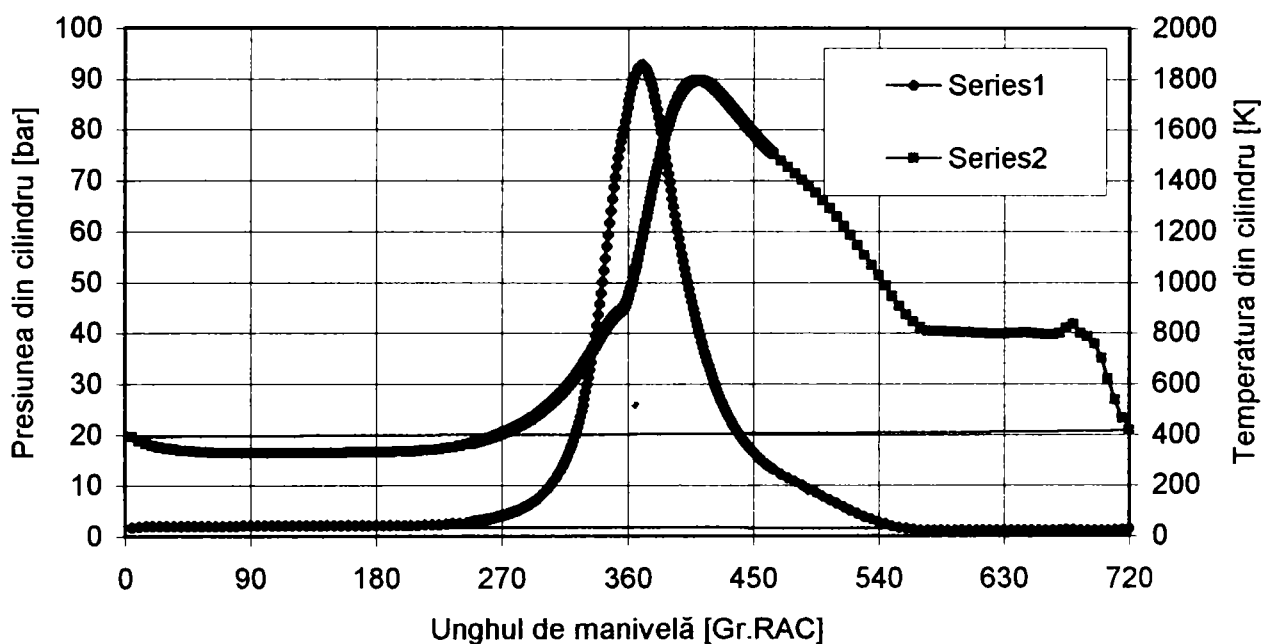
Regimul Nr.30.

Figura 5.9. Diagramele $p-\phi$ și $T-\phi$ pentru regimul Nr.30.

Regim 31.1

Figura 5.10. Diagramele $p-\phi$ și $T-\phi$ pentru regimul Nr.31.1.

Regimul Nr.30



Regimul Nr.31.1

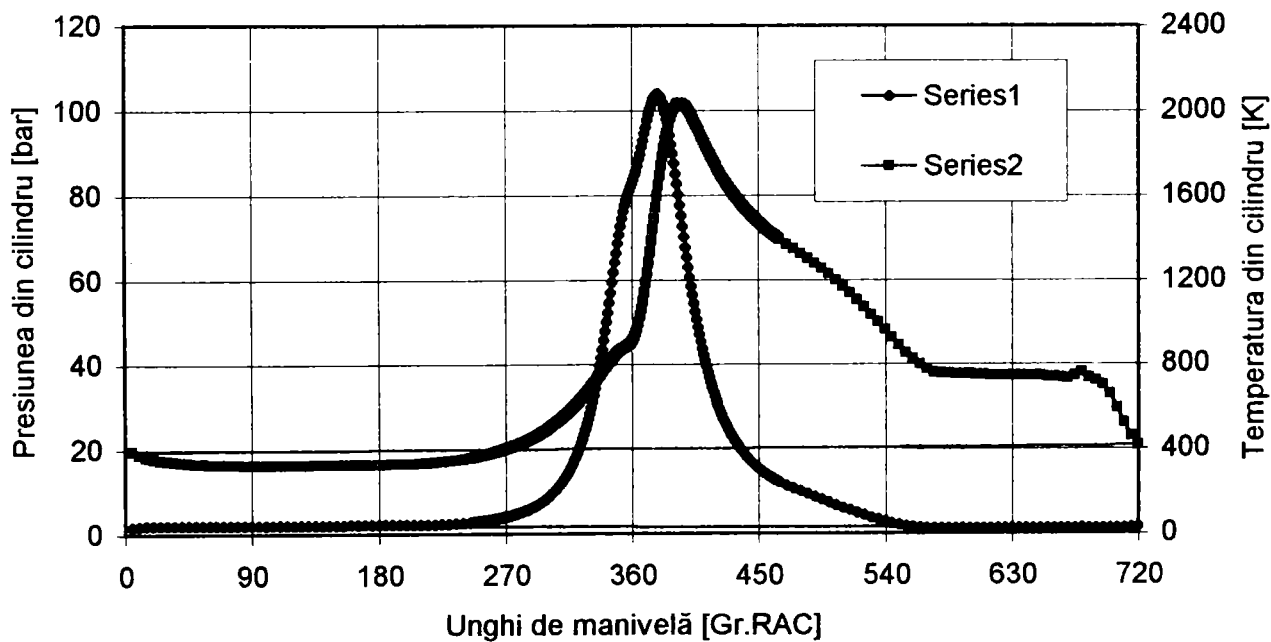


Figura 5.11. Diagramele p-φ și T-φ pentru reipurile Nr. 30. și 31.1. calculate cu ajutorul programului 2.

- coeficienții de schimb de căldură dintre gazele din cilindru și din canalul de evacuare sunt egale cu cele medii pe ciclu;
- conform cu cele constatate în capitolul anterior, se consideră ca sodiul topit nu se amestecă;
- rezistența la trecerea căldurii a stratului de ulei dintre tijă și bucșa de ghidare se înglobează în rezistența bucșei, economisând astfel un număr important de noduri, care rămân disponibile pentru corpul supapei. Conductivitatea termică echivalentă a bucșei este calculată din condiția ca fluxul de căldură cedat prin bucșă să nu se modifice, adică rezistența echivalentă la trecerea căldurii R_{te} să fie egală cu suma rezistențelor stratului de ulei R_{tu} și a bucșei R_{tb} :

$$R_{te} = R_{tu} + R_{tb}$$

$$\frac{1}{2\pi h \lambda_e} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{2\pi h} \cdot \left[\frac{1}{\lambda_u} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_b} \ln \frac{d_3}{d_2} \right]$$

$$\lambda_e = \frac{\lambda_u \cdot \lambda_b}{\lambda_b \frac{\ln \frac{d_1}{d_2}}{\ln \frac{d_1}{d_3}} + \lambda_u} \quad 5.2.$$

unde d_1, d_2, d_3 sunt diametrele tijei, diametrul interior și exterior al bucșei de ghidaj (deci grosimea stratului de ulei este $d_2 - d_1$),

$\lambda_e, \lambda_b, \lambda_u$ sunt conductivitățile termice echivalentă, cea a bucșei, respectiv a uleiului, iar h este lungimea bucșei.

Modelul astfel construit este prezentat în figura 5.12.

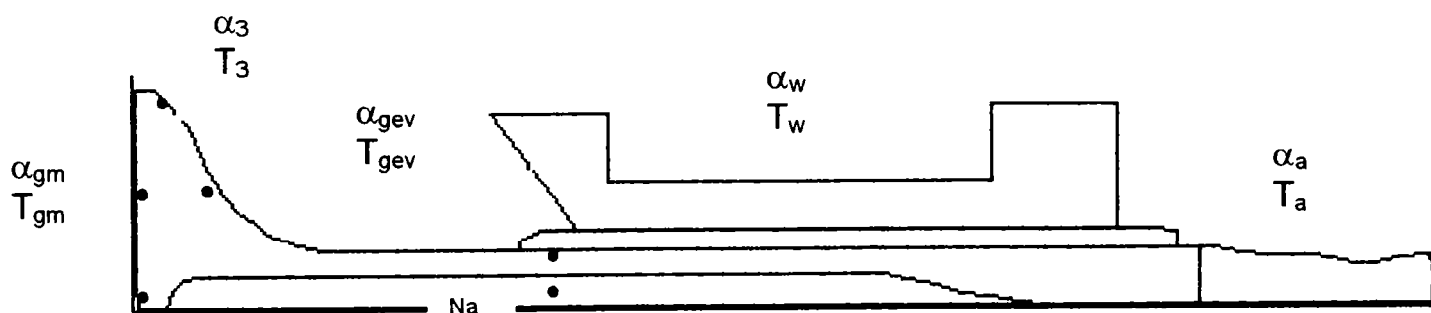


Figura 5.12. Modelul supapei pentru calculul câmpului de temperaturi cu ajutorul MEF.

În figura 5.12. au fost păstrate notațiile din figura 1.2. Suplimentar s-a notat cu T_3 temperatura scaunului iar cu α_3 -coeficientul de schimb de căldură dintre talerul supapei și scaun. Punctele negre din figură sunt locurile de amplasare a termocuplelor. În figură se mai poate vedea discretizarea modelului. Densitatea cea mai mare de elemente este în talerul supapei, fiindcă aici ne interesează cel mai mult câmpul de temperaturi, fiind zona cu nivelul de temperatură cea mai înaltă cu gradientii de temperatură mari.

Influența turației asupra condițiilor de schimb de căldură dintre sodiul topit și supapă a fost modelată prin modificarea valorii coeficientului de conductivitate termică a sodiului, introducând un **coeficient de conductivitate echivalent** λ_{eNa} , astfel ca rezistența la trecerea căldurii să fie identică cu cazul real. Sodiul cu această conductivitate echivalentă umple întreaga cavitate din tija supapei (vezi fig,5.12.).

Conductivitatea echivalentă am determinat în felul următor:

- Am determinat câmpul de temperaturi al supapei pentru regimul Nr. 16., pe care am ales fiindcă presiunea medie efectivă a fost suficient de mare (13.58 bar) și în majoritatea punctelor de control am avut date măsurate (termocuplele nu au fost încă rupte). Acest calcul fost precedat de calculul condițiilor de contur:
 - cu programul propriu și programul 2 am determinat α_{gm}, T_{gm} și α_{gev}, T_{gev} ;
 - α_w am calculat din formula lui Sonecken(2.20.) temperatura apei de răcire T_w a rezultat din măsurători.
 - α_a și T_a am ales pe baza literaturii [59] $50W/m^2K$ respectiv $323K$,
 - T_3 , temperatura medie a scaunului din chiulasă a rezultat din măsurători iar fiindcă coeficientul de schimb de căldură dintre scaunul și talerul supapei α_3 calculat cu relațiile din literatură (2.23.) nu se referă la model echivalent staționar la care supapa este mereu în contact cu scaunul, ci la unul real, cu contact alternativ, valoarea acastuia am determinat prin încercări succesive.
 - Valoarea coeficientului de conductivitate echivalent λ_{eNa} a fost determinată deasemenea prin încercări. Atât valoarea coeficientului de conductivitate echivalent λ_e cât și a lui α_3 au fost acceptate atunci, când temperaturile calculate în punctele marcate din figura 5.12. să nu difere mai mult de 3% față de valorile obținute prin măsurători directe (vezi Anexa I)
- Coeficientul astfel obținut va fi considerat drept coeficient de referință λ_{e0} . Valoarea coeficienților λ_{eNa} la alte turații decât cea de referință (în cazul nostru turația regimului 16, $n_0=954$ rot/min) se va calcula din relația:

$$\lambda_{eNa} = \frac{20,463 + 0,07784 \cdot n}{20,463 + 0,07784 \cdot n_0} \cdot \left(\lambda_s \frac{A_s}{A_{Na}} + \lambda_{e0} \right) - \lambda_s \frac{A_s}{A_{Na}} \quad 5.3.$$

unde $\lambda_s = 14,85 W/m^2K$ conductivitatea termică a tijei supapei, A_s și A_{Na} sunt ariile secțiunilor tijei supapei respectiv a cavității de răcire, perpendiculare pe tija supapei.

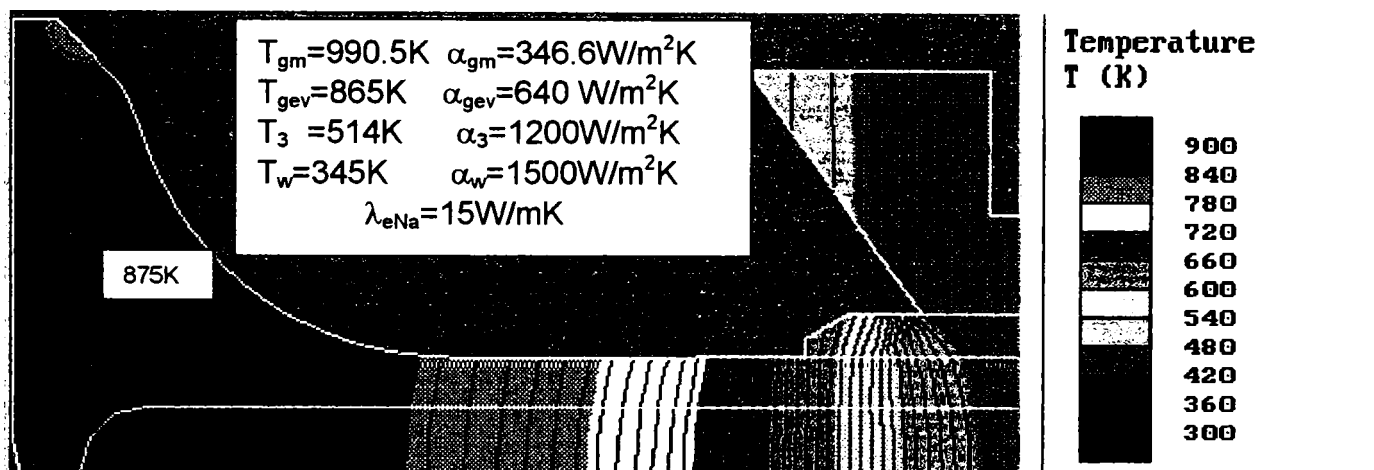
Această relație derivă din observația, că la fiecare tijă de supapă (vezi figurile 5.13., 5.14., 5.15. etc.) există o porțiune prin care fluxul de căldură este axial, adică suprafața izotermă este un plan perpendicular pe axa supapei. Astfel folosind relațiile 4.1. sau 4.1.a. stabilite în capitolul precedent, pentru o porțiune cu gradient identic de temperatură în cazul ambelor turații, se poate scrie:

$$\frac{K \cdot (20,463 + 0,07784 \cdot n)}{K \cdot (20,463 + 0,07784 \cdot n_0)} = \frac{\frac{\Delta t}{\delta} \cdot (\lambda_s \cdot A_s + \lambda_{eNa} \cdot A_{Na})}{\frac{\Delta t}{\delta} \cdot (\lambda_s \cdot A_s + \lambda_{e0} \cdot A_{Na})} \quad 5.4.$$

unde K este o constantă, iar $\Delta t/\delta$ mărime finită, proporțională cu gradientul axial de temperatură. În cazul în care se neglijează influența temperaturii asupra coeficientului de conductivitate termică (deci se lucrează cu valori medii pe intervalul de temperaturi) singurul motiv pentru modificarea fluxului de căldură este creșterea turației, descris în membrul stâng din 5.4. de termenii din paranteză, iar în membrul drept de modificarea coeficientului de conductivitate echivalentă din λ_{e0} în λ_{eNa} . În intervalul de turații ale arborelui de distribuție cuprins între 400 și 700 se poate folosi pentru interpolare și relația 4.1. În acest caz primul termen din membrul drept al ecuației 5.3. va fi:

$$\frac{41,5592 + 2,5751 \cdot e^{\frac{n}{268,66}}}{41,5592 + 2,5751 \cdot e^{\frac{n_0}{268,66}}} \quad 5.3.a$$

Câmpul de temperaturi determinat pentru regimul Nr. 16. este prezentat în figura 5.13.



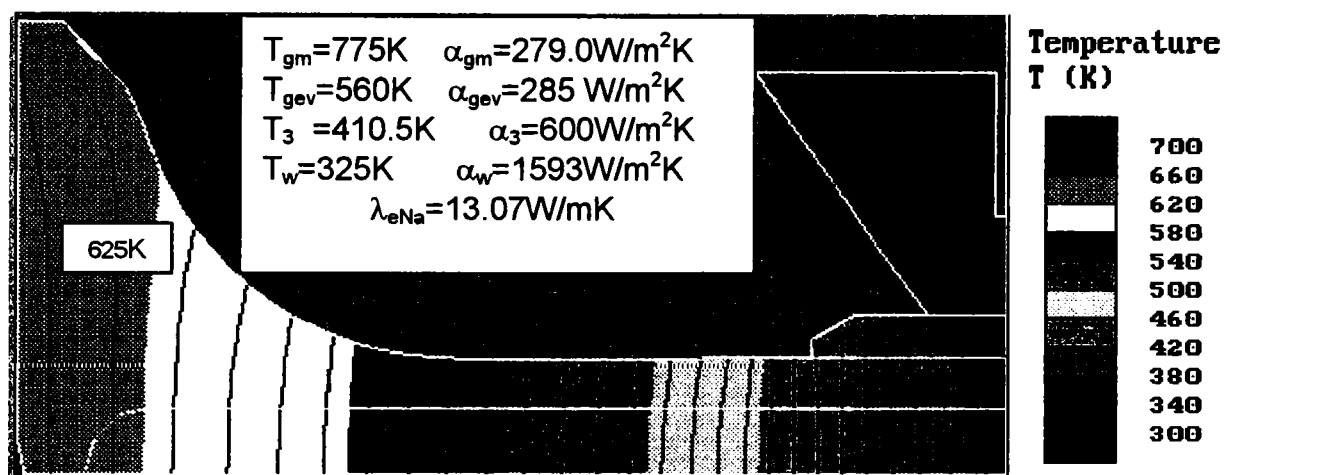
Temperaturi în punctele de control [K]				
Temperatura	T_c	$T_{13,5}$	T_{sc}	T_t
Valori măsurate	910-919	892-905	816-820	541-553
Valori calculate	897.9	889	830	565

Figura 5.13. Câmpul de temperaturi al supapei de evacuare în regimul Nr.16.

În tabelul atașat figurii prin T_c s-a notat temperatura măsurată în centrul talerului, pe fața dinspre cilindru, prin $T_{13,5}$ temperatura măsurată pe aceeași față a talerului la raza mijlocie de 13,5 mm, prin T_{sc} s-a notat valoarea medie (de la cele 4 poziții) a temperaturii feței conice de etanșare, iar prin T_t temperatura tijei la distanța de 51 mm de la baza talerului. Diferența de temperatură dintre două izoterme succesive din figură este 10K, diferența ce se păstrează și la figurile următoare în care sunt câmpuri de temperaturi ale supapei de evacuare.

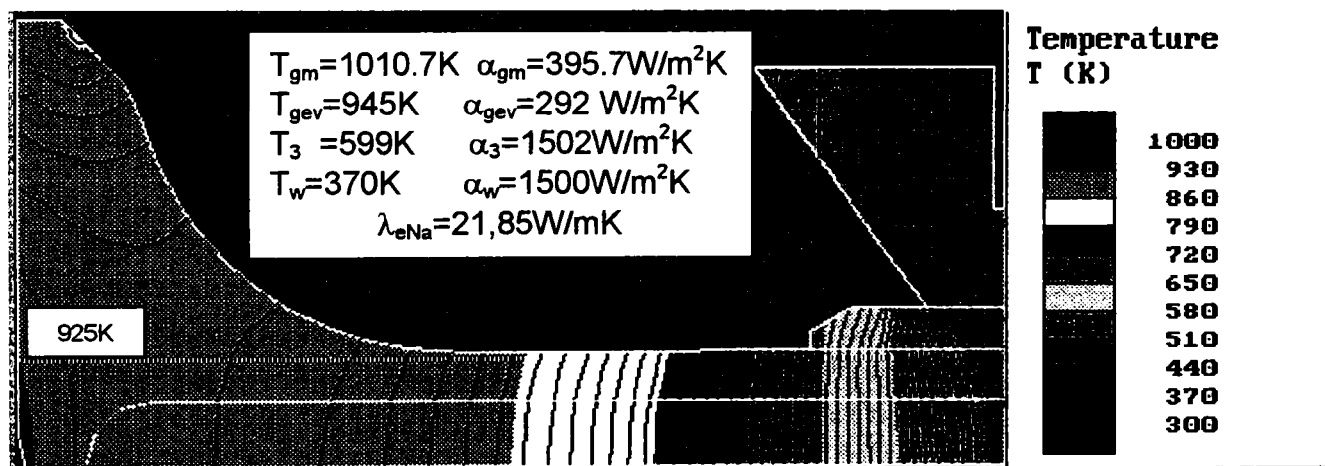
Cu aceeași metodă am determinat câmpul de temperaturi pentru alte regimuri, folosind la modelare valoarea coeficienților de conductibilitate echivalentă λ_{eNa} calculați după metoda prezentată (relația 5.3.). Cu ocazia determinării prin încercări a coeficientului echivalent de schimb de căldură dintre suprafața de etanșare a talerului și scaunul supapei α_3 am observat că mărimea acestuia depinde direct proporțional de presiunea medie indicată, deci practic de presiunea de contact dintre cele două suprafețe. Relația de dependență este:

$$\alpha_3 = -148 + 90 \cdot p_{mi} \quad [W/m^2K] \quad 5.5.$$



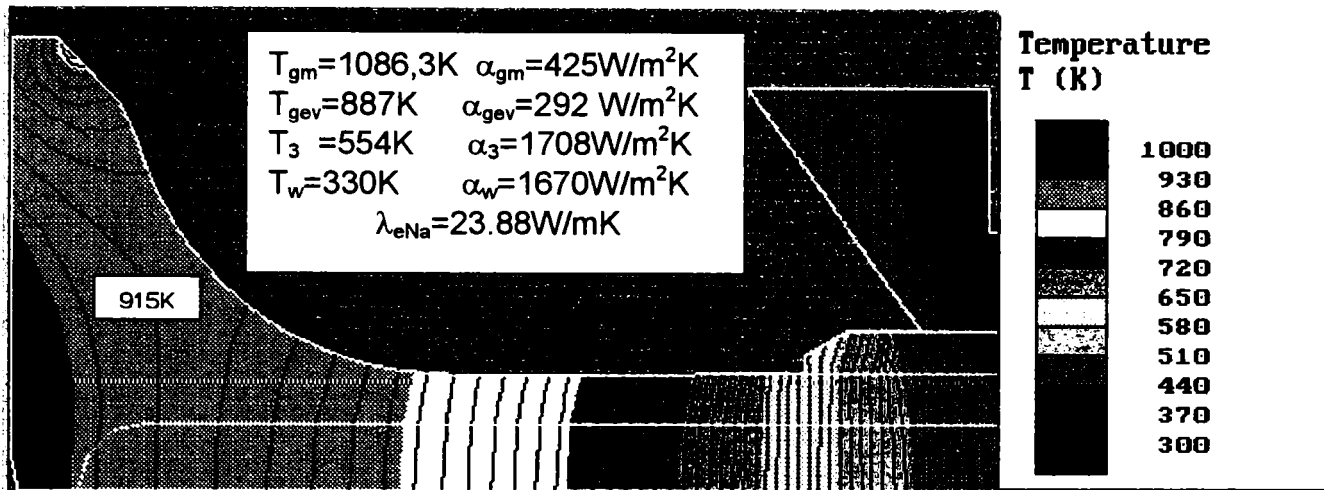
Temperaturi în punctele de control [K]				
Temperatura	T_c	$T_{13.5}$	T_{sc}	T_t
Valori măsurate	621-642	611-642	610-637	390
Valori calculate	639.5	639.04	618.7	411.5

Figura 5.14. Câmpul de temperaturi al supapei de evacuare în regimul Nr.13.



Temperaturi în punctele de control [K]				
Temperatura	T_c	$T_{13.5}$	T_{sc}	T_t
Valori măsurate	X	911	856.5	X
Valori calculate	931.5	922.8	856.44	600.6

Figura 5.15. Câmpul de temperaturi al supapei de evacuare în regimul Nr.30.



Temperaturi în punctele de control [K]				
Temperatura	T_c	$T_{13.5}$	T_{sc}	T_t
Valori măsurate	X	(920?)	850	X
Valori calculate	944.4	935.5	850.04	548.3

Figura 5.16. Câmpul de temperaturi al supapei de evacuare în regimul Nr.31.1.

5.3. Principalele concluzii rezultate în urma modelării

- Principala concluzie ce rezultă din cele de mai sus este că este posibilă realizarea unui model staționar capabil să reflecte suficient de fidel starea termică a supapei de evacuare.
- Din modelarea răcirii cu sodiu prin introducerea conductivității echivalente se poate remarca faptul că această soluție constructivă favorizează răcirea talerului supapei numai la turații mai mari decât o turație limită. În cazul nostru turația limită calculată din relația 5.3. este 950 rot/min. La turații mai reduse decât această limită, fluxul de căldură orientată spre tijă va fi mai redus decât în cazul supapei nerăcite (deci cu tijă plină), fiindcă conductivitatea echivalentă a sodiului topit are valoare mai mică decât cea a materialului supapei (de exemplu regimul 13. din figura 5.14.).
- Valoarea coeficientului mediu de schimb de căldură dintre fața conică a talerului și scaunul supapei α_3 depinde foarte mult de presiunea medie indicată a ciclului (vezi relația 5.5.).

5.4. Diferite interpretări ale rezultatelor măsurărilor directe de temperatură

În cele ce urmează vom analiza factorii ce au influență majoră asupra stării termice a chiulasei și cea a supapei de evacuare.

5.4.1. Temperatura medie a peretelui de foc al chiulasei poate fi calculată pe baza temperaturilor T_i măsurate cu ajutorul termocuplelor instalate pe acest perete (fig.4.11.și 4.12.):

$$T_{chm} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad 5.6.$$

unde prin A_i au fost notată aria suprafeței în centrul căreia a fost montată termocupla i . Prin această temperatură se poate caracteriza starea termică a chiulasei. Studiind factori care influențează asupra acestei mărimi, din rezultatele măsurătorilor rezultă că influența cea mai mare are căldura introdusă pe ciclu Q_c

$$Q_c = C_c \cdot H_i + m_{ac} \cdot \Delta i [\text{kJ} / \text{ciclu}] \quad 5.7.$$

unde C_c este masa combustibilului injectat pe ciclu, $C_c = C_e / 30 \cdot n$; m_{ac} - consumul de aer pe ciclu, H_i - puterea calorică inferioară, Δi este creșterea entalpiei aerului, față de starea din mediul ambiant (diferit de zero numai atunci, când aerul este preîncălzit). Această dependență este prezentată în diagrama din figura 5.17.

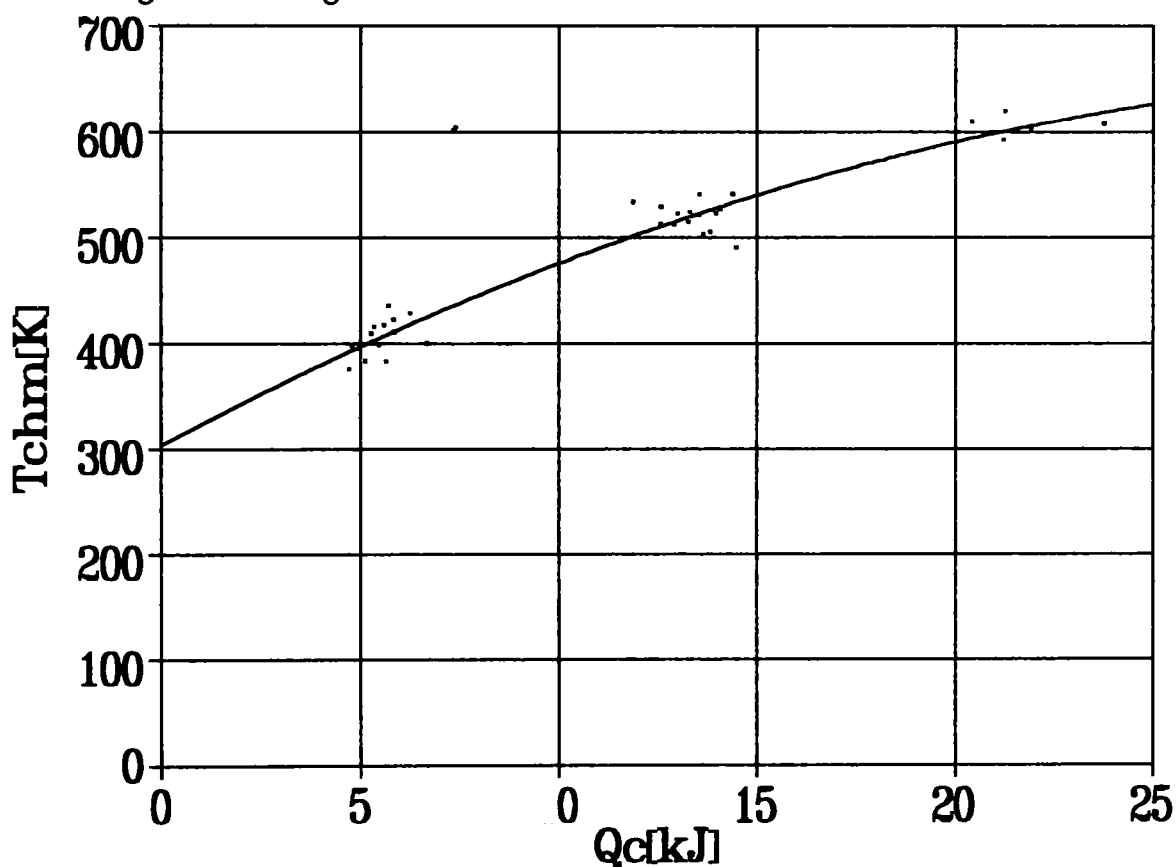


Figura 5.17.

Relația care descrie diagrama de mai sus este:

$$T_{chm} = 303.54815 + 20.069266Q_c - 0.28577226Q_c^2 \quad 5.8.$$

cu coeficientul de determinare (patratul coeficientului de corelație) $r^2 = 0,956938574$

Dacă în ordonata diagramei vom trece în loc de temperatura medie căderea medie de temperatură pe peretele încălzit al supapei: $\Delta T_{chm} = T_{chm} - T_{apă}$ va scădea dispersia punctelor față de curba medie, cât și erorile (vezi figura 5.18.). Relația dintre căderea medie de temperatură și căldura introdusă pe ciclu este:

$$\Delta T_{chm} = 13.346815 + 15.181049Q_c - 0.17321804Q_c^2 \quad 5.9.$$

cu coeficientul de determinare $r^2 = 0,961312509$. La valori mari ale lui Q_c se poate remarca creșterea mai mică atât a temperaturii medii a chiulasei cât și a căderii medii de temperatură din cauza apariției fenomenului de fierbere globulară din vecinătatea peretelui răcit, ce duce la creșterea substanțială a coeficientului de transfer de căldură [82]. Astfel la valori mari ale lui Q_c

cota de căldură transmisă mediului de răcire va crește cu mărirea căldurii introduse pe ciclu nu atât prin creșterea diferenței de temperatură ci datorită măririi valorii coeficientului de transfer.

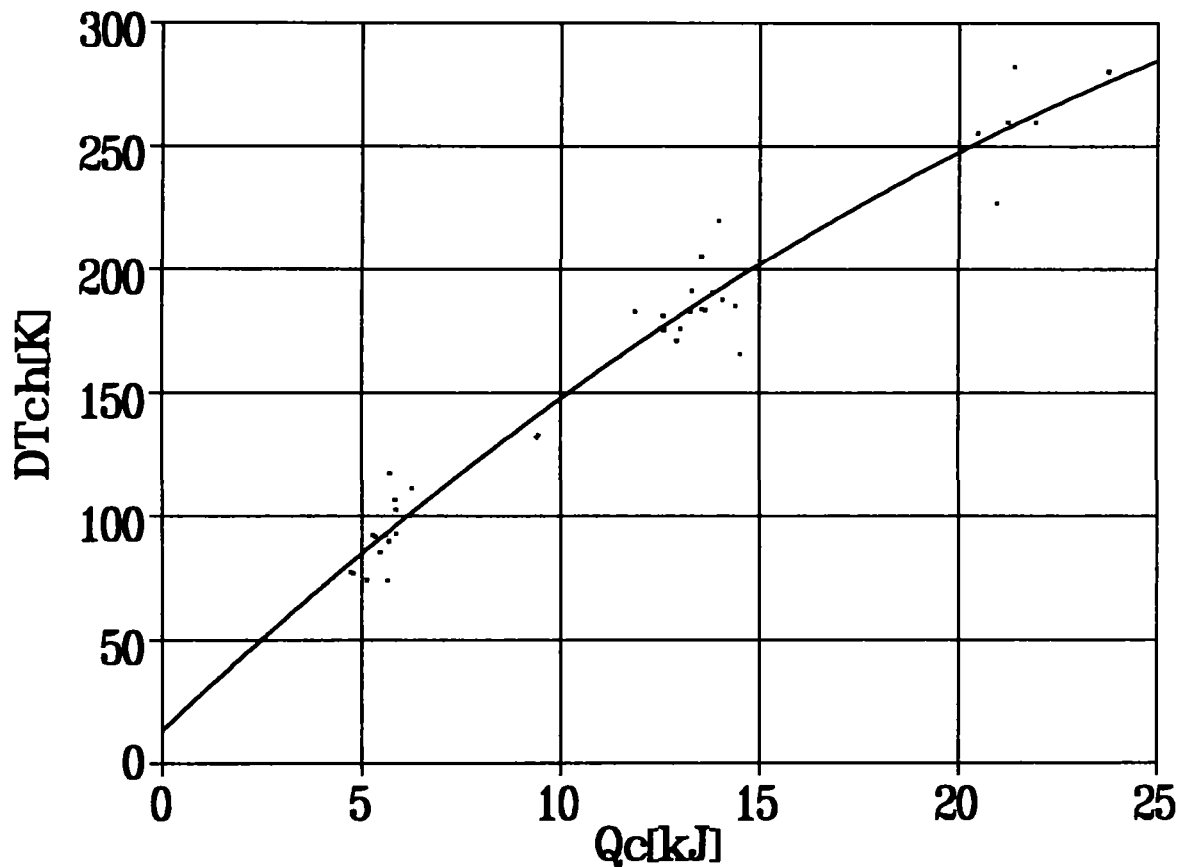


Figura 5.18.

Relația dintre T_{chm} sau ΔT_{chm} și Q_c poate fi aproximată și prin drepte de forma $y=a+bx$ dar cu coeficient de corelație mai mică și cu eroare mai mare decât relațiile de mai sus. Dintre toți factorii care pot influența asupra temperaturii medii T_{chm} și asupra căderii medii de temperatură ΔT_{chm} (au fost studiate pe lângă Q_c și factorul de putere $p_e \cdot w_m$; [30], temperatura medie a gazelor din cilindru T_{gm}) Q_c are coeficient de corelație cel mai mare, deci influențează cel mai mult asupra acestora. Această observație este valabilă pentru toți pereții camerei de ardere [31].

5.4.2. Temperatura maximă a supapei de evacuare este de regulă în centrul talerului, pe suprafața orientată spre camera de ardere. Studiind relația dintre această temperatură notată cu T_c și factorii care pot avea influență asupra ei cum ar fi: căldura introdusă pe ciclu Q_c , temperatura medie a gazelor din cilindru T_{gm} , factorul de putere $p_e \cdot w_m$, căldura evacuată Q_{ev} , temperatura T_{ev} și entalpia i_{ev} a gazelor evacuate, am ajuns la concluzia că efectul cel mai puternic îl are temperatura gazelor evacuate. Relația dintre temperatura centrului talerului t_c și temperatura gazelor evacuate t_{ev} (valori măsurate în $^{\circ}C$) este prezentată în figura 5.19. Relația dintre aceste temperaturi este:

$$t_c = 156.24913 + 0.82737006 \cdot t_{ev} \quad 5.10.$$

Coeficientul de determinare $r^2=0.97968721$ față de relația $t_c=f(i_{ev})$ la care $r^2=0.9705$ (fiindcă entalpia $i_{ev}=C_p \cdot t_{ev}$, unde C_p este capacitatea termică molară a gazului[28]). Coeficientul de corelație în cazul restului factorilor enumerați mai sus este mai mic (la Q_c $r^2=0.8095$, la Q_e

$r^2=0.7457$, la $p_{e.w_m}$ $r^2=0.6910$ iar în cazul temperaturii medii a gazelor din cilindru t_{gm} ($r^2=0.54585$).

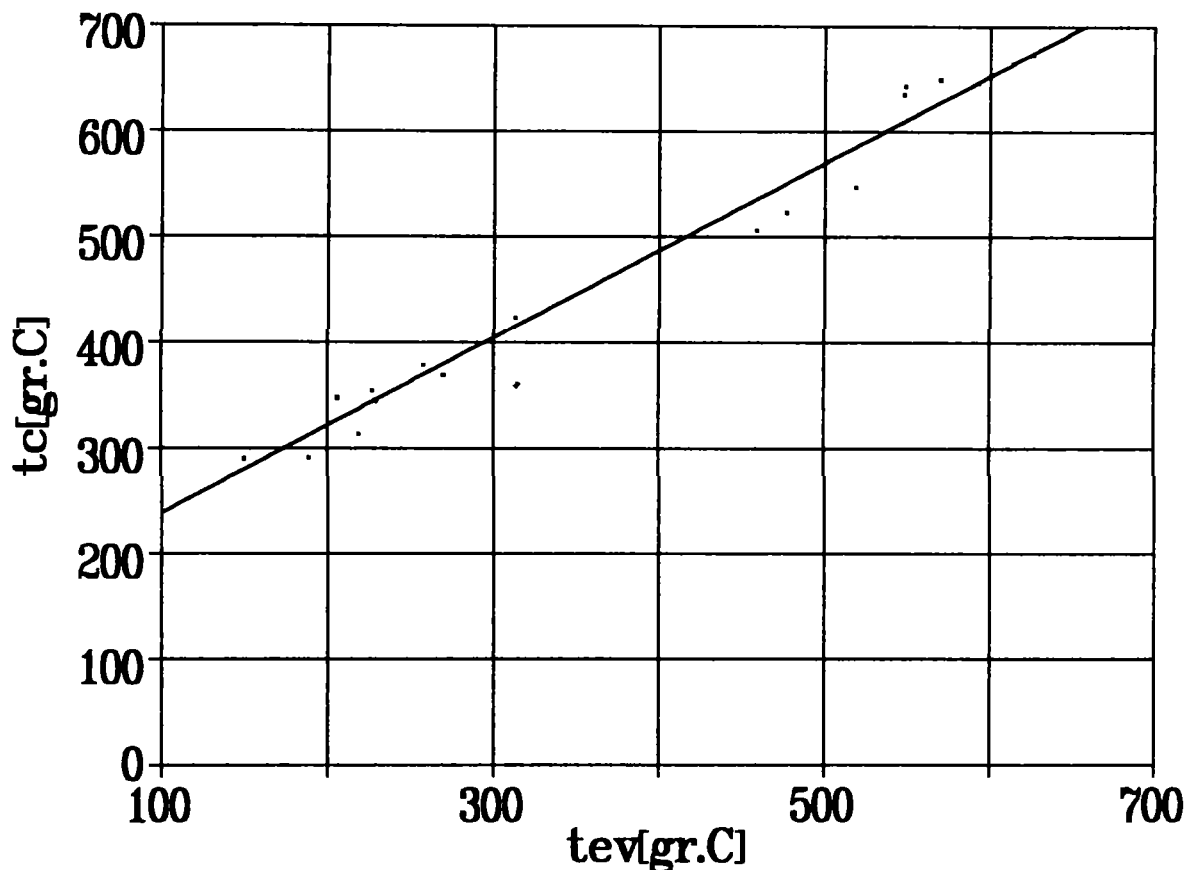


Figura 5.19.

Din cele de mai sus se poate remarca importanța baleiajului la motoarele supraalimentate, fiindcă prin diluarea gazelor evacuate se poate reduce substanțial temperatura gazelor evacuate și prin aceasta temperatura supapei. Deasemenea trebuie să observăm că orice ce contribuie la mărirea anormală a temperaturii gazelor evacuate (cum ar fi de exemplu arderea prelungită) pune în pericol supapa de evacuare.

5.4.3. Asimetria câmpului de temperaturi al supapei de evacuare față de axa de rotație poate fi remarcată și din rezultatele măsurărilor directe de temperaturi, prezentate în anexa II, tabela A3. Această asimetrie este cauzată de condițiile nesimetrice de contur, adică de încălzirea respectiv răcirea neuniformă pe conturul supapei. Ținând seama de faptul că majoritatea căldurii primite de supapă este evacuată la mediul de răcire prin scaun, neuniformitatea distribuției temperaturii de-a lungul cercului de contact pe care se așează supapa are însemnătate mare la generarea câmpului asimetric de temperaturi al talerului. Diferența maximă de temperaturi este de regulă dintre punctele 3 și 1 (vezi figurile 4.11. și 4.12.) adică dintre porțiunea cea mai apropiată (1.) și cea mai îndepărtată de centrul chiulasei. După cum era de așteptat, această diferență depinde cel mai mult de căldura introdusă pe ciclu Q_c și crește, asemănător cu temperatura medie a chiulasei. Relația dintre diferența de temperatură (t_3-t_1) și Q_c este descrisă de parabola:

$$t_3-t_1=12.042485+7.8183442 \cdot Q_c-0.17483459 \cdot Q_c^2 \tag{5.11.}$$

cu coeficientul de determinare $r^2=0.886032265$ (față de $r^2=0,8161$ în funcție de factorul de putere $p_e \cdot w_m$). Punctele rezultate din măsurători și graficul curbei 5.11. sunt reprezentate în figura 5.20.

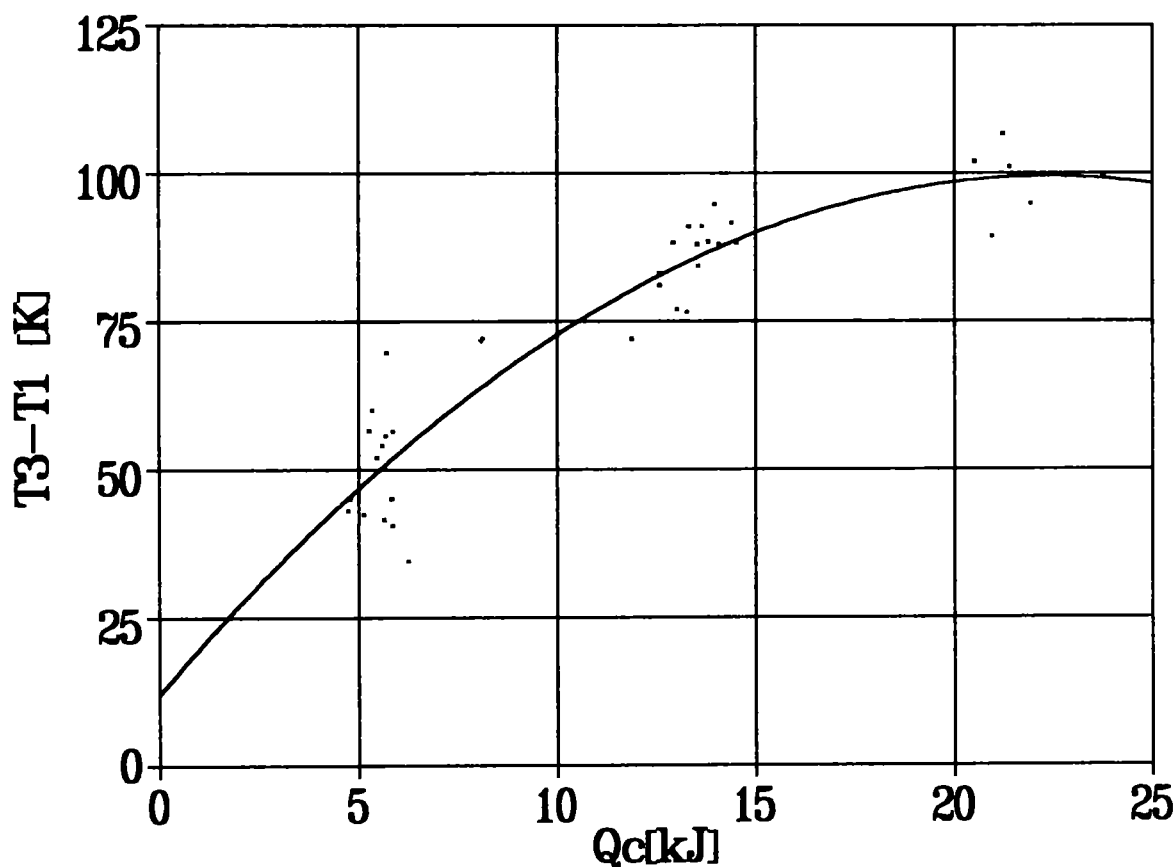


Figura 5.20.

Temperatura cea mai ridicată (exceptând primele 3 regimuri) a fost înregistrată de cele mai multe ori la termocupla Nr. 3. (spre centru) iar cea mai redusă la termocupla Nr.1.(spre colț).Din această cauză, în cazul unui contact corect dintre supapa și scaun, supapa va fi răcită neuniform, cedând mai multă căldură spre punctele mai reci ai scaunului și mai puțină spre zonele mai calde. Această observație este ilustrată și de variația căderii radiale de temperatură ΔT_r din talerul supapei (diferența dintre temperatura măsurată cu termocupla din centrul talerului și cea din suprafața de etanșare, adică termocuplele 1. respectiv 5. din figura 4.6.) În figura 5.21.. este prezentată variația ΔT_r în funcție de căldura introdusă pe ciclu atunci când termocupla 5 din suprafața de etanșare este orientată spre injector, adică spre centrul chiulasei (poziția S1 din tabelul A3, Anexa I), iar în figura 5.22. când termocupla 5. este în poziția opusă, adică spre punctul cel mai rece al scaunului în dreptul termocuplei nr.1. din scaun (fig.4.11.) Relațiile care aproximează cele două curbe sunt:

$$\text{pentru S1} \quad \Delta T_r = -110.87286 + 27.928461Q_c - 0.94103116Q_c^2 \quad 5.12.a.$$

$$\text{pentru S3} \quad \Delta T_r = -231.30626 + 56.876581Q_c - 2.0018415Q_c^2 \quad 5.12.b.$$

Astfel diferența dintre ele va fi:

$$\Delta T_{rS3} - \Delta T_{rS1} = -120.4334 + 28.94812Q_c - 1.06081034Q_c^2 \quad 5.12.c.$$

La relația 5.12.a. $r^2=0.9687$ iar la 5.12.b. $r^2=0.9782$.

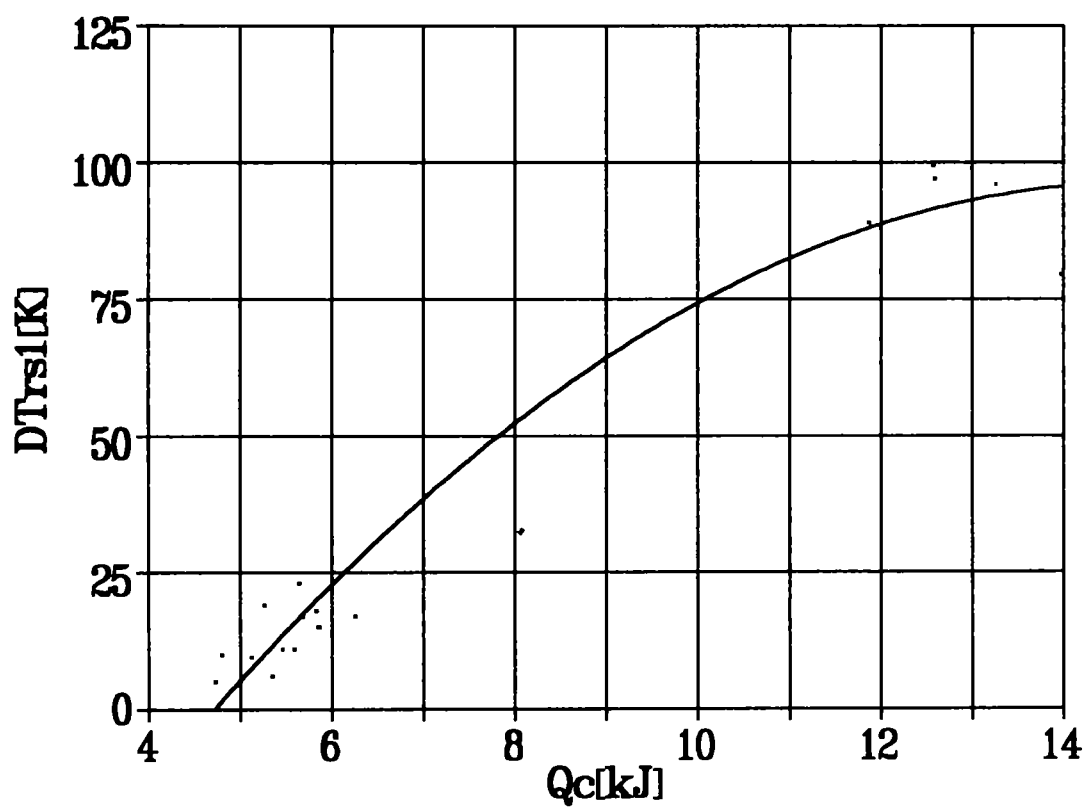


Figura 5.21. Căderea radială de temperatură pe talerul supapei în poziția S1.

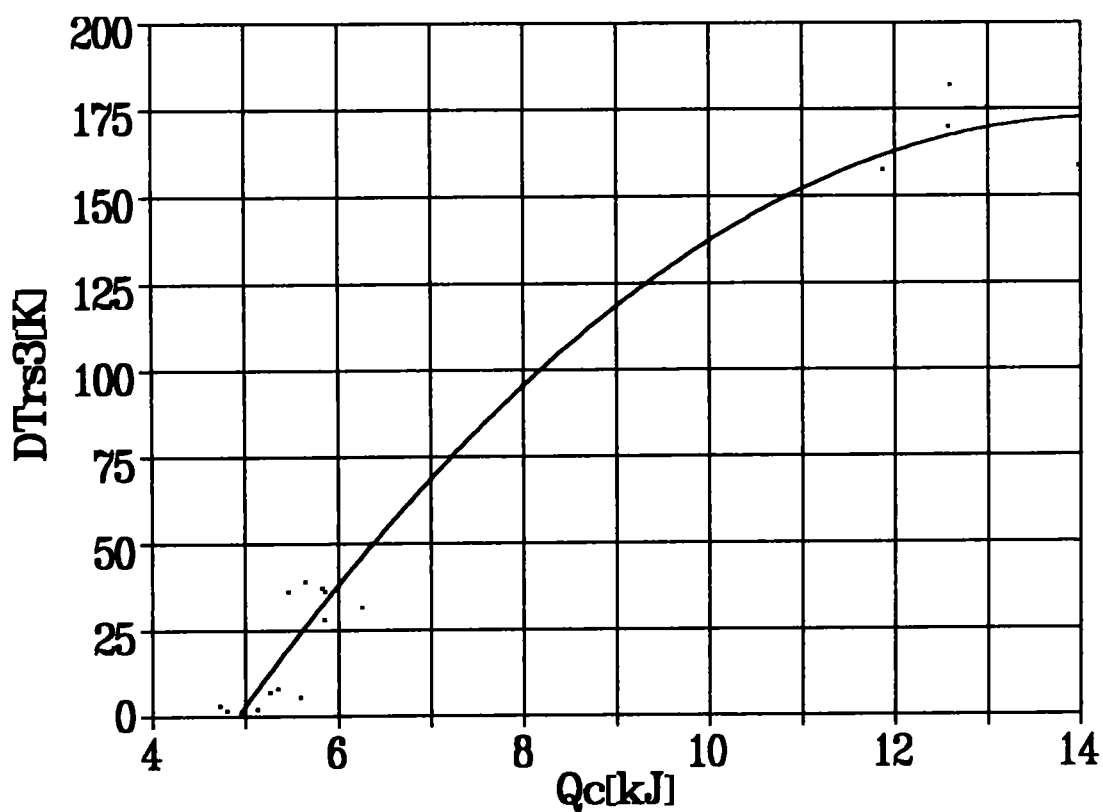


Figura 5.22. Căderea radială de temperatură pe talerul supapei în poziția S3

Se poate observa atât din diagramele 5.21. și 5.22. cât și din ecuația 5.12.c. că asimetria câmpului de temperaturi al talerului supapei crește cu căldura introdusă pe ciclu, deci și cu sarcina motorului. Astfel la supape cu dimensiuni mari din cauza dilatărilor neuniforme etanșarea poate fi compromisă, dacă supapa nu este prevăzută cu dispozitiv de rotire.

5.4.4. Temperatura medie a scaunului supapei poate fi calculată suficient de exact pe baza observației că această temperatură este aproximativ egală cu temperatura medie a chiulasei (vezi diagrama din figura 5.23.).

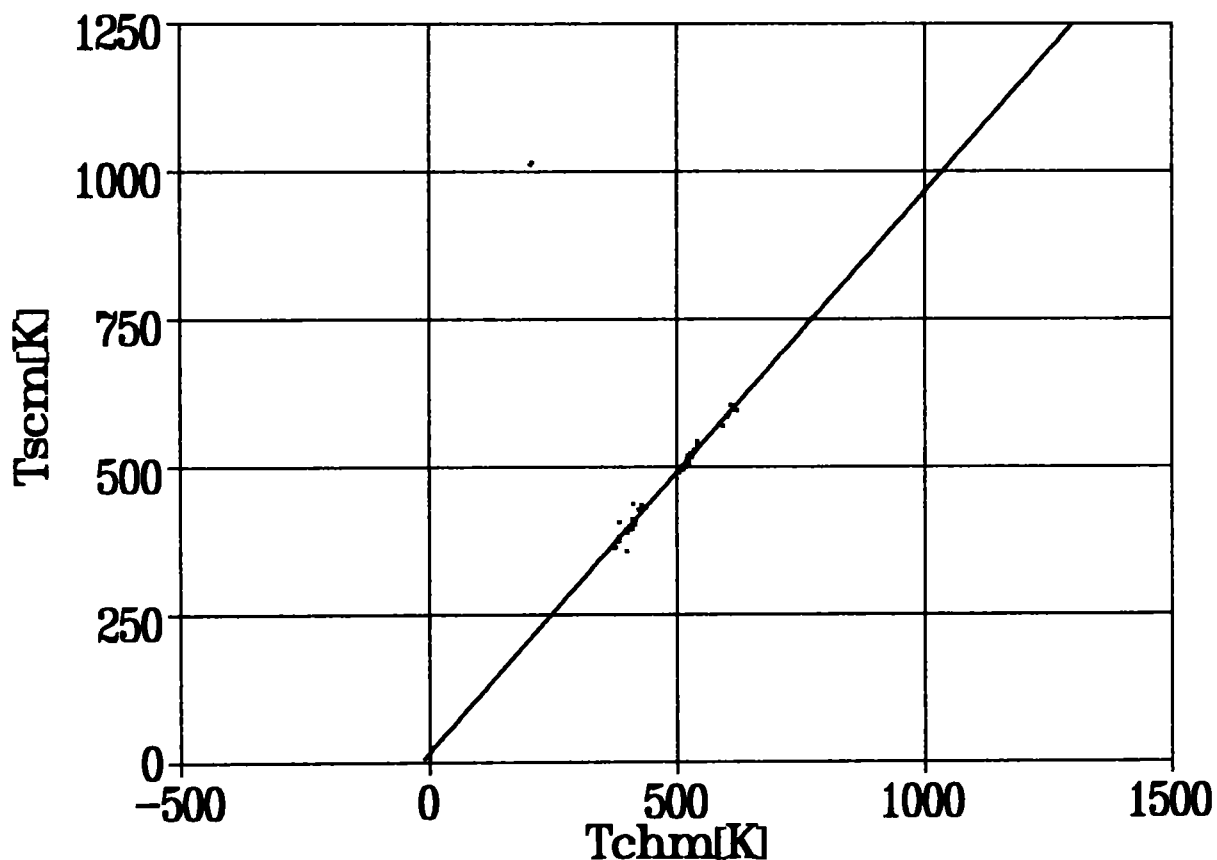


Figura 5.23. Corespondența dintre temperaturile medii ale scaunului și chiulasei

Temperatura medie a chiulasei poate fi calculată pe baza cunoașterii căldurii cedate apei de răcire din bilanțul termic al motorului știind că [82] din aceasta 40÷43% este cedată chiulasei, metodă mai puțin precisă (fiindcă o parte din căldura primită de apa de răcire este primită prin pereții canalului de evacuare)

Un calcul mai exact al temperaturii medii pornește din observația că fluxul mediu de căldură cedat de la gaze peretelui de foc al chiulasei este egal cu fluxul mediu de căldură cedat de acest perete mediului de răcire. Astfel, notând cu k coeficientul de transfer de căldură de la peretele de foc la apa de răcire, vom avea:

$$\alpha_{gm}(T_{gm}-T_{chm})=k(T_{chm}-T_w) \quad 5.13.$$

Din care rezultă valoarea temperaturii medii a chiulasei T_{chm} :

$$T_{chm} = \frac{\alpha_{gm} \cdot T_{gm} + k \cdot T_w}{k + \alpha_{gm}} [K] \quad 5.14.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_m}{\lambda}}$$

În care cu δ_m am notat grosimea medie a peretelui chiulasei, cu λ coeficientul de conductivitate termică a materialului chiulasei. Coeficientul de schimb de căldură dintre apă și peretele răcit al chiulasei l-am calculat cu formula lui Sonecken, folosită și la determinarea câmpului de temperatură al supapei (vezi fig.5.13-5.16.) Folosind această metodă pentru regimurile prezentate am obținut următoarele valori pentru temperatura medie a scaunului supapei: la regimul 13 calculat 403K, măsurat 406,75K; la regimul 16: calculat 528K, măsurat 519 K; la regimul 30: calculat 572 K, măsurat 585,5K; la regimul 31: calculat 569K, măsurat 569 K.

5.4.4. Concluziile interpretărilor de mai sus sunt următoarele:

- factorul determinant asupra temperaturii pereților interiori ai camerei de ardere la un motor dat este căldura introdusă pe ciclu;
- temperatura maximă a supapei de evacuare depinde foarte mult de temperatura gazelor evacuate;
- asimetria câmpului de temperaturi este foarte mult influențată de răcirea scaunului și se amplifică pe măsura creșterii căldurii introduse pe ciclu.
- temperatura medie a scaunului este practic egală cu temperatura medie a chiulasei, care poate fi calculată simplu și suficient de precis cu metoda propusă.

6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1. Concluzii:

Pe baza celor prezentate se poate afirma că realizarea unui model de calcul staționar echivalent, pentru calculul câmpului de temperaturi al supapei de evacuare, este posibilă. Condițiile de contur necesare întocmirii modelului propus pot fi calculate pe baza măsurătorilor obișnuite (sau a datelor din proiect) și anume: diagrama indicată, putere efectivă (moment motor efectiv și turație), consum de combustibil și de aer, debitul și temperatura apei de răcire, presiunea și temperatura aerului admis și a gazelor evacuate. Modelul se rezolvă cel mai precis și cel mai operativ, folosind metoda elementelor finite. *La exemplele date eroarea a fost sub 3%*. În cazul în care se dispune de un program mai evoluat de elemente finite decât cel folosit, pe baza soluțiilor prezentate se poate aborda și modelul spațial staționar, care poate lua în considerare și asimetriile câmpului de temperaturi.

Amplitudinea solicitărilor termice variabile cu frecvență redusă (pomiri, opriri, variații ale sarcinii) poate fi determinată din câmpului staționar de temperaturi. Aceste solicitări sunt mult mai periculoase în privința avariilor decât cele cu frecvență ridicată..

6.2.Pricipale contribuții personale:

Consider ca în prezenta lucrare am adus următoarele contribuții personale cu scopul rezolvării problemei propuse:

1. *Sistematizarea și inventarierea problematicii* în domeniul schimbului de căldură dintre supapa de evacuare, gaze și organele învecinate în complexitatea sa deosebită.
2. *Trecerea în revistă după o bibliografie la zi a principalelor preocupări și rezultate din domeniul transferului de căldură de la motoare cu ardere internă pe baza căruia se poate defini solicitările termice, solicitări care la aceste mașini reprezintă principalul obstacol în calea ridicării performanțelor .*
3. *Prezentarea principalelor metode folosite pentru determinarea câmpului de temperaturi (pentru integrarea ecuației lui Fourier) în cazul unor piese de formă geometrică complicată (ca și organele ce delimitează camera de ardere a motoarelor cu ardere internă), cum ar fi modelarea prin analogie electrică, prin metoda elementelor finite. La prezentarea metodei analogiei electrice sunt prezentate modelele proprii realizate prin toate variantele posibile de realizare cum ar fi: modelul din hârtie electroconductoare, din electrolit și din rezistențe finite. Aceste modele au fost folosite pentru determinarea câmpului de temperaturi din supapele de evacuare ale unor motoare construite în țara noastră (lucrări pe baza de contract). Facilitățile asigurate de aceste modele au permis realizarea unor studii privind influența unor factori constructivi funcționali asupra câmpului de temperaturi al supapei de evacuare cum ar fi materialul scaunului, prezența sodiului topit, etc.*
4. *Am realizat o bază de cercetare de concepție proprie compusă din standul calorimetric și standul complex.* (ultimul realizat în colaborare cu Dr.ing. V.Radu)

Cu ajutorul **standului calorimetric** am reușit să evidențiez:

- *Influența turației asupra fluxului de căldură evacuat de sodiu spre tija supapei,*
- *Modul de comportare al sodiului topit în timpul funcționării motorului.*

Standul complex a fost compus din motor experimental monocilindric (derivat din motorul MTU 331 cu S/D 155/165 mm) dotat cu instrumente de măsurare adecvate urmării parametrilor cei mai importanți ai motorului și cu dispozitive de modificare a condițiilor de funcționare (posibilitatea reglării presiunii și temperaturii aerului admis și a contrapresiunii la evacuare și a temperaturii apei de răcire) și cu **instalație de înregistrare a**

temperaturii organelor ce delimitează camera de ardere în timpul funcționării în 46 de puncte (6 în supapa de evacuare, 14 în chiulasă, 10 în cămașa de cilindru și 16 în piston). *Cu ajutorul acestui stand am reușit să înregistrăm un material foarte bogat despre starea termică a organelor ce delimitează camera de ardere, în funcție de parametri funcționali principali ai motorului.*

Realizarea dispozitivului original pentru rotirea supapei de evacuare a permis evidențierea distribuției asimetrice a temperaturii supapei față de axa proprie. Cu ajutorul acestui dispozitiv am reușit să măsurăm temperatura în maxim 18 puncte cu 6 termocuple.

5. Elaborarea unor metode adecvate pentru sistematizarea și prelucrarea informațiilor culese prin măsurători cum ar fi:
 - *Dezvoltarea unui program original în limbajul GWBASIC pentru prelucrarea diagramelor indicate, cu ajutorul căruia s-a putut determina: temperatura gazelor din cilindru (valori momentane și media pe ciclu), coeficienții de schimb de căldură dintre gaze și pereții cilindrului și dintre gazele din canalul de evacuare și pereții canalului (valori momentane și media pe ciclu), presiunea medie indicată, randamentul indicat și mecanic, exponenții politropici medii de comprimare și destindere, coeficientul de utilizare a căldurii, exponentul Vibe din timpul arderii, durata arderii, coeficientul excesului de aer la ardere.*
 - *Definirea funcțiilor necesare calculului coeficienților de debit din programul de mai sus, prin prelucrarea datelor obținute în laborator prin măsurători experimentale.*
 - *Definirea funcției de aproximare a distribuției temperaturii pe suprafața interioară a cămășii de cilindru de a lungul cursei pe baza datelor rezultate din măsurători.*
6. **Realizarea unui model de calcul staționar echivalent original**, care rezolvat prin metoda elementelor finite *permite determinarea suficient de exactă a câmpului de temperaturi al supapei de evacuare chiar din faza de proiectare, fiindcă pentru calculul condițiilor de contur este suficientă cunoașterea datelor din proiect : forma constructivă, materialele, diagrama indicată, turația, consumul de aer și combustibil, debitul și temperatura apei de răcire, presiunea și temperatura aerului admis și a gazelor evacuate.* La acest model am introdus următoarele elemente originale:
 - *modelarea influenței turației asupra schimbului de căldură dintre materialul supapei și sodiul topit prin conductivitatea echivalentă a sodiului calculat (tot original) pe baza măsurătorilor efectuate pe standul calorimetric.* Cu ajutorul conductivității echivalente se poate determina **turația limită**, la turații mai mari prezența sodiului topit favorizează evacuarea căldurii prin tijă, iar la turații mai mici căldura evacuată prin tijă va fi mai redusă decât la supape cu tijă negăurită.
 - *calculul temperaturii medii al scaunului supapei, bazat pe observația egalității acesteia cu temperatura medie a chiulasei.*
7. *Interpretarea critică, în juxtapunere a datelor obținute cu modelul matematic, și prin măsurători experimentale relativ la starea termică a supapei de evacuare.*
8. *Stabilirea experimentală a efectelor pe care le are căldura introdusă pe ciclu pentru distribuția neuniformă a temperaturii talerului supapei.*
9. *Analiza datelor experimentale cu scopul stabilirii factorilor cu influența cea mai mare asupra temperaturii maxime a supapei.*
10. *Analiza datelor experimentale cu scopul stabilirii factorului cel mai influent asupra temperaturii medii a peretelui de foc al chiulasei și asupra căderii de temperatură prin acest perete.*

BIBLIOGRAFIE:

1. **Annand, W.J.D.**- Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1963. 177. nr. 36.
2. **Apostolescu, N. Grünwald, B.**-Beiträge zur Theorie des Wärmeüberganges aus dem Zylinder des Verbrennungsmotors. IC Engines Conference Bucharest 1967. Paper I-29. Sau în limba română în Construcții de mașini nr. 8-9. 1967
3. **Aramă, C., Grünwald, B.**-Motoare cu ardere internă Ed. Tehn. București 1966.
4. **Bănărescu, M.**-Motoare cu ardere internă. Vol. I. și II. Ed. Tehn. București 1957. și 1959.
5. **Bărănescu, G și alții**-Manualul Inginerului termotehnician Ed. Tehnică București 1961. Vol. 2. Capitolul 13.
6. **Bătagă, N.**-Contribuții teoretice și experimentale la studiul solicitării termice pentru motorul cu aprindere prin compresie. Teza de doctorat. Iași. 1970.
7. **Berindean, V., Ferencz, A., Radu, V., Peia, I.**-Cercetări experimentale pentru stabilirea fluxului termic în zona camerei de ardere a unui motor Diesel rapid. A patra sesiune de comunicări tehnico-științifice INMT București 1983.
8. **Berindean, V.**-Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea III. Ed. I.P. "Traian Vuia" Timișoara. 1985.
9. **Bignardi, L.**-Sulla distribuzione della temperatura nella canna di un motore diesel veloce. La Termotecnica Nr. 10. 1967.
10. **Boulouchos, K., Hannoschöck, N.**-Wärmetransport Zwischen Arbeitsmedium und Brennraumwand. MTZ. 47 (1986) Nr. 9.
11. **Bulaty, T., Glanzmann, W.**-Bestimmung der Wiebe-Verbrennungsparameter. MTZ 45 (1984) Nr. 7/8.
12. **Brodzsky, D.**-Feltöltött Dieselmotorok. Műszaki Könyvkiadó Budapest. 1968
13. **Ciainov, N.D., Stankevici, I.V., Isaev, E.V., Miliștein, L.G.**-Analiz teplovogo sostoiania blocinîh golovok țilindrov. Dvigatellestroenie. Nr. 5. 1985.
14. **Ciainov, n.D., Timochin, A.V., Petrov, V.B.**-Model rasciota temperaturного polia osesimetricinîh detalei țilindroporșnevoi gruppi dizelei. Izv. vuz. Mașinostroenie Nr. 11. 1986.
15. **Cirkov, A.A.**-Ob urovne naucnîh issledovanii teploperedaci v dvigateliah vnutrennego sgoraniia. Izv. vuzov. Mașinostroenie. 1963. Nr. 5.
16. **Codan, E.**-Ein Programm zur Simulation des thermodynamischen Arbeitprozesses des Dieselmotors. MTZ 57(1996) Nr. 5.
17. **Diacenko, N.H; Dașkov, S.N., Kostin, A.K., Burin, M.M.**-Teploobmen v dvigateliah I teplonapriajennosti ih detalei. Ed. Mașinostroenie Leningrad. 1969.
18. **Ebersole, G., Myers, P., Uyehara A.** -The radiant and convective components of Diesel engine heat transfer. SAE Preprints s.a. No. 701C
19. **Eichelberg, G.** -Zeitlicher Verlauf der Wärmeübergang. Forschungsarbeiten auf den Gebiete des Ingenieurwesens h.v. VDI-Heft 300-1928.
20. **Ferencz, A.**-Contribuții la modelarea electrică a câmpului de temperaturi din supapele de evacuare ale motoarelor Diesel înalt supraalimentate. Manuscris, 1976. (prezentat la Simpozionul organizat de ICPH. Reșița în 1973)
21. **Ferencz, A.**-Metoda de determinare a solicitărilor termice din supapa de evacuare a motoarelor cu aprindere prin comprimare supraalimentate. Preprint IPTimișoara. 1977.

22. **Ferencz, A.**-Metoda de determinare a solicitărilor termice din supapa de evacuare a motoarelor cu aprindere prin comprimare supraalimentate. Prima Sesiune de Comunicări Științifice. INMT. 25-26.II. 1977.
23. **Ferencz, A.**-Studiul influenței răcirii supapei de evacuare asupra câmpului termic al acesteia. Buletinul științific și tehnic al I.P."Traian Vuia" Timișoara Tom 26(40) Fasc.2-1981.
24. **Ferencz, A.**-Studiul influenței răcirii asupra câmpului de temperaturi al pistonului unui motor diesel supraalimentat. Automobilul la intersecția cu anul 2000. Timișoara 5-6 aprilie. 1985.
25. **Ferencz, A.**-Analiza erorilor cauzate de marcarea incorectă a punctului mort, la prelucrarea diagramelor indicate. Simpozion de termotehnică și mașini termice. Timișoara 4-5 nov. 1988.
26. **Ferencz, A., Radu, V., Peia, I., Alexin, M., Bălu, I.**-Studiul câmpului de temperaturi din supapa unui motor Diesel supraalimentat și a influenței condițiilor de răcire asupra acestui câmp. Sesiunea V-a de comunicări. I.N.M.T. București 24-25. oct. 1985.
27. **Ferencz, A.**-Influența factorului de putere asupra câmpului de temperaturi din scaunul supapei de evacuare al unui motor Diesel supraalimentat. Conferința Națională de Termotehnică. 3-4. iun. 1994. Timișoara Vol. III.
28. **Ferencz, A.**-Contribuții la determinarea stării termice a supapei de evacuare de la un motor Diesel supraalimentat. Conferința Națională de Termotehnică. 3-4. iun. 1994. Timișoara Vol. III.
29. **Ferencz, A.**-Influența răcirii pistonului asupra temperaturii supapei de evacuare de la motoarele cu aprindere prin comprimare supraalimentate. Vol. 1. Prezent și perspectivă în construcția motoarelor termice. Master S.A. 20 ani. București. 1995.
30. **Ferencz, A.**-Influence of the Load to the Cylinder Head Temperature of a Turbocharging Diesel Engine. International Symposium of Termotechnics, Thermal Machines and Road Vehicles. Timișoara, 26-27. apr. 1996
31. **Ferencz, A.**-Influența căldurii introduse asupra temperaturii peretelui interior al cilindrului MAC supraalimentate. Conferința Națională de Termotehnică Cluj. 1995.
32. **Ferencz, A., Mihon, L.**-Determination of the Temperature Field in the Exhaust Valve of a Diesel Engine using Direct Measurements and FEM Evaluation Method. Proceedings of The Second International Symposium on Thermal Stresses and Related Topics. Rochester Institute of Technology (U.S.A.) 8-11 May 1997.
33. **Ferencz, A.**-Analyzis of the temperature Field in the Exhaust Valve of a Supercharged Diesel Engine. Simpozion româno-german 19-21. mai 1997 Timișoara
34. **Ferencz, A.**- A terhelés hatása a feltöltött Dieselmotorok kipufogószelepeinek hőállapotára. OGÉT. Cluj. 1997.
35. **Fülöp, Z.**-Belsőégésű motorok. Tankönyvkiadó Budapest. 1990.
36. **Gheraşcenko, O. A., Fedorov, V. G.**-Teplovîe I temperaturnîe izmerenie. Ed. Naukova dumka. Kiev 1965.
37. **Gârbea, D.**-Analiză cu elemente finite. Editura tehnică. București. 1990.
38. **Gleue, H., Schönlaue, H.**-Meß- und Prüfmethode an Auslaßventilen MTZ 26(1965) Nr.9.
39. **Grünwald, B.**-Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Ed. Didactică și Pedagogică București 1980.

40. **Hansen, A., Rasmussen, M., Sarsten, A.** -Thermal Loading of Diesel Engine Components and its Prediction. CIMAC-Stockholm 1971. Paper A30.
41. **Hesse, A.** -Beitrag zur Verhinderung der Hochtemperaturkorrosion an Auslaßventilen von Dieselmotoren bei Verbrennung von Mischkraftstoffen MTZ 43(1982) Nr.3.
42. **Hohenberg, G.** -Berechnung des gaseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren. MTZ. 41(1980) Nr.7/8.
43. **Kostin , A.K., Larionov, V.V., Mihailov, L.I.** -Teplonapriajennosti dvigatelei vnutrennego sgoraniia. Ed. Maşinostroenie Leningrad 1979.
44. **Köhne, H.** -Digitale und analoge Lösungsmethoden der Wärmeleitungsgleichung. Forschungsberichte Nr. 2120 des Landes Nordrhein-Westffalen, Westdeutscher Verlag, Köln 1970.
45. **Kosiak, A.F.** -Metod rasceta konvektivnogo teploobmena v şilindre porşnevogo dvigatelja. Dvigatolestroenie. Nr. 1, 1985.
46. **Kosiak, A.F.** -Vlianie sostava gaza v rabocem şilindre cetirehtaktnogo dizelia na velicinu koeffiçenta konvektivnogo teploobmena. Dvigatolestroenie. Nr. 12. 1988.
47. **Kovács házy, E.** -Nehéz Dieselmotorok. Műszaki Könyvkiadó Budapest. 1968.
48. **Kruglov, M.G., Ivin, V.I., Grechov, L.V.** -Primenenie metoda stroboskopiceskoi vizualizaţii dlia izucenia kinematiki gazovih potokov v polostiah DVS. Dvigatolestroenie. Nr. 9. 1983.
49. **Ivin, V.I., Vasiliev, L.A.** -Stuktura i integralnie karakteristiki potoka v vîpusknom kanale dvigatelja pri staşionarnih I nestaşionarnih usloviah. Dvigatolestroenie. Nr. 1. 1985.
50. **Ivin, V.I., Grechov, L.V.** -Teploobmen v vîpusknom kanale DVS pri zakrîtom klapane. Dvigatolestroenie. Nr. 4. 1987.
51. **Ivin, V.I., Grechov, L.V.** -Fiziceskaia kartina I metod rasceta teploobmena v elementah vîpusknoi sistemî dvigatelja. Dvigatolestroenie Nr. 12. 1988.
52. **Link, M.** - Untersuchungen zum Wärmeübergang an den Auslaßventilen von Verbrennungsmotoren. Dissertation. T.U. Braunschweig. 1976.
53. **Magerl, F., Lauf, S., Turan, K.** - Keramische Ventile im Automobil. MTZ. 59 (1998) Nr. 10.
54. **Marchidan, D.I., Ciopec, M.** -Temperatura, scări, metode și mijloace de măsurare. Ed. ştiinţifică și enciclopedică Bucureşti 1977.
55. **Mollenhauer, K.** - Handbuch Dieselmotoren. Springer Verlag. 1997.
56. **Negrea, V.D., Ferencz, A., Pădure, G., Mihon, L., Iorga, D.D.** -Analiza stării termice a supapei de evacuare de la un motor Diesel naval lent cu baleiaj în echicurent. Termotehnica '96. A VI-a conferinţă naţională de termotehnică Iaşi-Chişinău. 1996. Vol. I.
57. **Nusselt , W.** -Der Wärmeübergang zwischen Arbeitsmedium und Zylinderwand in Kolbenmaschinen. Forschungsarbeiten auf den Gebiete des Ingenieurwesens h.v. VDI-Heft 300-1928.
58. **Oden, J.T.** -Konecinie elementî v nelineinoi mekhanike sploşnih sred. (trad. din engleză) Ed. Mir. Moskva. 1976.
59. **Orlin, A.S., Kruglov, M.G.** -Dvigateli vnutrennego sgoraniia. Ed. Maşinostroenie Moscova. 1984.
60. **Pasetti, A.** -Studiul experimental a supapelor de evacuare a motoarelor semirapide. CIMAC 1975 Barcelona (tradus în limba rusă)
61. **Petuchov, B.S.** -Teploobmen I soprotivlenie pri laminarnom tecenii jidkosti v trubah. Ed. Energia. Moskva 1967.

62. **Pflaum, W.**- Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. MTZ(22) 1961 Nr.3.
63. **Pflaum, W., Mollenhauer, K.**- Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag. Wien, New-York. 1977.
64. **Pivec, R., Sams, Th., Wimmer, A.**- Wärmeübergang im Ein- und Auslaßsystem. MTZ. 59 (1998) Nr.10.
65. **Preobrajenski, V.P.**-Măsurători și aparate de măsurat termotehnice. Ed. Tehnică București 1960.
66. **Radu, V., Berindean, V., Ferencz, A.**-Contributions to the study of engine thermal loading criteria. Conferința de automobile tractoare și mașini agricole. 25-26 noiembrie. 1988. Brașov.
67. **Radu, V.**-Studiul și cercetarea schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel. Teză de doctorat. I.P. Traian Vuia Timișoara. 1989. conducător prof. Dr. V. Berindean.
68. **Raica, T.**-Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă. Partea I-a. Institutul Politehnic Traian Vuia Timișoara. 1977.
69. **Rozenblit, G.B.**-Issledovaniia teploperedacii v pabocem țilindra dizeli. Energo-mașinostroenie Nr.2. 1962.
70. **Rozenblit, G.B.**-Issledovaniia teplootdacii ot gaza k stenke rabocego țilindra dizelia. Vestnik Mașinostroenia Nr.2. 1962.
71. **Rozenblit, G.B.**- Issledovaniia teplootdacii ot gaza k stenke rabocego țilindra teplovoznogo dizelia. Vestnik vses. n. inst-a jeleznodorojnîi transport. Nr.2. 1962.
72. **Rozenblit, G.B., Gorelik Ia.i.**Teploobmen mejdu klapunami I gazom v țilindre dizelia. Vestnik vses. n. inst-a jeleznodorojnîi transport. Nr.2. 1970.
73. **Rozenblit, G.B., Fișbein, L.G.**-Kontaktzii teploobmen mejdu opornoii faskoi I sedlom vîpusknogo klapana teplovoznogo dizelia. Vestnik vses. n. inst-a jeleznodorojnîi transport. Nr.8. 1975.
74. **Schönlau, H.**-Probleme und Lösungswege an Aus- und Einlaßventilen hochbelasteter Verbrennungsmotoren. MTZ 42(1981) Nr.9.
75. **Sitkei, Gy.**-Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges in Motor. Konstruktion Nr.2. 1962.
76. **Sitkei, Gy.**-Hőátadás és hőterhelés belsőégésű motorokban, Akadémiai kiadó. Budapest 1962.
77. **Sitkei, Gy.**- Einige Berechnungsprobleme des Wärmeüberganges und der Wärmebelastung in Vorkammer-Dieselmotoren. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae. Tom 58 (3-4) 1967.
78. **Sitkei, Gy.**- Hőátadás és hőterhelés számításának problémái Dieselmotorokban. Járművek és mezőgazdasági gépek. Nr.7. 1966.
79. **Sitkei, Gy.**- Heat transfer and Thermal Loading in I.C. Engines, Ed. Akadémiai kiadó Budapest, 1974.
80. **Stambuleanu, A.**-Beitrag zur Frage des Wärmeüberganges in der Ansaugperiode. Diss. T.H. Berlin 1934.
81. **Stas, M., Wajand, J.**-Bestimmung der Vibe-Parameter für den Zweiphasigen Brennlauf in Direkteinspritz-Dieselmotoren. MTZ . 49 (1988) Nr.7/8.
82. **Stefanovskii, B.S.**-Teplonapriajennosti detalei bîstrohodniñ porșnevîh dvigatelei. Ed. Mașinostroenie Moscova, 1978.

83. **Steinbrenner, H., Pöll, W.**-Bestimmung von Temperaturen an Ventilen. MTZ 22 (1961) Nr.2.
84. **Șurkov, V.E., Ermolaev, P.S. etc.**- Rasciotno- eksperimentalnoe issledovanie teplo-napriajennosti vîpusknîh klapanov dvigatelja Avtomobilnaia promîșlennost. 1978. Nr.1.
85. **Șurkov, V.E., Ermolaev, P.S., Ivașcenko, N.A.**-Vlianie teplofiziceskih svoistv materialov vîpusknîh klapanov na îh teplonapriajennost. Dvigatelestroenie.1983. Nr.8.
86. **van Tijen, H.V., Visser, H., de Moy, A.**-Cylinder Wall Temperatures in Four-Cycle and in Two-Cycle Diesel Engines, as dependent on mean indicated pressure, piston speed and bore. CIMAC 1959 pag.405-437
87. **Todsén, U., Krentscher, B.**-Ventilsitzringe mit hoher Wärmeleitfähigkeit. MTZ 53(1992) Nr.10.
88. **Tudorache, E., Crăsneanu, A., Coman, T., Berceanu, V.**-Cercetări pentru stabilirea cauzelor ruperii supapelor motorului diesel, 12LDA28 și a măsurilor pentru prevenirea acestora. Temă de cercetare științifică. Min. Transporturilor și Telecomunicațiilor. ICPTT. Buc.1978. Manuscis.
89. **Ungureanu, C.**-Generatoare de abur pentru instalații energetice clasice și nucleare. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
90. **Wiśniewski, S.**-Określanie ustalonych i neustalonych pól temperatur w ściankach otaczających roboczą przestrzeń cylindra silnika tłokowego. Silniki spalinowe Nr.2.1972.
91. **Wiśniewski, S., Kozaczewski, W.**-Modelowe badania obciążeń cieplnych tłoka silnika spalinowego Wola H6A. Silniki spalinowe Nr.2.1972.
92. **Woschni, G.**-Beitrag zum problem des Wärmeüberganges in Verbrennungsmotor. MTZ.(26) 1965 Nr.4.
93. **Woschni, G.**-Untersuchungen zum Wärmeübergang in Verbrennungsmotor. IC Engines Conference Bucharest 1967. Paper I-30.
94. **Woschni, G.** -Die Berechnung der Wandverluste und der termischen Belastung der Bauteilen von Dieselmotoren. MTZ 31(1970) Nr.12.
95. **Woschni, G.**-Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnellaufenden Dieselmotors MTZ 39(1978) Nr.12.
96. **Woschni, G., Kolesa, K., Bergbauer, F., Huber, K.**- Einfluß von Brennraum isolierungen auf dem Kratstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren. MTZ.49.(1988) Nr.7/8.
97. **Woschni, G., Benedikt, K., Zeiliger, K.**- Untersuchung des Wärme-transportes zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinderbüchse. MTZ 59 (1998) Nr.9.98
98. **Zapf, H.**- Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels in Viertakt-Dieselmotor. MTZ 30(1969) Nr.12.
99. **Zapf, H., Atenstaedt, G.**-Rezultatele cercetării și parametrii ciclului motorului semirapid în 4 timpi cu supraalimentare înaltă și presiunea medie efectivă ridicată de 27,6 kgf/cm². CIMAC 1975 Barcelona (tradus în limba rusă)
100. **Zienkiewicz, O.C.**-Methode der finiten Elemente. Carl Hauser Verlag. München-Wien. 1975.
101. **Zinner, K.**-Untersuchungen an Ventilen hochaufgeladener Viertakt-Dieselmotoren. M.A.N. Dieselmotoren Nachrichten 49.

ANEXA I.**Tabela A1. Rezultatele măsurătorilor: parametrii regimurilor de funcționare la care au fost înregistrate temperaturile organelor ce delimitează camera de ardere**

Nr. crt.	n	Me	PCr.	p _s	p _{ev}	t _{ue}	t _{ai}	t _{aer/φ}	p _{at}	m _w	m _u	C _{aer}	Cifra Bosch	Ce	C _e	Pe	p _e
-	rot/min	Nm	%	bar	bar	°C	°C	°C/%	Torr	Kg/s	Kg/s	Kg/h	-	Kg/h	g/kWh	kW	bar
1.	804	132,4	50	0	0	42	35	20/67	744	1,0	0,404	83,3	2,6	3,31	299	11,07	4,98
2.	900	135,4	50	0	0	45	35	21/70	744	1,04	0,129	92,2	2,6	3,69	288	12,76	5,13
3.	988	137,3	50	0	0	47	42	22/70	744	1,04	0,116	97,3	2,8	4,35	306	14,20	5,21
4.	804,4	160,9	50	0,5	0	45	30	20	744	1,00	0,134	203,7	1,8	3,19	235	13,55	6,10
5.	899,5	159,4	50	0,5	0	46	36	19,5	744	1,04	0,141	208,0	1,3	3,44	229	15,02	6,045
6.	1000	166,8	50	0,5	0	46	38	19,5	744	1,04	0,144	211,0	1,6	4,11	235	17,47	6,323
7.	900	181,5	50	0,96	0	37	30	17	750	Avarie	0,217	-	1,0	3,56	208	17,10	6,88
8.	760	171,7	50	1	0	35	10	18,5	764	0,55	0,075	268,9	0,5	2,53	185	13,66	6,589
9.	680	157	50	1	0,7	53	30	20	764	0,55	0,055	241,1	0,6	2,45	219	11,18	5,951
10.	890	193,7	50	1	0	50	40	20,5	764	0,58	0,116	289,8	1,0	3,25	179	18,15	7,346
11.	765	156,9	50	1	0,7	52	43	20,5	764	0,55	0,067	249,4	1,0	2,55	209	12,57	6,00
12.	996	183,9	50	1	0	52	44	20,6	764	0,55	0,111	296,9	1,2	3,70	193	19,19	6,974
13.	902	166,8	50	1	0,7	54	47	20,3	764	0,55	0,103	280,1	1,0	3,48	221	15,75	6,323
14.	1091	372,8	75	1	0	55	49	20	764	0,7	-	307,9	1,5	10,1	238	42,59	14,13
15.	1010	382,6	75	1	0	58	54	21	764	0,47	0,111	289,7	4,5	8,89	220	40,47	14,51
16.	960	357,6	75	1	0,75	60	63	21,2	764	0,47	0,102	273,2	4,5	8,71	242	35,94	13,58
17.	1066	370,8	75	1	0	60	70	22,5	764	0,66	0,114	297,0	5,2	9,36	226	41,34	14,04
18.	1038	347,3	75	1	0,8	66	71	22,3	764	62	0,111	373	6,0	8,59	228	37,75	13,17
19.	1226	370,2	75	1	0	57	22	20,5	764	0,62	0,183	337,3	6,4	12,0	250	48,06	14,19
20.	904	80,44	50	0,5	0,55	45	45	15,2	748	0,62	0,107	181,9	6,3	3,60	473	7,615	3,05
21.	1057	289,4	70	1	0,65	48	57	16	752	0,62	0,131	314,2	6,2	9,86	308	32,03	10,97
22.	1086	284,5	70	1,04	0,7	55	80	18,7	752	0,62	0,143	314,2	6,6	10,29	318	32,35	10,79
23.	1096	311,4	70	1,45	0,9	57	44	20	752	0,62	0,131	396,7	5,8	10,44	292	35,73	11,81
24.	1096	316,3	70	1,64	1	60	60	20	752	0,62	0,127	423,1	4,8	9,88	272	36,32	11,99
25.	1000	277,1	60	1,02	0,9	40	40	16	750	0,62	0,126	284,3	7,4	9,47	326	10,51	2,066
26.	1046	289,4	60	1,22	0,9	50	60	19,5	750	0,66	0,131	342,7	6,5	10,29	325	31,70	10,97
27.	1072	318,8	60	1,42	0,9	57	75	19,5	750	0,66	0,132	385,5	6,3	10,75	301	35,79	12,09
28.	1056	311,5	60	1,42	1,2	64	40	22	750	0,66	0,119	383,1	5,7	10,14	295	34,44	11,81
29.	996,4	283,4	60	1,4	1,2	64	41	22,5	750	0,62	0,113	341,5	4,0	9,86	334	29,57	10,97
30.	1111	436,5	80	1,4	0	45	25	16,5	752	0,47	0,141	399,2	7,2	16,36	322	50,80	16,55
31.	1155	466,0	80	1,62	0	58	45	18,2	752	0,585	0,138	441,4	6,5	17,18	305	56,36	17,67
32.	1146	441,4	80	1,61	1,2	64	59	18,5	752	0,62	0,137	430,1	6,4	17,57	332	52,98	16,74
33.	1080	407,1	80	1,4	0	46	43	16,5	752	0,62	0,129	361,2	7,0	15,0	326	46,04	15,44
34.	1130	412,0	80	1,54	0	54	53	23,5	752	0,62	0,117	375,9	7,6	16,36	336	48,75	15,62
35.	1132	426,7	90	1,60	0	50	34	20	752	0,62	0,129	354,4	7,5	18,47	365	50,59	16,18

Observație: presiunile p_s și p_{ev} din tabel sunt suprapresiuni

Anexa I

Tabela A.2. Rezultatele măsurătorilor: Temperaturi măsurate în chiulasă [°C]

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
1.	a.	107	160	144	126	112	135	D	128	51,2	27	27,2	27	S1
	b.	109	162	146	126	113	136	E	130	52,5	28	28,5	29	S1
	c.	106	165	142	126	112	136	F	133	53,6	29,5	29,6	30	S1
	d.	108	166	147	133	114	138	E	134	54,4	31	31	31	S2
	e.	108	167	149	133	115	138	C	134	56,0	32	32	32	S2
	f.	107	162	151	132	117	140	T	138	57,6	33	33	33	S4
	g.	108	160	154	133	120	141		138	58,4	34	34	34	S4
	h.	110	160	154	134	120	144		139	59,5	35	35	35	S4
	i.	113	162	155	136	120	146		141	61,0	36	36	36	S4
	j.	120	168	157	140	123	147		142	61,0	37	37	37	S1
	k.	120	170	160	138	123	147		144	61,0	38	38	38	S1
	l.	120	171	160	138	123	147		144	62,0	38	38	38	S1
	m.	122	171	165	142	131	154		154	65,0	39	39	40	S1
2.	a.	126	178	170	145	131	155	D	155	66	41,6	41,6	43	S1
	b.	125	178	171	145	131	155	E	150	66	42,4	42,4	43	S1
	c.	120	187	162	145	128	152	F	150	66	42,4	42,4	43	S2
	d.	122	166	160	148	128	154	E	153	67	43,2	43,2	43	S2
	e.	123	174	168	148	134	158	C	155	69	43,5	43,2	43	S2
	f.	123	174	174	151	132	157	T	158	69	44	44	45	S3
	g.	126	176	175	152	133	158		157	69	44	44	45	S1
	h.	125,5	177	174	146	130	156,5		154,5	69	44,5	44,3	45	S1
	i.	122,5	184	166	153	130	155,5		158	72	44,3	44,8	45	S1
3.	a.	132	172	164	158	130	155	D	158	72	45,6	45,3	47	S2
	b.	132	172	164	159	129	155	E	158	72	45,9	45,6	47	S2
	c.	133	176	168	156,5	131	155,7	F	158	72	46	45,6	47	S1
	d.	136	183	173	158	133	158,5	E	161	73,3	46,4	46,4	48	S1
	e.	138	186	173	159	132	158,5	C	159	73,3	47,2	47,2	49	S1
	f.	132	181	166	158	131	155	T	160	73,3	47,2	47,2	49	S3
	g.	131	179	170	158	144	155		196	73,3	47,7	53	49	S3
4.	a.	85.6	121	129.6	101	106	115	D	114.5	50	34.4	33.9	35	S3
	b.	86	122	131	102	82	112	E	103	48	34.5	34.5	35	S3
	c.	82	117	117	96	100	110	F	110	48	35	35	35	S2
	d.	83	125	122	99	101	111	E	110	49	35.2	35.2	35	S2
	e.	83	126	124	100	101	112	C	109	49	36	36	36	S2
	f.	86	120	125	98	104	114	T	113	50	36	36	37	S1
	g.	88	127	130	100	106	116		115	51	36.8	36.5	37	S1
	h.	88	127	132	102	106	117		115	51	37.1	37.1	38	S1
	i.	88	127	130	102.4	106	117		115	51	37.6	37.6	38	S1

Anexa I

Nr.regim	Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă	
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.		
5.	a.	93	134	147	113	116	128	D	127	56	40	40	40	S1
	b.	93	134	147	113	116	128	E	127	56	40	40	40	S1
	c.	91	134	140	108	114	126	F	126	56	40	40	40	S2
	d.	91.5	138	141	116	116	128	E	128	56	40.3	40.1	41	S2
	e.	91	138	143	117	116	128	C	127	56	40.5	40.5	41	S2
	f.	94	136	144	111	118	132	T	128	57	41.3	40.8	42	S3
	g.	93	134	149	114	118	130		128	57	41.6	41	42	S3
6.	a.	100	148	158	121	122	138	D	141	62	42.4	42.4	43	S3
	b.	99	147	160	123	123	137	E	140	61	42.9	42.6	43.5	S3
	c.	100	148	158	124	122	136	F	142	61	44	44	44	S3
	d.	100	153	152	130	122	137	E	142	61	43	43	44	S2
	e.	102	154	154	130	154.4	152	C	187	89	45.6	54.4	45	S2
	f.	131	182	198	157	174	179	T	194	104	68.8	67.5	70	S1
	g.	144	186	207	162	178	185		193	112	77.6	74.6	81	S1
	h.	146	188	208	162	177	184		oprit	oprit	84	80	85	S1
7.	a.	85	128	143	104	120	131		122	52	34.4	34.4	37	S1
	b.	85	128	143	104	120	131		123	52	35.2	35.2	38	S1
	c.	85.6	128	144	104	122	131		124	52	36	36	39	S1
	d.	86	128	144	104	122	132		122	53	36	36.8	40	S1
	e.	86	133	139	104	122	132		125	54	36.8	37.6	40	S2
	f.	88	134	141	106	122.5	133		126	54	37.6	38.1	41	S2
	g.	89	134	141	107	122.5	133		126	55	38.9	39.2	42	S2
	h.	88	134	143	108	122.5	134		128	56	39.2	40	42	S2
	i.	89	136	144	108	123	134	D	128.5	56	40	40	43	S2
	j.	90	136	144	108	123	134	E	127	57	40	40	43	S3
	k.	90	129	147	107	124.5	135	F	129	57.6	40	40.5	43.5	S3
	l.	90	129	148	108	124.5	136	E	129	58	41	40.5	44	S3
	m.	91	130	147	108	124.5	136	C	129	58	41	41.6	45	S3
	n.	91	131	148	108	125	136	T	131	58	41.6	41.6	45	S3
	o.	91	138	145	110	126	137		131	59	42	42	45	S2
	p.	92	139	146	112.5	127	137		132	60	42.6	42	46	S2
q.	92	139	146	113	127	139		130	60	43.2	42.9	46	S2	
r.	92	139	147	114	127	139		132	60	43.2	42.9	47	S2	
s.	92	140	148	114	127	139		133	60	43.7	43.2	47	S2	
t.	92	139	146	114	128	139		132	60	44	43.7	47.5	S2	
8.	a.	66	103	107.5	85	92	101	D	94	35.5	21.6	21.6	21	S2
	b.	67	102	107	84	93	102	E	96	36	23	23	22	S2
	c.	68	101	110	82	96	106	F	98	38	24	24	24	S1
	d.	69	104	112	82	98	106	E	99	38	24.8	24.8	24	S1
	e.	70	105.6	114	83	99	109	C	103	40	25.6	25.6	26	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
8.	f.	71	104	117	86	101	110	T	104	41	27	27	26	S3
	g.	72	105,6	118	87	100	110		103	41,5	29	29	28	S3
	h.	72	105	116	87	98	110		102	42	29	29	29	S3
	i.	72	104	116	87	100	109		104	44	29,6	30,4	31	S3
Eșapament Închis n=734 rot/min Me=171,7Nm		74	105	116	89	100	109		105	45	32	31,2	32	S3
		76	109	120	92	101	109		106	46	32,8	32,8	33	S3
		76	108	120	92	101	111		106	48	32,8	32,8	35	S3
9.	a.	79	111	122,4	96	101	113		108	49	35,2	35,2	35	S3
	b.	79	112	122	96	102	112		108	50	35,5	35,5	36	S3
	c.	79	112	121	96	102	112		109	50	36	36	36,5	S3
	d.	80	114	123	99	102	112		110	50	36	36	37	S3
	e.	80	119	120	98	103	113		110	51	36,8	36,8	38	S2
	f.	80	118,5	121	99	105	115		110	52	37,6	37,6	39	S2
	g.	82	118	124	95	105,4	117		111	52	38,4	38,4	39	S1
	h.	82	118,4	126	96	105,5	116		110	52	38,4	38,4	40	S1
10.	a.	90	132	145	106,5	127	135	D	128	57,6	41	41	42	S1
	b.	90	133	146	107	125	135	E	128	57,6	42	42	42	S1
	c.	91	132	146	108	127	137	F	131	59	42	42	43	S2
	d.	91	138	144	112	127	136	E	131	59	42,9	42,9	44	S2
	e.	92	138	145,5	114	129	138,5	C	133	61	43,2	43	44	S2
	f.	94,5	134,4	151	114	130	140	T	131	60,5	44	43,5	44	S3
	g.	93	131	148	111	130	138		133,4	61	44,2	44	45	S3
	h.	94,5	134	151	114	132,5	140		134	62	44,8	44,8	45	S3
	i.	94,5	134	152	114	132	140		133	62	45,3	45,3	45	S3
	j.	93	134	151	113	117	130		119	58	45,4	45,4	46	S3
	k.	90	122	137	106	126	132		126	60	46	46	46,5	S3
	l.	94	127,4	144	110	131	138		132	62	46,4	45,9	47	S3
	m.	96	134	151	114	119,5	130		124,5	62,4	46,9	47,5	47	S3
11.	a.	94	128,3	139	111	118	128,5	D	123	62,4	48	48	48	S3
	b.	93	127,4	139	110	119	128,5	E	123	62,4	48	47,5	49	S3
	c.	92	130,4	134	112	117	127,4	F	123	62,4	48	47,5	49	S2
	d.	94	128,3	137	110	119,5	130	E	124	62,4	48	48	49	S1
	e.	94	133	140	110	120	130,4	C	124	62,4	48	48	49,5	S1
	f.	--	132	139	108,3	--	--	T	--	--	49	49	50	S1
12.	a.	100	145	162	116	137	144	D	142	67	50	50	51	S1
	b.	100	145	162	116	137	143	E	140	67	50	50	51	S1
	c.	100	149	155	119	137	144	F	142	67	50	50	52	S2
	d.	100	147	157	120,5	137	144	E	144	68	50	50	51	S2
	e.	102	144	162,6	119	138	144,3	C	141,6	68	51,2	51,2	52	S1
	f.	102	141,6	158	118	138	143	T	143	68	51,2	51,2	52	S3
	g.	102	143	164	120	139	146		144	69	51,2	51,2	52	S3

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notatiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
12.	h.	102	142.5	163	120	139	144		144	69	51.2	51.2	53	S3
	i.	102	144	164	120	139	144		142	69	52	51.2	53	S3
	a.	105	145	161	124	136	145		142	70.4	52.3	52	54	S3
	b.	105	145	161	124	136	145		143	70.4	52.3	52	53.5	S3
	c.	105	145	156	130	138	145	D	144.5	70.4	52.3	52.1	54	S2
	d.	106	154	160	130	139	147	E	146.5	72	52.8	52.1	54	S2
	e.	104	145	156	121	134	142	F	142	69	52.4	52.2	54	S1
14.	a.	165	150	162	227	215	238	E	245	106	57.3	56.2	59	S1
	b.	184	260	260	226	217	2442	C	245	106	59.2	58.2	60	S1
	c.	181	238	258	222	214	237	T	240	106	60	59.2	62	S2
15.	a.	172.5	246.5	258.6	227	216	238.4		243	106	60.8	60	63	S1
	b.	174	248	260	230	218	240		244	106	62.4	61.1	64	S1
	c.	182	237	261.5	228	220	240		246	106	63.7	63.2	65	S1
	d.	186	240	264	230	221	244		248	106	64.8	64.8	67	S1
	e.	184	245	262	228	222	245.6	D	248	107	66.4	66.4	69	S3
	f.	186	248	271	232	224	248	E	250	107	68	66.9	70	S3
	g.	186.5	250	272	233	224	248	F	252	107	68.6	68	71	S3
16.	a.	191	256	275	242	223	247	E	252	111,5	71	7,	73	S3
	b.	191	256	276	243	223	247	C	252	112	72	70,4	74	S3
	c.	189	258	267	250	223	246	T	254	112	72,3	71,5	75	S2
	d.	189	261	269	251	224	247		256	112	73,5	72	75	S2
	e.	198	254	272	250	225,6	252		257	112	73,6	72	76,5	S1
	f.	200	257	274	251	225,6	252		258	115	75,2	73,6	78	S1
	g.	201	258	275	254	227	253		259	118,4	76	74,9	79	S1
	h.	201	258	275	254	226	252		257,5	118,4	76,3	75,2	79	S1
	i.	200	256	275	253	226	251		257,5	119,5	76,8	75,4	80	S1
	j.	201	256	275	254	227	252		258	119,5	77,1	75,8	80	S1
	k.	205	260	283	254	232	259		264	118	75,5	73,6	79	S1
17.	a.	202	256	280	250	230	256		261	116	75,2	73,8	78	S1
	b.	200	253	278	249	230	253		260	116	75,2	73,8	79	S1
	c.	194	261	274	252	230	254		261	116	75,2	73,8	79	S1
	d.	197	261	274	246	230	254		262	116	75,2	73,8	79	S2
	e.	200	257	283	248	232	258		263	118	76	75,2	80	S3
	f.	200	259	283	248	232	259	D	264	119	76,8	75,2	80	S3
	g.	200	260	283	248	231	258	E	267	120	77,6	76	81	S3
	h.	202	264	289	252	232	260	F	268	124	77,6	76	82	S3
18.	a.	208	270	287	257	230	257	E	266	117	77,6	76,8	82	S3
	b.	208	270	285	258	230	258	C	267	117	77,6	76,8	81	S3
	c.	205	273	274	266	230	258	T	268	117	78	76,8	82	S2
	d.	210	274	279	267	229	256		268	117	78,4	76,8	82	S2

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
18.	e.	214	267	284	266	231	260		271	126	79.5	77.1	83	S1
	f.	216	267	286	267	233	261	D	272	126	79.7	78.4	83	S1
	g.	216	269	287	268	233	262	E	272	127	80	78.4	83	S1
	h.	216	269	288	269	234	262	F	272	128	80	79.5	84	S1
19.	a.	181	243	272	237	216	245	E	256	100	28.8	27.2	29	S1
	b.	181	245	274	243	216	245	C	253	101	28.8	27.2	30	S1
	c.	175	254	269	234	217	246	T	258	103	29.1	27.2	30	S2
	d.	176	254	272	238	218	248		260	104	29.6	28	30	S2
	e.	182	256	277	234	222	254		261	108	30.4	28.8	31	S3
	f.	184	254	282	237	222	256		264	108	31.2	28.8	31	S3
	g.	188	256	284	243	Oprit		motor	Oprit		31.5	motor	32	S3
20.	a.	115	168	188	151	148	164		161	68	39.7	38.9	40	S1
	b.	115	168	188	152	150	164		162	69.6	40.5	40.3	41	S1
	c.	116	169	189	151	150	166		163	70	41.8	41.6	42	S1
	d.	118	170	189	152	150	166		163	72	43.4	42.9	43	S1
	e.	118	170	190	153	144	164		163	72.3	44.3	44	45	S2
	f.	115	176	184	157	150	166		163	74.4	45.3	44.8	46	S2
	g.	119	178	186.4	158	152	166		163	75	47	46.4	47	S2
	h.	122	173	191	155	154	167		165	77	48	47.7	49	S3
	i.	124	173	194	159	155	168		167	80	49.3	48.5	50	S3
	j.	126	181	192	167	157.5	173	D	171	82	50.7	49.9	52	S4
	k.	127	183	195	171	159	175	E	171	82.6	52	51.2	52	S4
	l.	128	183	195	171	160	176	F	173.1	84	53	52.2	54	S4
21.	a.	163	229	253	229	216	240	E	245	108	53.4	52.2	45	S1
	b.	174.5	242	262	233	219	242	C	248	108	56	54.6	53	S1
	c.	178	243	264	237	220	243	T	250	108	57.9	56.6	56	S2
	d.	160	245	262	244	222	244		252	108	60	58.6	55	S2
	e.	178	243	268	244	225.6	247		259	108	61.9	60.8	57	S3
	f.	182	244	275	248	230	254		259	110	64.6	63.7	62	S3
	g.	188	254	277	250.5	233	258		261	114	67.2	65.8	63	S4
	h.	197	264	286	260	242	264		268	128	77.1	76	77	S4
22.	a.	199	265	288	261	243	266		270	130	79.2	77.1	71	S4
	b.	200	267	288	262	244	268	D	271	131	80.3	79	75	S4
	c.	200	258	288	266	245.6	267	E	277	130	81.9	80.5	80	S3
	d.	206	264	285	268	246.4	269	F	277	130	84.5	83.2	78	S2
	e.	209.5	272	288	268	248	274	E	277	136	86.4	84.8	83	S1
	f.	210	277	290	270	248	274	C	276	136	88	85.9	86	S1
	g.	211	278	294	298	246	271	T	279	136	84.3	82.9	81	S1
	h.	206	277	291	295	242	269		274	126	76.8	68.5	73	S1
	i.	199	272	286	292	236	263		272	115	62.7	56	65	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
23.	a.	162	230	253	237	208.5	230		235	108	48.6	46.6	50	S1
	b.	161	230	252	234	208	230		234	108	47.2	45.6	50	S1
	c.	160	228	251	232	206	228		235	107	47.2	45.4	49	S1
	d.	159	228	245	232	206	229		237	101	47.2	45.4	49	S2
	e.	158	227	249	239	208	229		239	101	47.2	45.4	49	S2
	f.	157	227	248	235	208	229		237	100	47.2	45.4	49	S2
	g.	157	227	248	234	208	229		237	99	46.4	44.2	48	S2
	h.	157	227	246	234	207	228		238	100	47	47.5	48	S2
	i.	160	227	246	235	209	231	D	238	107	51.2	49.6	52	S2
	j.	160	221	254	238	210	229	E	240	107	52.5	52	53	S3
	k.	165	229	258	238	213	232	F	239	106	54.4	53.6	54	S4
	l.	165	228	260	240	213	233	E	239	107	56	58.9	54	S4
24.	a.	165	225	258	243	213	232	C	240	107	61.6	60.8	61	S4
	b.	166	225	260	240	214	232	T	240	108	63.5	62.4	63	S4
	c.	165	222	256	242	214	232		243	106	64.8	64	63	S3
	d.	166	221	258	246	216	234		245	107	66.4	65.6	65	S3
	e.	168	223	260	248	218	236		248	108	68.3	67.4	66	S3
	f.	170	225	254	241	218	235		246	108	70.4	68.6	69	S2
	g.	175	233	256	245	220	241	D	250	111	71.7	70.7	71	S1
	h.	176	240	261	254	222	244	E	251	111	73.4	72.3	72.5	S1
	i.	178	242	261	252	222	246	F	Oprit	119	75.7	74.1	74	S1
25.	a.	171	249	258	267	211	236	E	238	106	35.7	34.4	35	S1
	b.	175	253	261	270	215	240	C	242	108	39.7	36.8	37	S1
	c.	176	257	264	267	218	242	T	246	98	40.5	39.2	40	S2
	d.	176	256	266	250	219	244		246	99	43.2	41.9	43	S2
	e.	183	256	272	253	222	248		252	99	45.6	44.5	46	S3
	f.	186	257	276	259	227	257		255	99	48.2	47.5	49	S4
	g.	194	259	279.5	260	231.5	259		259	100	52	50.9	50	S4
	h.	196	271	283	271	225	256		254	108	56	54.7	53	S4
26.	a.	184	261	277	268	229	254		253	107	58.2	57.6	58	S4
	b.	183	254	277	270	228	253	D	255	108	60	59.2	61	S4
	c.	184	254	278	270	229	252	E	259	107	61.6	61.1	64	S3
	d.	184	247.5	276	272.5	231	256	F	261	108	64	63.2	66	S3
	e.	187	258	273	266	232.5	260	E	264	109	66.6	65.6	68	S2
	f.	194	260	274	270	234	260	C	262	119	68.3	67.5	70	S1
	g.	192	264	276	268	235	261	T	262	121	70	69.1	72	S1
	h.	193	266	277	274	236	262		264	122	72	70.7	74	S1
27.	a.	187.5	258	274	265	233	257		261	124	75.2	73.6	77	S1
	b.	188	258	275	261	235	259		263	124	76.8	75.5	79	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
27.	c.	189	260	276	260	237	260		263	126	78.1	76.8	80	S1
	d.	188	262	272	262	234.5	259		264	122	79.7	77.8	81	S2
	e.	188	257	274	259	237	260	D	266	123	80.8	80	83	S2
	f.	193	259	276	257	240	260	E	270	126	82.4	80.8	84	S3
	g.	192	250	282	274	240	263	F	270	127	83.5	82.1	85	S3
	h.	194	253	283	274	244	264	E	270	133	84.8	83.7	85	S4
	i.	199	262	293	276	245	267	C	272.5	135	87	85.3	87	S4
	j.	200	264.5	294	276	245	269	T	272.5	137	88.3	86.6	89	S4
	k.	201	266	295	283	248	270		275	137	89.6	88	89	S4
	l.	203	268.5	299	283	246	270		272	134	87	85.3	88	S4
	m.	203	267	296	279	246	268		272	136	89.9	88	90	S4
	n.	200	267	296.5	282	242	265		265	126	80.8	72.6	85	S4
28.	a.	171	241	271	253	214	238		240	110	44	41.6	45	S4
	b.	169	238	269	251.5	211	234		242	102	41	38.4	43	S3
	c.	164	230	258	246	210	234		238	96	39.2	36.2	40	S3
	d.	163	228	254	237	205	232		236	94	37.1	36.2	38	S2
	e.	163	235	249	230	209	232		237	100	40	39.2	40	S2
	f.	164	237	251	230	208	232		234	108	40.8	39.5	41	S1
	g.	166	234	251	225	209	233		236	108	42.1	40.5	43	S1
	h.	166	234	251	224	208	232		236	108	42.9	41.4	44	S1
	i.	166.5	234	252	225	210	234	D	238	108	43.8	42.9	45	S1
	j.	168	235	252.5	226.5	210.5	234	E	238	108	44.8	43.5	46	S1
	k.	168	235	253	228	210	234	F	238	108	45.4	44	46	S1
	l.	168	235	253	230	211	236	E	239	107	45.9	44.8	47	S1
29.	a.	170	238	254	242	213	238	C	242	106	50	47.5	48	S1
	b.	172	241	256	245	214	240	T	242	105	49	48	48	S1
	c.	173	242	256	242	216	242		245	106	49	48	50	S1
	d.	175	246	259	241	219	246		247	105	49.5	48.5	50	S1
	e.	177	250	262	241	220	249		252	105	50.4	49	50.5	S1
	f.	179	255	264	245	226	254		255	103	51	50	51	S1
	g.	179	258	266	249	226	255		247	102.4	53.5	50	51.5	S1
	h.	181	258	267	251	229	256		258	103	52	50.4	52	S2
	i.	180	258	268	251	227	255		258	104	52	50.4	52	S2
	j.	180	253	272	261	227	258		261	103	52	50.4	53	S2
	k.	181	253	274	263	227	258		261	103	52	50.4	53	S3
	l.	184	254	274	256	231	261		258	105	52	50.4	53	S3
	m.	182	259	277	255	231	259		258	105	52	50.4	52	S4
	n.	182	260.5	277	254	231	261		262	102	52	50.4	54	S4
	o.	182	256	278	261	233	262		263	102	52	50.4	53.5	S3
	p.	182	258	270	258	231	260		263	103	52	50.4	53.5	S3

Tabela A.2. Rezultatele măsurătorilor: Temperaturi măsurate în chiulasă [°C]

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig. 4.11., 4.12. și 4.13.)												Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	
29.	q.	182	264	273	259	234	263		265	102	52	50.4	54	S2
	r.	189	260	272	260	235	267		267	107	52	50.4	53	S2
	s.	190	271	278	263	237	268		266	106	52	50.4	54	S1
	t.	189	270	277	262	235	266		265	106	52	50.4	54	S1
	u.	190	272	278	254	234	264		262	105.5	52	50.4	54	S1
	v.	186	265	274	261	239	262		259	104	52	50.4	54	S1
30.	a.	248	317	344	336	323	322		332	145	100.8	81	92	S3
	b.	249	318	343	340	323	323		335	145	86	86	99	S3
	c.	252	319	346	338	330	325		338	151	96	87	101	S3
	d.	256	328	351	344	334	328		351	205	104	102	100	S4
	e.	262	332	350	363	342	330		381	235	104.8	103	101	S4
	f.	268	334	342	374	346	328		330	118	102	42	100	S2
	g.	235	310	317	314	312	302		310	109	36	33.6	34	S1
	h.	232	310	320	290	320	307		313	112	49.6	46	49	S1
	i.	227	312	318	276	319	302		314	111	48	47	49	S1
31.	a.	219	290	327	278	319	303		316	111	54	53	54	S3
	b.	221	294	330	277	319	306		316	111	56	54	54	S3
	c.	222	296	331	275	323	306		317	113.6	57.6	56	57	S3
	d.	227	304	337	278	327	310		323	118	60	57.6	58	S4
	e.	234	307	341	284	330	311		324	125	61.6	60.5	60	S4
	f.	232	310	332	290	338	316		328	122	64	61.5	61	S2
	g.	237	316	336	298	335	316		326	136	65.6	64	64	S2
32.	a.	237	316	336	300	339	317		331	138	68	66	70	S1
	b.	248	326	340	311	347	323		334	140	69.6	67	71	S1
	c.	250	327	341	338	346	324		336	142	71	68	75	S1
	d.	252	330	342	341	352	326		339	144	72	70	75	S2
	e.	252	338	346	355	358	331		344	142	75	72	76	S3
	f.	255	337	349	357	362	330		343	144	77	72	78	S3
	g.	253.5	325	351	354	360	327		342	144	77	74	79	S4
33.	a.	243	326	353	356	D	331		335	112	58	56	58	S4
	b.	247	330	354	296	E	334		338	114	62	60	63	S3
	c.	252	334	357	292	F	338		346	119	65	63	65	S3
	d.	253	334	355	302	E	342		352	124	69	68	72	S3
	e.	257	338	359	312	C	347		355	132	74	72	77	S3
	f.	260	341	362	318	T	349		357	136	78	76	80	S2
	g.	267	344	363	322		346		352	138	81	78	84	S1
	h.	269	339	358	322		348		354	149	84	82	86	S3
	i.	266	346	362	350		349		357	142	86	85	88	S3

Anexa I

Tabela A.3. Rezultatele măsurătorilor: Temperaturi măsurate în supapa de evacuare [°C]

Notatii: t_{aer} , t_{ev} = temperatura aerului admis, respectiv a gazelor evacuate măsurate în galerii

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)						t_{aer}	t_{ev}	Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.			
1.	a.	477	109	131	442	465	465	26	452	S1
	b.	481	108	132	443	465	467	27	452	S1
	c.	485	116	139	482	471	464	27	454	S1
	d.	489	121	140	486	475	466	27	457	S2
	e.	486	121	140	483	471	464	27	455	S2
	f.	500	126	143	492	472	457	27	457	S3
	g.	506	127	142	495	477	460	27	459	S3
	h.	507	127	142	495	479	460	27	459	S3
	i.	511	128	144	495	485	472	27	463	S3
	j.	512	128	146	472	494	494	27	465	S1
	k.	508	124	144	469	489	493	27	465	S1
	l.	507	123	145	467	489	493	27	466	S1
	m.	520	125	148	482	511	508	28	474	S1
2.	a.	529	131	150	485	511	513	29	476	S1
	b.	528	131	150	484	511	513	29	475	S1
	c.	522	135	156	524	504	493	29	475	S2
	d.	523	135	156	525	505	493	29	477	S2
	e.	543	137	154	535	506	488	30	483	S3
	f.	552	137	152	511	519	519	30	482	S1
	g.	536	138	160	493	518	520	30	481	S1
	h.	530	134	157	529	511	501	30	479	S2
	i.	528	137	157	530	513	506	30	510	S2
3.	a.	534	149	254	534	517	506	29	511	S2
	b.	532	141	252	532	517	506	29	511	S2
	c.	542	145	234	505	523	524	29	513	S1
	d.	547	140	250	508	530	530	29	518	S1
	e.	547	139	150	507	530	530	29	519	S1
	f.	549	145	150	538	519	502	29	514	S3
	g.	549	144	153	538	518	500	29	514	S3
4.	a.	373	96	88	371	336	224	26	246	S3
	b.	367	96	89	359	325	--	25	229	S3
	c.	340	90	85	349	322	--	24	224	S2
	d.	342	92	86	351	324	313	24	226.5	S2
	e.	344	93	87	351	325	313	24	229	S2
	f.	353	92	87	319	330	--	24	232	S1
	g.	360	92	88	326	337	344	24	238	S1
	h.	360	93	89	329	337	342	25	238	S1
	i.	359	93	88	326	336	332	24	238	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notatiilor din fig.4.6.)								Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}	
5.	a.	387	100	96	383	378	374	26	260	S1
	b.	356	100	95	382	371	370	26	260	S1
	c.	373.5	100	98	375	359	351	26	256	S2
	d.	378	104	98	380	361	353	26	258	S2
	e.	382	104	98	383	369	354	26	260	S2
	f.	394	104	99	395	357	332	26	262	S3
	g.	392	105	98	393	357	332	27	260	S3
	6.	a.	424	114	110	424	390	367	306	25
b.		418	113	110	418	382	360	299	26	S3
c.		418	113	110	418	393	380	301	26	S3
d.		419	115	114	420	400	390	305	26	S2
e.		423	116	114	423	405	397	313	26	S2
f.		441	149	230	441	426	426	322	26	S1
g.		455	154	162	455	437	437	326	26	S1
h.		453	157	179	455	437	414	Qprit motor Pompa apă defect		S1
7.	a.	351	101	103	336	334	340	26	206	S1
	b.	351	101	105	336	332	338	25	204	S1
	c.	349	101	105	335	332	338	25	204	S1
	d.	350	101	105	344	344	Sub200	25	205	S1
	e.	343	98	109	342	341	Sub200	25	205	S2
	f.	344	99	110	342	342	319	25	206	S2
	g.	347	102	108	344	344	Sub200	25	206	S2
	h.	348	102	106	347	347	316	25	206	S2
	i.	346	103	107	346	346	318	25	206	S2
	j.	347	103	107	349	349	312	25	206	S3
	k.	354	103	106	355	357	293	25	206	S3
	l.	355	103	105	356	357	292	25.5	206	S3
	m.	353	103	106	353.5	354	293	26	206	S3
	n.	353	103	105	353.5	354	306	26	208	S3
	o.	352	105	108	352	352	325	26	210	S2
	p.	351	105	109	351	352	325	26	211	S2
q.	351	106	110	352	352	326	26	211	S2	
r.	352	106	110	352	353	326	26	212	S2	
s.	353	107	110	352	353	326	27	212	S2	
t.	349	106.5	110	350	34935	324	27	211	S2	
8.	a.	269	70	80	269	267	238	19	Sub200	S2
	b.	271	70	80	271	270	255	19	Sub200	S2
	c.	276	71	82	272	271	260	20	Sub200	S1
	d.	277	72.5	83	278	278	261	20	145	S1
	e.	287	74	80	283	281	235	74	Sub200	S1

Anexa I

Nr.regim	Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)								Poz supapă	
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}		
8.	f.	290	78	80	290	290	225	78	150	S3
	g.	290	80	82	290	287	224	80	Sub200	S3
	h.	284	80	83	285	281	220	80	Sub200	S3
	i.	282	79	84	282	282	Sub200	79	148	S3
Eșapament Închis n=734 rot/min Me=171,3Nm		278	80	87	273	270	Sub200	80	Sub200	S3
		285	87	90	281	280	Sub200	87	Sub200	S3
		280	86	90	282	279	Sub200	86	Sub200	S3
9.	a.	291	89	93	295	291	Sub200	89	184	S3
	b.	294	91	95	293	291	Sub200	91	Sub200	S3
	c.	295	89	93	291	291	242	89	255	S3
	d.	291	90	94	292	290	267	90	Sub200	S3
	e.	291	94	98	297	294	271	94	189	S2
	f.	294	94	98	293	292	283	94	Sub200	S2
	g.	299	90	96,5	290	289,5	284	90	200	S1
	h.	299	90	97	290	289,5	283	90	--	S1
10.	a.	337	98	122.5	320	314	313	25	Sub200	S1
	b.	335	97	124.5	324	320	320	26	191	S1
	c.	339	97	124	334	334	314	26	192	S2
	d.	334	105	131	334	330	301	27	194	S2
	e.	340	104	126	341	337	297	27	199	S3
	f.	349	106	132	350	343	218	28	205	S3
	g.	341	104	131	343	338	257	28	205	S3
	h.	347	106	124	346	337	261	29	206	S3
	i.	346	104.5	134	346	337	269	29	205	S3
	j.	319	105	136	320	314	331	29	Sub200	S3
	k.	313	95	113	314	311	Sub200	28	Sub200	S3
	l.	327	98	122	329	325	Sub200	28	Sub200	S3
	m.	323	105	126	324	320	--	29	--	S3
11.	a.	317	103.5	118	317	314	135	28	220	S3
	b.	313	102	118	316	313	Sub200	28	219	S3
	c.	313	105	120	316	314	117	28	219	S2
	d.	319	103	124	313	311	115	28	224	S1
	e.	324	103	120	313	312	Sub200	27	226.5	S1
	f.	--	101	124	--	--	--	27	--	S1
12	a.	364	111	132	361	359	105	29.5	230	S1
	b.	360	113	133	357	354	Sub200	30	227	S1
	c.	354	116	137	354	349	Sub200	30	227	S2
	d.	357	116	137	358	350	103	30	230	S2
	e.	364	113	140	360	359	Sub200	30	230	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)								Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}	
12.	f.	364	116	135	364	356	D	30	230	S3
	g.	369	117	163	368	359	E	31	234	S3
	h.	365	116	120	367	359	F	31	232	S3
	i.	367	116	120	365	359	E	31	256*	S3
13.	a.	364	117	122	363	358	C	34	257	S3
	b.	364	117	121	363	359	T	33	259	S3
	c.	361	117	124	361	360		33	264	S2
	d.	369	120	127	369	364		33	270	S2
	e.	348	117	123	338	337		33	248	S1
14.	a.	640	116*	237*	634	544	D	33	540	S1
	b.	643	211	259	631	544	E	31	549	S1
	c.	629*	211	256	628	496*	F	32	537	S2
15.	a.	629	207	255	630	488	E	33	542	S2
	b.	625	207	255	625	487	C	33	542	S2
	c.	629	210	256	619	533	T	33.5	544	S1
	d.	635	207	252	627	537		34	548	S1
	e.	640	216	254	632	458		35	547	S3
	f.	640	217	254	632	458		36	548	S3
	g.	640	218	256	632	458		36	577	S3
16	a.	642	232	272	631	467	D	38	603	S3
	b.	642	233	268	631	466	E	38	579	S3
	c.	637	233	274	632	499	F	39	578	S2
	d.	641	235	275	632	508	E	39	582	S2
	e.	644	232	275	619	545	C	40	588	S1
	f.	646	233	274	620	547	T	40	590	S1
	g.	646	233	282	619	547		40	593	S1
	h.	646	232	278	618	547		40	588	S1
	i.	642	233	274	617	545		40	588	S1
	j.	642	233	280	619	543		41	588	S1
	k.	660*	233	211	633*	560*		41	577*	S1
17.	a.	653	226	364	630	554	D	38	572	S1
	b.	649	229	296	630	530	E	38	570	S1
	c.	647	236	293	641	519	F	38	569	S2
	d.	657	233	290	619	487	E	39	572	S3
	e.	663	235	292	623	491	C	38	576	S3
	f.	663	236	292	624	491	T	38	576	S3
	g.	661	237	290	622	491		38	577	S3
	h.	666	241	290	622	493		38.5	640*	S3
18	a.	675	262	310	590	516		40	623	S3
	b.	673	262	307	653	517		39	626	S3

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)								Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}	
18.	c.	671	263	313	675	547	D	40	629	S2
	d.	673	263	314	636	576	E	40	630	S2
	e.	673	259	311	630	584	F	40	635	S1
	f.	677	259	311	634	659	E	40	637	S1
	g.	679	259	311	635	657	C	40	636	S1
	h.	679	259	307	635	657	T	40	637	S1
19.	a.	654	269	378	612	575	346	32	602	S1
	b.	656	265	372	612	576	347	32	602	S1
	c.	661	268	362.5	672	557	373	32	610	S2
	d.	665	270	373	677	559	373	33	614	S2
	e.	678	274	361	660	523	366	33	616	S3
	f.	681	279	379	661	519	461	34	622	S3
	g.	677	279	382	oprit	motor	oprit	34	motor	S3
20.	a.	D	145	165	429	428	452	23	402	S1
	b.	E	147	176	429	429	452	24	405	S1
	c.	F	149	180	429	429	452	24.5	410	S1
	d.	E	150	181	429	429	452	25	410	S1
	e.	C	150	184	461	461	435	25	410	S2
	f.	T	163	231	466	465	430	25	410	S2
	g.	s-a	165	226	466	465	430	26	411	S2
	h.	rupt	163	221	459	459	410	26	410	S3
	i.	termo-	166	229	459	460	414	27	418	S3
	j.	cupla	167	227	432	432	438	27	428	S4
	k.		169	232	434	434	441	27	431	S4
	l.		169	232	434	434	441	28	432	S4
21.	a.		D	320	537	540	443	23	512	S1
	b.		E	330	541	538	501	23.5	520	S1
	c.		F	322	579	578	487	25	529	S2
	d.		E	328	595	591	461	25	535	S2
	e.		C	315	590	591	497	26	541	S3
	f.	D	T	319	561	561	522	27	554	S3
	g.	E		328	553	554	528	28	559	S4
	h.	F		358*	558	560	489	28	579*	S4
22.	a.	E	D	359	559	559	459	30	584	S4
	b.	C	E	368	564	564	496	31	588	S4
	c.	T	F	397	618	657	557	31	585	S3
	d.		E	366	629	329	522	31	596	S2
	e.		C	388	583	580	578	32	600	S1
	f.		T	399	583	593	564	32	602	S1
	g.			397	593	585	536	32	607	S1

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)								Poz. supapă
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}	
22.	h.			391	594	594	536	33	608	S1
	i.	D	D	404	596	596	537	33	613	S1
23.	a.	E	E	334	477	475	434	32	475	S1
	b.	F	F	330	471	471	431	33	471	S1
	c.	E	E	336	469	473	432	33	469	S1
	d.	C	C	330	488	487	399	33	472	S2
	e.	T	T	320	492	489	399	32	473	S2
	f.			316	491	494	399	32	472	S2
	g.			315	494	496	399	32.5	472	S2
	h.			317	493	488	395	32	467	S2
	i.			317	491	489	399	33	469	S2
	j.			321	520	522	460	33	466	S3
	k.			326	487	483	410	32.5	467	S4
	l.			312	471*	474*	397*	33	466	S4
24.	a.			316	475	470	450	32.5	437	S4
	b.			323	471	471	399	33	436	S4
	c.			300	490	491	388	32	430	S3
	d.			310	494	493	446	32	434	S3
	e.			310	493	494	436	32	434	S3
	f.	D	D	305	478	476	508	32	437	S2
	g.	E	E	304	457	459	540	34	442	S1
	h.	F	F	306	460	461	544	34	446	S1
	i.	E	E	299	457	457	525	33.5	447	S1
25.	a.	C	C	323	541	537	542	23	583	S1
	b.	T	T	328	552	552	494	26	599	S1
	c.			336	569	566	575	25	607	S2
	d.			344	567	571	544	28	620	S2
	e.			342	608	605	590	28	628	S3
	f.			349	568	566	623	30	641	S4
	g.			357	571	571	618	29.5	651	S4
	h.			360	540	542	560	32	611	S4
26.	a.			327	508	509	552	31	558	S4
	b.			327	508	512	530	32	548	S4
	c.			325	556	555	446	32	546	S3
	d.			338	566	566	517	34	553	S3
	e.			348	532	534	461	34	558	S2
	f.			358	528	524	476	33	558	S1
	g.			360	523	524	465	34	558	S1
	h.			359	524	525	411	35	558	S1
27.	a.			362	496	494	413	34	506	S1
	b.			360	493	494	473	33	505	S1

Anexa I

Nr.regim	Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)									Poz. supapă	
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	t_{aer}	t_{ev}			
27.	c.	D	D	362	497	498	517	34	505	S1	
	d.	E	E	371	511	511	458	34	506	S2	
	e.	F	F	351	506	506	425	34	507	S2	
	f.	E	E	347	547	546	390	35	507	S3	
	g.	C	C	354	547	547	411	35	509	S3	
	h.	T	T	362	513	514	353	35	514	S4	
	i.			366	519	518	363	35	519	S4	
	j.			379	518	516	348	36	522	S4	
	k.			363	519	520	348	37	524	S4	
	l.			352	514	514	424	37	526	S4	
	m.			D	511	510	505	37	522	S4	
	n.			E	515	509	349	37	529	S4	
	o.			F	501	501	347	37	520	S4	
	28.	a.	D	D	E	495	493	336	38	516	S4
b.		E	E	C	532	532	333	39	513	S3	
c.		F	F	T	532	535	307	41	510	S3	
d.		E	E	s-a	506	507	324	46	509	S2	
e.		C	C	rupt	501	502	312	40	510	S2	
f.		T	T	termo- cupla	493	495	323	41	510	S1	
g.					492	494	339	47	512	S1	
h.					493	494	319	41	511	S1	
i.					493	494	376	65	514	S1	
j.					490	491	370	55	511	S1	
k.					493	494	344	58	511	S1	
l.					498	498	430	63	514	S1	
29.		a.	D	D	D	494	496	402	80*	514	S1
		b.	E	E	E	495	496	389	47	514	S1
	c.	F	F	F	499	499	537	53	518	S1	
	d.	E	E	E	499	501	510	56	519	S1	
	e.	C	C	C	505	508	467	62	526	S1	
	f.	T	T	T	510	512	595	65	531	S1	
	g.				518	522	411	72	538	S1	
	h.				526	534	519	74.5	540	S2	
	i.				529	531	523	79	541	S2	
	j.				530	531	537	85	540	S2	
	k.				547	555	552	88	540	S3	
	l.				550	554	559	86	540	S3	
	m.				487	497	591	87	543	S4	
	n.				472	484	501	90	543	S4	
	o.				535	549	564	96	543	S3	
	p.				536	548	564	93.5	543	S3	

Anexa I

Nr.regim		Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)							Poz supapă	
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}		t _{ev}
29.	q.	D	D	D	495	511	428	108	544	S2
	r.	E	E	E	493	508	464	119	549	S2
	s.	F	F	F	484	505	212	98	558	S1
	t.	E	E	E	479	504	206	96	559	S1
	u.	C	C	C	478	504	200	100	573	S1
	v.	T	T	T	443	467	Sub200	99	551	S1
30.	a.	D	D	D	583	616	D	25	659	S3
	b.	E	E	E	618	644	E	25	664	S3
	c.	F	F	F	651	667	F	27	670	S3
	d.	E	E	E	544	566	E	27	678	S4
	e.	C	C	C	547	573	C	27	682	S4
	f.	T	T	T	540	560	s-a T	29	681	S2
	g.				531	552	rupt	29.5	663	S1
	h.				534	555	termo-	30	660	S1
	i.				630	549	cupla	30	651	S3
31.	a.	D	D	D	638	648	D	31	617	S3
	b.	E	E	E	638	651	E	31	614	S3
	c.	F	F	F	647	658	F	31	614	S3
	d.	E	E	E	525	535	E	32	620	S4
	e.	C	C	C	521	537	C	33	624	S4
	f.	T	T	T	536	552	T	32.5	626	S2
	g.				535	548		32.5	631	S2
	i.				551	573		33	632	S1
32.	a.	D	D	D	571	588	D	33	696	S1
	b.	E	E	E	576	594	E	34	704	S1
	c.	F	F	F	576	594	F	35	711	S1
	d.	E	E	E	590	606	E	36	718	S2
	e.	C	C	C	675	689	C	38	706	S3
	f.	T	T	T	683	689	T	39	691	S3
	g.				567	573		40	690	S4
33.	a.	D	D	D	226.5	236	D	84	605	S4
	b.	E	E	E	267	300	E	86	670	S4
	c.	F	F	F	313	353	F	87	675	S3
	d.	E	E	E	348	402	E	90	682	S3
	e.	C	C	C	381	436	C	89	687	S3
	f.	T	T	T	388	451	T	90	689	S3
	g.				400	463		246	687	S2
	h.				446	512		280	689	S1

Anexa I

Nr.regim	Nr. termocuplei din chiulasă (conform notațiilor din fig.4.6.)								Poz. supapă	
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	t _{aer}	t _{ev}		
33.	i.				453	551		290	694	S3
	j.				461	578		103	687	S3
	k.				518	585		94	688	S3
	l.				--	--		94	--	S3
34.	a.	D	D	D	542	605	D	98	682	S3
	b.	E	E	E	557	616	E	107	682	S3
	c.	F	F	F	571	625	F	95	681	S3
	d.	E	E	E	583	637	E	111	681	S3
	e.	C	C	C	590	629	C	98	687	S4
	f.	T	T	T	544	597	T	100	692	S4
	g.				600	655		118	687	S3
	h.				602	655		102	682	S3
	i.				607	658		110	682	S3
	j.				528	583		95	619	S3
	k.				477	540		95	653	S3
AER RECE	l.				484	540		204	663	S1
	m.				359	394		94	624	S1
	n.				413	465		142	642	S1
35.	a.	D	D	D	205	205	D	82	380	S1
	b.	E	E	E	205	205	E	83	369	S1
	c.	F	F	F	205	205	F	83	387	S1
	d.	E	E	E	242	246	E	83	663	S1
	e.	C	C	C	296	318	C	83	685	S1
	f.	T	T	T	465	532	T	84	694	S1
	g.				487	552		84	702	S1
	h.				506	564		85	708	S1
	i.				450	518		85	706	S2
	j.				373	429		85	706	S2
AVARIE MOTOR!! (s-a perforat pistonul în dreptul termocuplelor)										
Observație: începând de la regimul nr.21 S3 se schimbă cu S1, S2 cu S4										
Notatii:										
					Pistonul are răcirea cu ulei întreruptă pentru măsurarea debitului de ulei					
				*	Valoarea măsurată este de la regimul vecin					

ANEXA II.**PROGRAM PENTRU PRELUCRAREA DIAGRAMEI INDICATE****Lista notațiilor:**

1. TCH,TP,TPC,TS: temperaturile măsurate medii ale chiulasei, capului pistonului, peretelui cilindrului din camera de ardere și cea a talerului supapei de evacuare,
2. A0,A1,A2: coeficienții funcției ce descrie variația temperaturii de alungul peretelui cilindrului
3. N,CAER,CE: turația motorului,cosum de aer,consum orar de motorină,
4. P0,T0,PE,TE: presiunea și temperatura absolută din galeriile de admisie și evacuare,
5. AI,DINJ,PME: avansul la injecție, durata injecției, presiunea medie efectivă,
6. NA,IA: numărul punctelor citite din diagrama indicată, nr. de ordine a punctului în care admisia se închide,
7. DSE,ISE,DSA,ISA: fazele de distribuție,
8. BA1-BA11, BE1-BE11: coeficienții seriei Fourier care aproximează funcția ariei secțiunii deschise de supapa de admisie, respectiv cea de evacuare,
9. D,S,E,L,S1: alezajul cilindrului, cursa pistonului, raportul de compresie, lungimea bielei, scara presiunilor,
10. CA,HID,SU,OX,AZOT: analiza elementară a combustibilului (participările masice de carbon, hidrogen, sulf, oxigen, azot),
11. HI: puterea calorifică inferioară a motorinei utilizate
12. FCH,FP,FPC: aria chiulasei, a capului pistonului și cea a peretelui cilindrului din camera de ardere,
13. FT,FTT: aria totală a suprafeței camerei de ardere, ariaXtemperatura,
14. DURE,DURA: durata deschiderii evacuării și admisiei în grade,
15. R1,SP,V0,V1: raza manivelei,aria pistonului, clindreea, volumul camerei de ardere,
16. PMI,ETAM,ETAI: presiunea medie indicată, randament mecanic, randament indicat,
17. WM,QC: viteza medie a pistonului, căldura introdusă pe ciclu,
18. NC,ND: exponenții politropici medii pe compresie și destindere,
19. EM,XUT,DRARD: exponentul Vibe, coeficientul de utilizare a căldurii, durata arderii,
20. CW0,CW1,CW2,CWS: coeficienții formulei lui Woschni,
21. CS: coeficient din formula lui Sitkei,
22. EXR,R: variația constantei gazului în funcție de compoziție și constanta gazului,
23. M,DM: masa, debit masic,
24. MA1,MA2: Cantitatea de gaz intrată în cilindru din galeria de admisie respectiv ieșită din cilindru spre galeria de admisie,
25. ME1,ME2: Cantitatea de gaz intrată în cilindru din galeria de evacuare respectiv ieșită din cilindru spre galeria de evacuare,
26. MP: modificarea masei de gaz din cilindru în timpul intervalului,
27. ALW,ALS,ALE: coeficienții de schimb de căldură dintre gaze și pereții camerei de ardere după Woschni, Sitkei și Eichelberg, valori momentane,
28. ALWM,ALSM,ALEM: coeficienții de schimb de căldură dintre gaze și pereții camerei de ardere după Woschni, Sitkei și Eichelberg, valori medii,
29. ALZ,SALE,ALEV:coeficientul de schimb de căldură din canalul de evacuare după Zapf,valoarea ei însumată până la momentul dat și valoarea medie pe ciclu,

Anexa II

30. TGM,TEM: temperatura gazelor medie pe ciclu, temperatura medie pe ciclu a gazelor evacuate,
31. CP,CPA,CPG: capacitatea termică masică a gazelor din cilindru la presiune constantă, capacitatea termică masică a aerului la presiune constantă și capacitatea termică masică a gazelor de ardere fără exces de aer, toate calculate la temperatura gazelor din cilindru,
32. MUA,MUE: coeficienții de debit ai supapelor de admisie și evacuare,
33. EXV ,EXT,FQ,FM,: Expresie de volum și de temperatură, funcția de căldură și masă folosite la calculul temperaturii,
34. X: cursa pistonului
35. L(I): valoarea medie a temperaturii suprafeței cămășii de cilindru la poziția I a manivelei motoare.,
36. WE: viteza momentană a gazelor din canalul de evacuare

Program pentru prelucrarea diagramei indicate:

```

1 REM "CALCULUL TERMIC AL MOTORULUI IN PATRU TIMP"
3 INPUT "Nr. regimului";NR
5 A$=INKEY$:TR=3.1415927#/180:PI=3.1415927#
10 OPEN "c:dat1" FOR INPUT AS #1:INPUT
#1,TCH,TP,TPC,TS,A0,A1,A2,N,CE,CAER,P0,T0,AI,DINJ,PME,PE,TE,N5,IA: CLOSE #1
15 INPUT "Defazajul f=";F
22 READ
DSE,ISE,DSA,ISA,BA1,BA2,BA3,BA4,BA5,BA6,BA7,BA8,BA9,BA10,BA11,BE1,BE2,BE3,BE4,BE5,BE6,BE7,BE
8,BE9,BE10,BE11
23 DATA 465,28,684,248,2767.3243,-71.761339,-558.40996,1.1008231,-86.301867,3.7436732,-
10.232165,2.562469,.50310858,-2.8461508
25 DATA -.0013938273,2719.88,-93.55,-501.82,-.82,-77.41,1.13,-7.07,-5.77,4.17,-5.46,-2.49
35 READ D,S,E,L1,S1,CA,HID,SU,OX,AZOT,HI,FCH,FP,FPC
40 DATA
.165,.155,14.97,.315,16.9419,.8354,.1439,.0054,.0133,.002,42462e3,.021382465,.028978465,129.5907e-5
44 DIM R(N5): DIM V(N5): DIM P(N5): DIM X(361): DIM L(361)
45 DIM T(N5): DIM C(N5): DIM U(N5): DIM NW(25): DIM NE(25): DIM NS(25)
46 IS=N5-72: DIM M(N5)
47 CNT=0:W=0:PI=3.1415927#
50 OPEN "C:DAT2" FOR INPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:INPUT #1,P(I):NEXT I
55 FOR I=N5+1 TO 2*N5:INPUT #1,R(I-N5):NEXT I:CLOSE #1
60 FT=FCH+FP+FPC: FTT=FP*TP+FCH*TCH+FPC*TPC: WM=S*N/30
65 R1=S/2: SP=.78539816#*D*D: V0=S*SP: V1=V0/(E-1): L=R1/L1: EX1=1+1/L: EX2=1/L/L: PER=PI*D
70 DURE=720+ISE-DSE: DURA=720+ISA-DSA: DE=PI/DURE: DA=PI/DURA
71 DIM J(2*DURE): DIM G(2*DURA)
72 CLS : INPUT "Calculez sectiunile? Daca da,apasati tasta D,daca nu ,apasati tasta N";A$
73 IF A$="D" OR A$="d" THEN GOSUB 3000
75 SED=DSE-180: SEI=ISE+540: SAD=DSA-180: SAI=ISA-180
76 OPEN "c:date" FOR INPUT AS #2:FOR I=1 TO 2*DURE:INPUT #2,J(I): NEXT I: CLOSE #2
77 OPEN "c:data" FOR INPUT AS #2:FOR I=1 TO 2*DURA:INPUT #2,G(I): NEXT I: CLOSE #2
82 X0=(SAI+F)/10+1: I=INT (X0)
83 PIA=((P(I+1)-P(I))*(X0-I)+P(I))*S1: A=(ISA)*.017453292#: GOSUB 6000: V2=X*SP+V1
84 P2=.985*P0*((V1+V0)/V2)^1.4: P1=P2-PIA
85 I1=0: FOR I=1 TO N5:C(I)=10*R(I)-F
86 IF (C(I)>=0) THEN GOTO 95
90 C(I)=720+C(I): I1=I1+1
95 A=(C(I)+180)*.017453292#: GOSUB 6000: V(I)=V1+X*SP: NEXT I

```

Anexa II

```

100 CLS :INPUT "Calculuez temperaturile medii ale peretului cilindrului? Daca da,apasati tasta D ,daca nu apasati tasta N";A$
101 IF A$="D" OR A$="d" THEN GOSUB 6150
102 IF A$="N" OR A$="n" THEN OPEN "c:tmpc" FOR INPUT AS #1 ELSE GOTO 105
103 FOR I=1 TO 361:INPUT #1,L(I):NEXT I:CLOSE #1
105 CLS :INPUT "Calculuez cursa pentru aria laterala a peretelui cilindrului? Daca da,apasati tasta D ,daca nu apasati tasta N";A$
106 IF A$="D" OR A$="d" THEN GOSUB 6100
107 IF A$="N" OR A$="n" THEN OPEN "c:cursa" FOR INPUT AS #1 ELSE GOTO 110
108 FOR I=1 TO 361:INPUT #1,X(I):NEXT I:CLOSE #1
110 QC=CE*HI/30/N
115 FOR I=1 TO N5: P(I)=P(I)*S1+P1: NEXT I
120 FOR I=1 TO N5-1: P=(P(I)+P(I+1))/2: V4=V(I+1)-V(I): W=P*V4+W: NEXT I
130 PMI=W/V0: ETAM=PME/PMI: ETAI=W*100000!/QC:CLS
140 PRINT "W=";W,"pmi=";PMI: PRINT "Randamentul mecanic etam=";ETAM: PRINT "Randamentul indicat etai=";ETAI
145 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
200 CLS :INPUT "Doriti reprezentarea grafica a diagramelor p-alfa si p-V .Daca da,apasati tasta D, daca nu, tasta N";A$
210 IF A$="D" OR A$="d" THEN GOSUB 2300
240 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
250 KEY ON:SCREEN 0,0,0
300 INPUT "Doriti sa modificati valoarea unghiului de inchidere a admisiei SAI ? Daca da, apasati tasta D, daca nu N";A$
305 IF A$="N" OR A$="n" THEN GOTO 310
306 INPUT "SAI=";SAI
310 A=(SAI+180)*TR: GOSUB 6000: V2=X*SP+V1: P2=.985*P0*((V0+V1)/V2)^1.4
320 P3=0: V3=0: X0=(SAI+F)/10+1
330 PRINT "Presiunea la inchiderea admisiei p2=";P2;" bar","p1=";P1;" bar": PRINT "Volumul la inchiderea admisiei V2=";V2;" m3"
340 I=INT (X0+1)
350 IF C(I)>180-AI THEN GOTO 375
360 P3=LOG (P(I)/P2)+P3: V3=LOG (V2/V(I))+V3
370 I=I+1: GOTO 350
375 P4=P(IA): PRINT "presiunea la sfirsitul compresiei p4=";P4;"bar"
380 NC=P3/V3: PC=P2*(V2/V(IA))^NC: PRINT "presiunea la sfirsitul compresiunii calculata pc=";PC
385 PRINT "Exponentul politropic de compresie nc=";NC
390 NC1=LOG (P(IA-1)/P2)/LOG(V2/V(IA-1)): PRINT "nc1=";NC1: PC1=P2*(V2/V(IA))^NC1: PRINT "pc1=";PC1
395 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
400 PRINT "arderea se incheie la": INPUT SFARD: PRINT " Sfard=";SFARD;"grade"
410 INPUT "Doriti sa modificati valoarea unghiului de deschidere a evacuarii DSE ? Daca da, apasati tasta D, daca nu N";A$
415 IF A$="N" OR A$="n" THEN GOTO 420
416 INPUT "DSE=";DSE
420 X1=(SED+F)/10+IS: B1=INT ((SFARD+F)/10)-18+IS: B2=INT (X1): P5=0: V5=0:A=DSE*.017453292#
430 GOSUB 6000: V6=V1+X*SP: P6=P(B2)-(P(B2)-P(B2+1))*(X1-B2)
440 PRINT "presiunea la inchiderea evacuarii p6=";P6;" bar"
450 FOR I=B1 TO B2: P5=LOG ((P(I))/P6)+P5: V5=LOG (V6/V(I))+V5: NEXT I: ND=P5/V5
460 PRINT "v5=";V5: "Exponentul politropic de destindere Nd=";ND
470 FOR I=1 TO IA-1: U(I)=P(I): NEXT I
475 FOR I=IA TO 36+IS: U(I)=P2*(V2/V(I))^NC1: NEXT I
480 FOR I=37+IS TO N5: U(I)=P(I): NEXT I
490 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
500 INPUT "Doriti sa modificati valoarea temperaturii din colectorul de admisie ? Daca da,apasati tasta D, daca nu, tasta N";A$
505 IF A$="N" OR A$="n" THEN GOTO 510

```

Anexa II

```

506 INPUT "T0 in K=";T0
510 MG=0: T=T0: GOSUB 2000: C0=CPA
511 IF CNT>0 THEN GOTO 517
515 T2=(.833*T0+86)*((V1+V0)/V2)^.4: M2=P2*V2/.00287/T2: B3=INT (X0+1): CC=CE/30/N
516 LO=(CA/12+HID/4+(SU-OX)/32)/.21
517 GR=0: NAI=P2*V2/.08314/T2: LAM=NAI/(1+GR)/LO/CC: MUMAX=1+(HID/4+OX/32+AZOT/28)/LAM/LO
519 I=B3
520 UN=C(I)+180
521 IF UN>360-AI-F THEN GOTO 523
522 DM=0: GOTO 527
523 IF UN>360-AI-F+DINJ THEN GOTO 525
524 DM=CC*(UN-360+AI+F)/DINJ: GOTO 527
525 DM=CC
527 M=M2+DM: M(I)=M
530 IF I>B2 THEN GOTO 540
535 I=I+1: GOTO 520
540 M6=M
545 CXU=CC*HI: XUT=.95
560 MGMAX=CC*15.467336#/(M2+CC)
562 MGMAX=CC*15.467336#/(M2+CC)
565 Z=1: STR=0: I=IA: CSIMAX=XUT: EX=(MUMAX-1)/CSIMAX: XU1=.001: XUT=0: CMU=MGMAX/MUMAX
566 TJ1=P(I)*V(I)/M(I)/.0028704
570 TJ=TJ1: CJ=C(I): PJ=P(I): VJ=V(I): MJ=M(I)
571 TJ1=P(I)*V(I)/M(I)/.0028704
574 IF C(I+1)<SED THEN GOTO 580
575 STR=1: PJ1=P(I): VJ1=V(I): MJ1=M(I): CJ1=C(I): GOTO 590
580 CJ1=C(I+1): PJ1=P(I+1): VJ1=V(I+1): MJ1=M(I+1)
583 IF CJ1<180 AND CJ1>180 THEN GOTO 590
584 IF CJ1>180 AND CJ1<180 THEN GOTO 590
585 PX=(PJ1-PJ)*(180-CJ)/(CJ1-CJ)+PJ: LE=(PJ+PX)*(V1-VJ)/2+(PX+PJ1)*(VJ1-V1)/2: GOTO 600
590 PM=(PJ+PJ1)/2: DV=VJ1-VJ: NS(Z)=(CJ1-CJ)*.017453293#: LE=PM*DV
600 XU=XU1: MU=1+EX*(XUT+XU): MG=(MU-1)*CMU: R=289.24126#*MG+(1-MG)*287.04:
TJ1=PJ1*VJ1*100000!/R/MJ1
605 T=TJ: GOSUB 2000: ENJ=CG/(CG-R)-1
610 T=TJ1: GOSUB 2000: ENJ1=CG/(CG-R)-1
620 XU1=(PJ1*VJ1/ENJ1-PJ*VJ/ENJ+LE)*100000!/CXU
621 XU2=XU1/XU-1:XU3=XU2*XU2
624 IF XU=0 THEN GOTO 626
625 IF XU3>.0000001 THEN GOTO 590
626 IF XU>0 THEN GOTO 630
627 XU=0
630 XUT=XUT+XU: CLS : LOCATE 2,1:PRINT "i=";I,"T=";T," mu=";MU,"p=";PJ," V=";VJ,"XUT=";XUT
635 NW(Z)=XUT: NE(Z)=XU: T(I)=TJ
640 IF (STR>0) THEN GOTO 646
645 I=I+1: Z=Z+1: GOTO 570
646 XU4=XUT/CSIMAX-1:XU5=XU4*XU4
650 IF XU5>.0000001 THEN GOTO 565
651 T6=TJ1
655 SX=0: SY=0: SX2=0: SXY=0: N1=Z-1: Z=1: A=NS(1)/2: B=0
660 XE=NW(Z)/CSIMAX
665 IF XE<1 THEN GOTO 675
670 XE=.9999999
675 X=LOG (-LOG (1-XE))-1.9326447#
680 Y=LOG (A+B)
685 A=NS(Z+1)/2: B=B+NS(Z)
690 SX=SX+X: SY=SY+Y: SX2=SX2+X*X: SXY=SXY+X*Y: Z=Z+1

```

Anexa II

```
695 IF Z<N1 THEN GOTO 660
700 EM1=N1*SX2-SX*SX: EM2=N1*SXY-SX*SY: EM=EM1/EM2-1
705 A=(SY-SX/(EM+1))/N1:DRARD=EXP (A)/.017453293#
710 PRINT "Exponentul Vibe em=";EM;"Durata arderii Drard=";DRARD;"grade"
711 FOR I=B3 TO IA-1: T(I)=P(I)*V(I)/M(I)/.0028704: NEXT I
713 T6=P6*V6/R/M6*100000!
714 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
716 REM "Coeficientii din formula lui Woschni CWO,CW1,CWs,CW2 si Sitkei CS"
717 CWO=130/D^.2: CU=2.3: CW1=WM*(2.28+.308*CU): CWS=WM*(6.18+.417*CU)
: CW2=.00324*V0/M2/287.04: CS=32.72*WM^.7
718 SALE=0
720 CLS : CG1=CG: I=B2+1: J=0: G=0: C1=SED: C2=C(I):DM=0: EXR=0: MG6=MG: EXM=0: MET=0: SME=0
725 FG=0:EX=R/CG: EY=1/EX: P=P6: T=T6: M=M6: PJ=P6: TJ=T6: MJ=M6
730 IF G=0 OR G>5 THEN GOTO 740
735 EXR=(287.04-REV)/DURA: EXM=MG6/DURA
740 H=C2-C1: H1=H/6/N
745 GOSUB 2000: CEV=CG: REV=R
750 FL=0
760 MA1=0 :MA2=0: ME1=0: ME2=0
761 LOCATE 20,1:PRINT FL,P
765 IF J=0 THEN GOTO 830
770 IF J+SED<=SAD THEN GOTO 805
775 G=J+SED-SAD
780 RCO=287.04: TCO=T0: CCO=C0: PCO=P0: MG=MG6-EXM*G: FG=1: GOSUB 7000
785 IF SF>0 THEN GOTO 795
790 MA2=DM: GOTO 800
795 MA1=DM
800 IF J>DURE THEN GOTO 830
805 RCO=REV: CCO=CEV: PCO=PE: TCO=TE: FG=0: GOSUB 7000
810 IF SF<0 THEN GOTO 820
815 ME2=DM: GOTO 830
820 ME1=DM: GOTO 830
830 MP=MA1+MA2+ME1+ME2
835 GOSUB 5000
845 IF FL>0 THEN GOTO 880
850 K1=H1*MP: Q1=H1*DT
860 J=J+H/2: R=REV+(G+H/2)*EXR: MG=MG6-(G+H/2)*EXM:FL=1
870 M=MJ+K1/2: T=TJ+Q1/2: GOSUB 5100: GOTO 760
880 IF FL>1 THEN GOTO 910
890 K2=H1*MP: Q2=H1*DT
900 M=MJ+K2/2: T=TJ+Q2/2: GOSUB 5100 :FL=2: GOTO 760
910 IF FL>2 THEN GOTO 950
920 K3=H1*MP: Q3=H1*DT
930 J=J+H/2: R=REV+(G+H)*EXR: MG=MG6-(G+1)*EXM
940 M=MJ+K3/2: T=TJ+Q3/2: FL=3: GOSUB 5100: GOTO 760
950 K4=H1*MP: Q4=H1*DT
960 MJ=MJ+(K1+2*K2+2*K3+K4)/6: TJ=TJ+(Q1+2*Q2+2*Q3+Q4)/6: GOSUB 5100: M=MJ: T=TJ: PJ=P
961 IF SED+J>SEI THEN GOTO 965
962 GOSUB 5500: SALE=SALE+H*ALZ
963 SME=SME+ME1*H1*CG1: MET=MET+ME1*H1*CG1*T
965 M=MJ: T=TJ: P=PJ: CLS : LOCATE 1,27:PRINT J: LOCATE 1.27:PRINT G: PRINT C2;"M=";M;" T=";T "
p=";P
966 IF I<N5 THEN GOTO 970
967 IF I<B3 THEN GOTO 980
968 P(N5)=PJ: T(N5)=TJ: M(N5)=MJ: I=1: GOTO 1020
970 IF SED+J+H<SAD THEN GOTO 1020
```

Anexa II

```

971 IF SED+J=SAD THEN GOTO 974
972 IF SED+J>SAD THEN GOTO 975
973 C1=C2: C2=SAD: GOTO 730
974 T7=TJ: M7=MJ: P7=PJ: GOTO 1020
975 IF SED+J+H<SEI THEN GOTO 1000
976 IF SED+J=SEI THEN GOTO 979
977 IF SED+J>SEI THEN GOTO 980
978 C1=C2: C2=SEI: GOTO 730
979 T8=TJ: M8=MJ: P8=PJ: GOTO 1000
980 IF SED+J+H<SAI+720 THEN GOTO 1000
981 IF SED+J=SAI+720 THEN GOTO 1040
983 C1=C2: C2=SAI: GOTO 730
1000 IF SED+J>=SEI+20 THEN GOTO 1010
1001 IF C2+1<C(I) THEN GOTO 1005
1002 IF C2=C(I) THEN GOTO 1004
1003 C1=C2: C2=C(I): GOTO 730
1004 P(I)=PJ: T(I)=TJ: M(I)=MJ: I=I+1
1005 C1=C2: C2=C2+1: GOTO 730
1010 IF C(I+1)>C2 THEN GOTO 1020
1015 P(I)=PJ: T(I)=TJ: M(I)=MJ: I=I+1: C1=C2-720: C2=C(I): GOTO 730
1020 P(I)=PJ: T(I)=TJ: M(I)=MJ: I=I+1
1030 C1=C2: C2=C(I): GOTO 730
1040 CLS :ALEV=(SALE+10*(720-DURE))/720: P(I)=PJ: T(I)=TJ: M(I)=MJ: DIF=(MJ-M2)/M2*100: PRINT
"DIFm=";DIF;" %";"alev=";ALEV
1041 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa reluati calculul, apasati tasta D, daca nu N !";A$
1042 IF A$="N" OR A$="n" THEN GOTO 1045
1043 M2=MJ:T2=TJ:P2=PJ:CNT=1:SALE=0:GOTO 300
1045 OPEN "c:p16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,P(I):NEXT I:CLOSE #1
1046 OPEN "c:c16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,C(I):NEXT I:CLOSE #1
1047 OPEN "c:m16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,M(I):NEXT I:CLOSE #1
1048 OPEN "c:t16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,T(I):NEXT I:CLOSE #1
1049 LOCATE 24,1:INPUT "Daca doriti sa continuati, apasati tasta ENTER !";A$
1100 ALWM=0: ALSM=0: ALEM=0: TGM=0: TEM=0:ALEVM=0
1105 DIM E(N5): DIM S(N5): DIM W(N5):DIM AE(N5):DIM HEV(N5)
1107 IF TS<600 THEN GOTO 1110
1108 CW2=(.000023*(TS-600)+.005)*V0/M2/287.04
1110 FOR I=1 TO N5: UW=C(I): U=U(I): P=P(I): T=T(I)
1115 GOSUB 5200: E(I)=ALE: GOSUB 5300: S(I)=ALS: GOSUB 5400: W(I)=ALW: GOSUB
5500:AE(I)=ALZ:HEV(I)=HE:NEXT I
1120 FOR I=1 TO N5-1: XG=C(I+1)-C(I)
1121 IF XG<0 THEN LET XG=10
1125 YM=(W(I+1)+W(I))/2: ALWM=YM*XG+ALWM: TGM=(T(I+1)+T(I))/2*YM*XG+TGM
1130 ALSM=(S(I+1)+S(I))/2*XG+ALSM:
ALEM=(E(I+1)+E(I))/2*XG+ALEM:ALEVM=(AE(I+1)+AE(I))/2*XG+ALEV: NEXT I
1140 ALWM=ALWM/720: TGM=TGM/720/ALWM: ALSM=ALSM/720: ALEM=ALEM/720:ALEVM=ALEVM/720
1150 TEM=MET/SME
1160 OPEN "c:x16" FOR OUTPUT AS #1:WRITE #1,NR:WRITE #1,PME:WRITE #1,N:WRITE #1,CE:WRITE #1,
ETAM*ETAI:WRITE #1,3.6E+09/ETAM/ETAI/HI:WRITE #1,PMI:WRITE #1,ETAM
1161 WRITE #1,ETAI:WRITE #1,NC:WRITE #1,ND:WRITE #1,LAM:WRITE #1,XUT:WRITE #1,DRARD:WRITE
#1,EM:WRITE #1,ALWM:WRITE #1,ALSM
1162 WRITE #1,ALEM:WRITE #1,ALEV:WRITE #1,TGM:WRITE #1,TEM:CLOSE #1
1175 OPEN "c:a16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,AE(I),HEV(I):NEXT I:CLOSE #1
1180 OPEN "c:w16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,W(I):NEXT I:CLOSE #1
1185 OPEN "c:e16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,E(I):NEXT I:CLOSE #1
1190 OPEN "c:s16" FOR OUTPUT AS #1:FOR I=1 TO N5:WRITE #1,S(I):NEXT I:CLOSE #1
1195 INPUT "Doriti sa tipariti datele ? Daca da apasati tasta D, daca nu, N";A$

```


Anexa II

```

2430 X1=60: Y1=170-P(I1): YT1=170-T(I1)/20: FOR I=I1+1 TO 36+IS+I1: X=60+C(I): Y=170-P(I): YT=170-
T(I)/20: LINE (X1,Y1)-(X,Y): LINE(X1,YT1)-(X,YT): X1=X: Y1=Y: YT1=YT: NEXT I
2450 LOCATE 10,57:PRINT "T": LOCATE 11,57: PRINT "K"
2460 FOR I=3 TO 6: X2=4+3*I: LOCATE X2,55: PRINT (6-I)*500: NEXT I
2470 KEY OFF: RETURN
2510 LOCATE 3,57:PRINT "T": LOCATE 4,57: PRINT "K"
2600 FOR I=1 TO 2: X2=4+6*I: LOCATE X2,55: PRINT (3-I)*1000: NEXT I
2700 KEY OFF: RETURN
2900 REM "Tiparierea tabeluli nr. 1"
2905 UW=C(I): U=U(I):P=P(I): T=T(I)
2910 IF STG<1 THEN GOTO 2930
2920 LPRINT SPC(4);: GOTO 2940
2930 LPRINT SPC(11);
2940 LPRINT USING "###.#";C(I);: LPRINT " | ";:LPRINT USING "###.##"; P(I);:LPRINT " | ";
2945 LPRINT USING "####.##";T(I);:LPRINT " | ";:LPRINT USING "#.#####";M(I);:LPRINT " | ";
2947 LPRINT USING "####.#";W(I);:LPRINT " | ";:LPRINT USING "####.#";S(I);: LPRINT " | "; LPRINT
USING "####.#";E(I);: LPRINT " "
2950 RETURN
3000 REM "Sectiunea supapei de evacuare"
3005 OPEN "c:date" FOR OUTPUT AS #2: FOR I=1 TO 2*DURE:LOCATE 3,1:PRINT I: GE=I*.5
3010 MUE=((( -3.66954E-10*GE+.00000020919431#)*GE-.000021752427#)*GE-.0023247561#)*GE+.63503404#
3020 UE=GE*DE: SE=BE1*SIN (UE)+BE2*SIN (2*UE)+BE3*SIN (3*UE)+BE4*SIN (4*UE)+BE5*SIN
(5*UE)+BE6*SIN (6*UE)+BE7*SIN (7*UE)+BE8*SIN (8*UE)+BE9*SIN (9*UE)+BE10*SIN (10*UE)+BE11*SIN
(11*UE)
3030 J(I)=MUE*SE: WRITE #2,J(I):NEXT I:CLOSE #2
3100 OPEN "c:data" FOR OUTPUT AS #2: FOR I=1 TO 2*DURA:LOCATE 3,1: PRINT I: GA=I*.5
3105 REM "sectiunea supapei de admisie"
3110 MUA=((( -4.781163E-10*GA+.00000028062321#)*GA-.000035714709#)*GA-.0014807242#)*GA+.6604413
3120 UA=GA*DA: SA=BA1*SIN (UA)+BA2*SIN (2*UA)+BA3*SIN (3*UA)+BA4*SIN (4*UA)+BA5*SIN
(5*UA)+BA6*SIN (6*UA)+BA7*SIN (7*UA)+BA8*SIN (8*UA)+BA9*SIN (9*UA)+BA10*SIN (10*UA)+BA11*SIN
(11*UA)
3130 G(I)=MUA*SA: WRITE #2,G(I):NEXT I: CLOSE # 2: CLS : RETURN
4000 REM "Calculul debitului prin supapa, subcritic"
4010 DM=SF*PX*MS*.14142135#/R*EP^(1-EX)*SQR ((1-EP^EX)*CG/TX): RETURN
4100 REM "Calculul debitului prin supapa, critic"
4110 DM=SF*MS*.14142135#*PX*((1-EX)/(1-EX/2))^(EY-1)*SQR (1/(2-EX)/R/TX): RETURN
5000 REM "Calculul variatiei de temperatura"
5005 UX=DSE+J
5010 IF UX>540 THEN GOTO 5020
5015 Z=UX-360: Z1=Z-.5: GOTO 5031
5020 IF UX>720 THEN GOTO 5024
5023 Z=720-UX: Z1=Z+.5: GOTO 5031
5024 IF UX>900 THEN GOTO 5030
5026 Z=UX-720: Z1=Z-.5: GOTO 5031
5030 Z=1080-UX: Z1=Z+.5
5031 Z=2*Z+1: Z1=2*Z1+1: HZ=.0833333333#/N
5032 EXV=(X(Z)-X(Z1))/((X(Z)+X(Z1))/2+V1/SP)/HZ
5033 GOSUB 5400: AL=ALW
5035 FQ=-AL*(T*(FT+X(Z)*PER)-FTT-L(Z)*X(Z)*PER)/M/R/T
5040 FM=((MA1*287.04*T0+ME2*TE*REV)/R/T+MA2+ME1)/M
5045 EXT=(FM/(1-EX)+(FQ-EXV)/(EY-1)-MP/M-EXR/H1/R)/(1+ME1*H1/M/(1-EX))
5050 DT=T*EXT: RETURN
5100 REM "Ecuatia termica de stare"
5110 P=M*R*T/(X(Z)*SP+V1)/100000!: RETURN
5200 REM "Coeficientul de schimb de caldura dupa Eichelberg"
5210 ALE=2.419*SQR (P*T)*WM^(1/3): RETURN

```


Anexa II

```
5300 REM "Coeficientul de schimb de caldura dupa Sitkei,injectie directa"
5310 EXS=2*V(I)/SP: DE=D*EXS/(D+EXS)
5320 ALS=CS*P^.7/T^.2/DE^.3:RETURN
5400 REM "Calculul coeficientului de schimb de caldura dupa Woschni"
5420 IF UW<SAI OR UW>SED THEN GOTO 5440
5430 ALW=CWO*(P*(CW1+CW2*(P-U)))^.8/T^.53: GOTO 5450
5440 ALW=CWO*(P*(CWS+CW2*(P-U)))^.8/T^.53
5450 RETURN
5500 IF C(I)>SED AND C(I)<SEI THEN GOTO 5510
5505 ALZ=10: GOTO 5520
5510 J=C(I)-SED:HE=(((.000000034361105#*J-.000019792791#)*J+.0029352613#)*J-.
.024317909#)*J+.18759826#
5515 LA=(9.6403483D-10*T+.000084465147#)*T-.00027698778#: NU=(6.3763733D-
13*T+.000000064235005#)*T-.000011181811#: ALZ=11.868512#*LA*SQR (WE/NU)*(1-.017139785#*HE)
5520 RETURN
6000 X=R1*(EX1-(COS (A)+SQR (EX2-SIN (A)*SIN (A)))): RETURN
6100 REM "Calculul cursei pistonului"
6110 OPEN "c:cursa" FOR OUTPUT AS #1: FOR I=1 TO 361: A=(I+1)*.5*.017453293#: GOSUB 6000: X(I)=X:
LOCATE 1,1:PRINT I:WRITE #1,X(I): NEXT I:CLOSE #1:RETURN
6150 REM "Calculul temperaturilor medii ale peretului cilindrului"
6160 OPEN "c:tmpc" FOR OUTPUT AS #1: FOR I=1 TO 361: A=(I-1)*.5*.017453292#: GOSUB 6000:
L(I)=A0+A1*X/2+A2*X*X/3: LOCATE 1,1:PRINT I:WRITE #1,L(I): NEXT I:CLOSE #1: RETURN
6200 EXP=MP/M+EXR/R/H1+EXT-EXV
6210 DP=P*EXP: RETURN
7000 REM "Schimb de incarcatura"
7005 IF P>PCO THEN GOTO 7020
7010 EP=P/PCO: SF=1: PX=PCO: TX=TCO: CG=CCO: R=RCO: GOTO 7035
7020 IF J<1.1 THEN GOTO 7030
7025 GOSUB 2000: CG1=CG
7030 EP=PCO/P: SF=-1: PX=P: TX=T
7035 EX=R/CG: EY=1/EX: CZ=(1-EX)/(1-EX/2): CR=CZ^EY
7040 U=2*J: W=2*G
7045 IF FG<1 THEN GOTO 7080
7050 MS=G(W)
7060 IF EP<CR THEN GOTO 7070
7065 GOSUB 4000: WE=1.4142135#*SQR(EY*R*TX*(1-EP^EX)):GOTO 7100
7070 GOSUB 4100: EP=CR:WE=1.4142135#*SQR(EY*R*TX*(1-EP^EX)):GOTO 7100
7075 IF SED=J>SEI THEN GOTO 7100
7080 MS=J(U)
7085 IF EP<CR THEN GOTO 7095
7090 GOSUB 4000: GOTO 7100
7095 GOSUB 4100
7100 RETURN
```

□

Anexa II

TABELE CU PRELUCRAREA DIAGRAMELOR INDICATE:

REGIMUL NR.2.

Unghiul de manivelă [°RAC]	Presiunea din cilindru [bar]	Temperatura din cilindru [K]	Masa încărcături din cilindru [kg]	Coeficientul de schimb de căldură [W/m ² K]		
				după Woschni	după Sitkei	după Eichelberg
5.5	0.94	333.55	3.46E-03	134.69	55.85	71.41
15.5	0.93	334.96	3.46E-03	133.16	55.42	71.16
25.5	0.95	336.67	3.42E-03	135.39	56.44	72.21
35.5	0.99	339.70	3.37E-03	138.23	57.82	73.71
45.5	1.04	344.63	3.33E-03	142.74	59.99	76.11
55.5	1.11	351.96	3.30E-03	149.61	63.28	79.77
65.5	1.27	365.31	3.29E-03	162.77	69.41	86.74
75.5	1.35	358.99	3.29E-03	86.27	74.34	87.08
85.5	1.66	391.87	3.29E-03	96.89	85.46	100.71
95.5	2.46	504.68	3.29E-03	115.94	108.97	139.04
105.5	2.93	510.00	3.29E-03	132.80	126.14	152.68
115.5	3.56	508.21	3.29E-03	155.37	149.30	167.93
125.5	4.69	531.00	3.29E-03	189.46	187.29	197.15
135.5	6.18	532.60	3.29E-03	235.88	239.55	226.66
145.5	8.91	560.97	3.29E-03	307.42	327.56	279.25
155.5	13.43	599.88	3.29E-03	412.04	466.79	354.58
165.5	19.75	621.59	3.35E-03	550.44	659.19	437.86
175.5	24.07	596.60	3.42E-03	658.98	807.58	473.77
180.3	24.99	602.92	3.43E-03	675.16	832.97	485.24
185.5	43.98	1103.46	3.43E-03	770.40	1085.20	870.90
186.3	54.23	1376.91	3.43E-03	810.13	1198.42	1080.27
195.5	42.17	1338.09	3.43E-03	672.55	953.95	939.05
205.5	31.44	1395.71	3.43E-03	520.06	708.77	828.17
215.5	22.72	1419.12	3.43E-03	397.46	519.83	709.83
225.5	16.74	1425.04	3.43E-03	310.59	392.60	610.54
235.5	12.45	1387.05	3.43E-03	248.67	304.55	519.53
245.5	9.62	1348.19	3.43E-03	205.40	245.56	450.26
255.5	7.37	1253.61	3.43E-03	172.44	200.34	379.95
265.5	6.33	1268.92	3.43E-03	151.82	175.51	354.45
275.5	5.44	1248.38	3.43E-03	135.52	155.29	325.70
285.5	4.71	1223.04	3.43E-03	245.04	139.68	303.13
295.5	4.10	1171.54	3.41E-03	224.25	126.39	276.76
305.5	3.59	1123.97	3.35E-03	206.30	115.25	253.87
315.5	3.14	1077.63	3.24E-03	189.73	105.29	232.76
325.5	2.73	1030.40	3.08E-03	173.63	95.89	212.33
335.5	2.35	981.33	2.87E-03	157.72	86.83	192.21
345.5	1.99	930.42	2.62E-03	142.13	78.09	172.53
355.5	1.67	878.39	2.35E-03	127.15	69.81	153.66

Anexa II

365.5	1.38	827.06	2.08E-03	113.13	62.11	136.03
375.5	1.16	782.82	1.85E-03	101.51	55.72	121.38
385.5	1.03	753.19	1.69E-03	93.70	51.38	111.43
395.5	0.97	742.51	1.61E-03	90.49	49.52	107.16
405.5	0.98	737.90	1.55E-03	91.29	49.91	106.96
415.5	0.98	735.54	1.48E-03	91.55	50.34	106.93
425.5	0.98	734.24	1.40E-03	91.83	50.91	107.05
435.5	0.99	733.52	1.31E-03	92.07	51.61	107.22
445.5	0.99	733.18	1.20E-03	92.19	52.43	107.34
455.5	0.99	732.99	1.07E-03	92.02	53.35	107.25
465.5	0.98	732.60	9.41E-04	91.32	54.35	106.86
475.5	0.95	731.16	8.01E-04	89.76	55.29	105.72
485.5	0.92	727.00	6.59E-04	87.14	56.09	103.48
495.5	0.91	707.57	4.16E-04	87.59	63.64	107.49
505.5	1.26	703.67	3.93E-04	114.08	68.70	108.56
515.5	1.08	661.99	2.50E-04	104.52	76.08	103.62
525.5	1.01	641.32	1.74E-04	101.07	80.44	99.94
535.5	0.97	625.99	1.35E-04	98.86	84.90	98.12
545.5	0.95	621.04	1.31E-04	97.42	82.50	94.99
555.5	0.91	557.23	1.81E-04	99.65	79.30	86.94
565.5	0.86	464.50	2.90E-04	104.98	74.38	78.50
575.5	0.83	398.73	4.57E-04	110.21	66.45	71.19
585.5	0.82	365.04	6.71E-04	114.63	62.39	68.32
595.5	0.82	358.35	7.42E-04	115.60	59.29	67.76
605.5	1.14	309.56	7.85E-04	163.08	74.36	75.25
615.5	0.64	327.84	1.06E-03	99.92	47.26	58.12
625.5	0.73	334.63	1.45E-03	110.04	50.40	62.92
635.5	0.80	335.03	1.81E-03	117.66	52.41	65.73
645.5	0.83	333.85	2.12E-03	121.99	53.24	67.07
655.5	0.86	332.61	2.41E-03	124.89	53.68	67.88
665.5	0.87	331.74	2.67E-03	127.19	54.02	68.54
675.5	0.89	331.30	2.90E-03	129.17	54.38	69.14
685.5	0.91	331.24	3.09E-03	130.91	54.74	69.73
695.5	0.92	331.46	3.25E-03	132.41	55.11	70.27
705.5	0.93	331.75	3.35E-03	133.64	55.45	70.74
715.5	0.94	332.57	3.43E-03	134.41	55.70	71.15

Mărimile caracteristice ale regimului și unitatea de măsură (măsurate sau obținute după prelucrarea diagramei indicate)	Valoarea
Regimul Nr.	2
Presiunea medie efectivă [bar]	5.133
Turația [rot/min]	900
Consumul orar de combustibil [kg/h]	3.692
Randamentul efectiv [-]	.2929965
Consumul specific de combustibil [g/kWh]	289.3608
Presiunea medie indicată [bar]	6.651319
Randamentul mecanic [-]	.7717267
Randamentul indicat [-]	.3796636
Exponentul politropic mediu [-]:	-la comprimare
	-la destindere
	1.286981
	1.125683

Anexa II

Coeficientul excesului de aer la ardere [-]	1.750379
Coeficientul de utilizarea a căldurii [-]	.9273409
Durata arderii [°RAC]	157.0256
Coeficientul mediu de schimb de căldură [W/m ² K] : -după Woschni	178.9724
-după Sitkei	156.6132
-după Eichelberg	200.4468
-la evacuare	639.7736
Temperatura medie a gazelor [K]:	800.9308
- pe ciclu	800.9308
-la evacuare	904.3483

REGIMUL NR.5.

Unghiul de manivelă [°RAC]	Presiunea din cilindru [bar]	Temperatura din cilindru [K]	Masa încălzirii din cilindru [kg]	Coeficientul de schimb de căldură [W/m ² K]		
				după Woschni	după Sitkei	după Eichelberg
5.5	1.51	324.13	5.69E-03	198.88	77.88	89.17
15.5	1.49	325.45	5.68E-03	196.64	77.29	88.84
25.5	1.52	327.04	5.62E-03	199.91	78.69	90.13
35.5	1.57	329.90	5.55E-03	204.16	80.62	91.99
45.5	1.65	334.61	5.48E-03	210.86	83.66	94.97
55.5	1.78	341.65	5.44E-03	221.04	88.25	99.52
65.5	2.03	354.53	5.41E-03	240.55	96.81	108.20
75.5	2.27	358.36	5.51E-03	130.29	105.65	115.02
85.5	2.62	369.41	5.51E-03	144.08	118.03	125.62
95.5	3.11	381.71	5.51E-03	162.46	134.80	139.14
105.5	3.86	400.70	5.51E-03	188.00	159.04	158.72
115.5	4.76	405.47	5.51E-03	220.87	189.69	177.27
125.5	6.50	438.98	5.51E-03	271.93	242.23	215.65
135.5	9.25	475.19	5.51E-03	345.60	321.86	267.57
145.5	13.85	520.38	5.51E-03	455.17	448.76	342.75
155.5	20.77	553.25	5.51E-03	609.12	637.65	432.69
165.5	30.37	574.63	5.58E-03	809.23	896.83	533.30
175.5	38.71	582.40	5.64E-03	975.52	1121.58	606.11
179.5	40.67	596.18	5.64E-03	1002.44	1163.72	628.61
184.5	63.61	957.10	5.64E-03	1115.58	1437.81	996.07
185.5	62.76	956.52	5.64E-03	1104.03	1419.76	989.11
187.9	58.90	934.31	5.64E-03	1062.48	1350.15	947.00
190.7	61.63	1039.48	5.64E-03	1041.11	1342.53	1021.75
195.5	54.63	1053.05	5.64E-03	938.94	1189.16	968.26
205.5	40.60	1094.82	5.64E-03	725.41	882.07	851.14
215.5	28.75	1090.74	5.64E-03	551.36	640.37	714.80
225.5	20.12	1040.69	5.64E-03	424.94	471.42	584.17
235.5	14.35	970.73	5.64E-03	336.33	358.00	476.36
245.5	10.50	893.65	5.64E-03	273.76	280.92	391.02
255.5	8.14	841.68	5.64E-03	230.63	230.66	334.23
265.5	6.79	826.05	5.64E-03	201.37	198.97	302.30
275.5	5.45	760.22	5.64E-03	176.53	170.27	259.85

Anexa II

285.5	4.42	697.95	5.64E-03	313.66	147.49	224.28
295.5	3.86	669.45	5.62E-03	287.42	133.65	205.13
305.5	3.40	644.01	5.54E-03	265.45	122.34	189.00
315.5	3.02	620.17	5.41E-03	245.91	112.56	174.62
325.5	2.67	596.75	5.20E-03	227.62	103.63	161.15
335.5	2.35	573.18	4.93E-03	210.05	95.25	148.21
345.5	2.06	549.31	4.59E-03	193.10	87.32	135.73
355.5	1.79	525.32	4.22E-03	176.88	79.84	123.80
365.5	1.55	501.39	3.84E-03	161.45	72.81	112.49
375.5	1.35	479.37	3.46E-03	147.73	66.65	102.52
385.5	1.19	461.27	3.13E-03	136.70	61.79	94.59
395.5	1.09	448.78	2.87E-03	129.07	58.54	89.20
405.5	1.03	442.47	2.67E-03	124.94	56.97	86.38
415.5	1.02	442.08	2.53E-03	123.46	56.74	85.68
425.5	1.03	443.43	2.37E-03	123.99	57.51	86.12
435.5	1.04	445.36	2.20E-03	124.89	58.61	86.83
445.5	1.05	447.09	2.00E-03	125.94	59.98	87.56
455.5	1.06	450.63	1.79E-03	126.39	61.45	88.34
465.5	1.07	455.02	1.56E-03	126.70	63.29	89.19
475.5	1.07	460.59	1.33E-03	125.93	65.22	89.75
485.5	1.06	467.06	1.09E-03	123.62	67.15	89.75
495.5	1.08	474.87	6.77E-04	124.45	71.57	91.38
505.5	1.39	472.36	6.38E-04	152.97	91.58	103.50
515.5	1.25	450.65	4.22E-04	143.55	92.70	95.65
525.5	1.21	428.90	3.07E-04	143.83	99.54	91.91
535.5	1.24	398.01	2.69E-04	152.99	109.01	89.77
545.5	1.26	362.22	3.04E-04	163.02	112.03	86.37
555.5	1.29	337.92	4.26E-04	171.83	108.38	84.26
565.5	1.31	324.67	6.33E-04	177.87	101.71	83.28
575.5	1.31	316.58	9.17E-04	180.58	94.58	82.32
585.5	1.31	310.78	1.26E-03	181.56	88.53	81.34
595.5	1.30	309.52	1.37E-03	181.72	84.00	81.11
605.5	1.87	278.81	1.40E-03	256.65	106.14	92.27
615.5	1.03	304.95	1.84E-03	152.06	66.63	71.67
625.5	1.18	316.69	2.46E-03	165.31	70.67	77.92
635.5	1.28	320.00	3.02E-03	175.42	73.26	81.57
645.5	1.33	320.67	3.53E-03	181.14	74.31	83.37
655.5	1.37	320.71	3.99E-03	185.00	74.86	84.48
665.5	1.39	320.74	4.41E-03	188.11	75.31	85.38
675.5	1.42	320.93	4.78E-03	190.86	75.79	86.19
685.5	1.44	321.31	5.09E-03	193.31	76.29	86.97
695.5	1.47	321.84	5.34E-03	195.46	76.81	87.69
705.5	1.48	322.28	5.51E-03	197.27	77.29	88.30
715.5	1.50	323.17	5.63E-03	198.42	77.66	88.83

Anexa II

Mărimile caracteristice ale regimului și unitatea de măsură (măsurate sau obținute după prelucrarea diagramei indicate)	Valoarea
Regimul Nr.	5
Presiunea medie efectivă [bar]	6.137
Turația [rot/min]	899.5
Consumul orar de combustibil [kg/h]	3.44
Randamentul efectiv [-]	.3757588
Consumul specific de combustibil [g/kWh]	225.628
Presiunea medie indicată [bar]	6.415402
Randamentul mecanic [-]	.9566042
Randamentul indicat [-]	.3928049
Exponentul politropic mediu [-]:	-la comprimare -la destindere
	1.194139
	1.393038
Coeficientul excesului de aer la ardere [-]	2.975998
Coeficientul de utilizarea a căldurii [-]	.897584
Durata arderii [°RAC]	81.72436
Coeficientul mediu de schimb de căldură [W/m ² K]:	-după Woschni -după Sitkei -după Eichelberg -la evacuare
	255.9222
	200.8406
	196.4646
	119.088
Temperatura medie a gazelor [K]:	- pe ciclu -la evacuare
	594.4327
	510.0747

REGIMUL NR.10.

Unghiul de manivelă [°RAC]	Presiunea din cilindru [bar]	Temperatura din cilindru [K]	Masa încărcăturii din cilindru [kg]	Coeficientul de schimb de căldură [W/m ² K]		
				după Woschni	după Sitkei	după Eichelberg
5.50	2.04	325.78	7.66E-03	252.88	96.23	104.05
15.50	2.02	327.16	7.66E-03	250.00	95.49	103.67
25.50	2.06	328.81	7.57E-03	254.18	97.23	105.19
35.50	2.13	331.75	7.47E-03	259.57	99.62	107.37
45.50	2.24	336.55	7.39E-03	268.09	103.37	110.87
55.50	2.41	343.69	7.32E-03	281.04	109.06	116.20
65.50	2.75	356.74	7.29E-03	305.87	119.65	126.37
75.50	3.69	432.44	7.45E-03	174.39	143.27	161.33
85.50	4.76	496.66	7.45E-03	198.55	168.96	196.30
95.50	5.64	512.19	7.45E-03	223.77	192.77	217.01
105.50	6.45	496.33	7.45E-03	253.42	218.52	228.51
115.50	7.81	492.98	7.45E-03	296.23	258.21	250.51
125.50	10.96	548.03	7.45E-03	367.32	334.12	312.91
135.50	15.25	580.26	7.45E-03	464.06	439.09	379.76
145.50	22.73	632.36	7.45E-03	610.38	610.71	484.11
155.50	35.46	699.53	7.45E-03	825.63	885.17	635.89
165.50	52.18	733.47	7.51E-03	1096.76	1247.96	789.88
175.50	66.22	742.71	7.57E-03	1318.38	1556.45	895.45
178.00	68.07	747.42	7.57E-03	1343.20	1593.58	910.72
181.75	91.62	1004.74	7.57E-03	1456.36	1849.86	1225.02
185.50	91.62	1040.75	7.57E-03	1429.44	1819.89	1246.78

Anexa II

189.60	93.26	1142.61	7.57E-03	1379.91	1773.13	1318.03
195.50	82.56	1186.12	7.57E-03	1227.10	1550.89	1263.46
205.50	62.53	1256.73	7.57E-03	952.89	1161.32	1131.85
215.50	42.49	1201.74	7.57E-03	716.28	825.98	912.35
225.50	30.10	1160.54	7.57E-03	553.86	611.76	754.68
235.50	21.04	1061.30	7.57E-03	436.03	459.99	603.34
245.50	15.62	990.94	7.57E-03	356.27	363.51	502.31
255.50	11.65	897.80	7.57E-03	297.01	292.75	413.01
265.50	9.82	891.08	7.57E-03	260.12	253.95	377.78
275.50	7.77	808.31	7.57E-03	227.14	215.76	320.08
285.50	7.12	837.30	7.57E-03	416.95	198.52	311.70
295.50	6.21	803.26	7.53E-03	381.99	179.85	285.09
305.50	5.47	772.53	7.43E-03	352.42	164.48	262.44
315.50	4.83	743.32	7.24E-03	325.82	151.02	242.00
325.50	4.26	714.22	6.95E-03	300.61	138.60	222.61
335.50	3.72	684.54	6.56E-03	276.13	126.81	203.78
345.50	3.23	654.17	6.09E-03	252.35	115.56	185.50
355.50	2.78	623.38	5.58E-03	229.53	104.91	167.96
365.50	2.37	592.24	5.03E-03	207.81	94.88	151.26
375.50	2.02	561.94	4.49E-03	187.85	85.76	135.94
385.50	1.72	533.41	3.97E-03	170.04	77.71	122.32
395.50	1.48	507.92	3.50E-03	154.62	70.84	110.67
405.50	1.30	487.26	3.10E-03	142.37	65.51	101.54
415.50	1.18	472.82	2.77E-03	133.71	61.93	95.22
425.50	1.11	464.99	2.51E-03	128.61	60.12	91.65
435.50	1.08	462.67	2.28E-03	126.41	59.83	90.30
445.50	1.08	464.57	2.06E-03	125.90	60.57	90.38
455.50	1.09	467.49	1.85E-03	126.51	62.11	91.12
465.50	1.10	471.24	1.61E-03	126.64	63.86	91.79
475.50	1.09	475.59	1.37E-03	125.82	65.73	92.12
485.50	1.08	480.03	1.13E-03	123.50	67.58	91.76
495.50	1.09	483.19	7.04E-04	124.75	72.05	92.84
505.50	1.42	480.65	6.64E-04	154.01	92.55	105.44
515.50	1.29	456.99	4.47E-04	146.39	94.66	97.96
525.50	1.30	429.94	3.39E-04	151.97	104.52	95.31
535.50	1.43	394.02	3.20E-04	172.62	120.84	96.00
545.50	1.60	359.51	3.91E-04	197.32	132.14	96.71
555.50	1.71	337.76	5.67E-04	215.19	131.95	96.93
565.50	1.77	325.68	8.53E-04	225.42	125.24	96.81
575.50	1.78	317.91	1.24E-03	229.63	116.85	95.99
585.50	1.77	312.10	1.70E-03	230.98	109.41	94.88
595.50	1.77	310.83	1.85E-03	231.21	103.82	94.61
605.50	2.54	279.98	1.89E-03	326.68	131.23	107.66
615.50	1.40	306.26	2.48E-03	193.45	82.34	83.60
625.50	1.59	318.05	3.32E-03	210.37	87.37	90.91
635.50	1.73	321.37	4.08E-03	223.26	90.58	95.17
645.50	1.80	322.06	4.77E-03	230.53	91.87	97.27
655.50	1.85	322.11	5.39E-03	235.43	92.54	98.57

Anexa II

665.50	1.89	322.16	5.95E-03	239.37	93.10	99.61
675.50	1.92	322.39	6.45E-03	242.84	93.68	100.57
685.50	1.96	322.80	6.87E-03	245.93	94.30	101.47
695.50	1.99	323.35	7.20E-03	248.64	94.93	102.31
705.50	2.01	323.84	7.43E-03	250.91	95.52	103.03
715.50	2.03	324.77	7.59E-03	252.34	95.97	103.64

Mărimile caracteristice ale regimului și unitatea de măsură (măsurate sau obținute după prelucrarea diagramei indicate)	Valoarea
Regimul Nr.	10
Presiunea medie efectivă [bar]	7.439
Turația [rot/min]	900
Consumul orar de combustibil [kg/h]	3.303
Randamentul efectiv [-]	.474634
Consumul specific de combustibil [g/kWh]	178.6254
Presiunea medie indicată [bar]	8.784734
Randamentul mecanic [-]	.84681
Randamentul indicat [-]	.5604965
Exponentul politropic mediu [-]:	-la comprimare -la destindere
	1.432776
	1.249776
Coeficientul excesului de aer la ardere [-]	4.187939
Coeficientul de utilizarea a căldurii [-]	1.372202
Durata arderii [°RAC]	158.367
Exponentul Vibe [-]	-.1629768
Coeficientul mediu de schimb de căldură [W/m ² K]:	-după Woschni -după Sitkei -după Eichelberg
	327.6797
	261.4771
	255.3641
	-la evacuare
	135.7649
Temperatura medie a gazelor [K]:	- pe ciclu -la evacuare
	683.6046
	577.6447

REGIMUL NR.13.

Unghiul de manivelă [°RAC]	Presiunea din cilindru [bar]	Temperatura din cilindru [K]	Masa încărcăturii din cilindru [kg]	Coeficientul de schimb de căldură [W/m ² K]		
				după Woschni	după Sitkei	după Eichelberg
5.50	2.04	340.85	7.32E-03	247.36	95.52	106.51
15.50	2.01	342.27	7.32E-03	244.45	94.75	106.09
25.50	2.06	343.95	7.24E-03	248.55	96.48	107.64
35.50	2.13	346.98	7.14E-03	253.79	98.84	109.85
45.50	2.24	351.94	7.06E-03	262.07	102.54	113.41
55.50	2.41	359.35	6.99E-03	274.69	108.16	118.83
65.50	2.74	372.91	6.96E-03	298.90	118.64	129.19
75.50	3.02	378.15	6.96E-03	159.66	128.02	136.51
85.50	3.56	397.42	6.96E-03	177.48	144.41	151.99
95.50	4.42	429.76	6.96E-03	202.59	168.72	176.19
105.50	5.36	440.62	6.96E-03	232.96	196.73	196.29
115.50	6.71	453.20	6.96E-03	274.90	236.56	222.85
125.50	9.37	501.21	6.96E-03	340.39	305.31	276.92

Anexa II

135.50	12.90	524.94	6.96E-03	428.77	399.04	332.44
145.50	18.88	561.56	6.96E-03	561.15	549.90	416.00
155.50	28.84	608.50	6.96E-03	754.82	788.84	535.25
165.50	41.70	627.16	7.01E-03	997.71	1102.29	653.40
175.50	53.95	646.97	7.08E-03	1205.95	1388.21	754.85
177.10	55.98	660.17	7.09E-03	1228.95	1424.65	776.75
180.05	71.40	832.36	7.09E-03	1320.41	1617.35	985.00
185.50	72.07	873.91	7.09E-03	1296.52	1595.68	1014.06
188.45	74.92	955.88	7.09E-03	1275.27	1589.03	1081.29
195.50	67.60	1036.73	7.09E-03	1125.12	1387.36	1069.67
205.50	51.62	1107.49	7.09E-03	875.64	1043.14	966.14
215.50	35.00	1056.81	7.09E-03	657.84	741.15	777.15
225.50	25.03	1029.80	7.09E-03	509.90	551.40	648.66
235.50	18.01	969.79	7.09E-03	404.62	420.74	534.02
245.50	13.71	928.38	7.09E-03	332.84	336.66	455.83
255.50	10.79	887.62	7.09E-03	281.54	278.52	395.51
265.50	9.08	879.39	7.09E-03	246.45	241.39	361.13
275.50	8.10	898.99	7.09E-03	222.27	217.72	344.82
285.50	6.94	871.82	7.09E-03	400.80	193.83	314.37
295.50	6.06	836.49	7.06E-03	367.18	175.61	287.56
305.50	5.33	804.53	6.95E-03	338.70	160.57	264.70
315.50	4.71	774.07	6.77E-03	313.01	147.38	244.01
325.50	4.15	743.64	6.48E-03	288.60	135.18	224.33
335.50	3.62	712.52	6.10E-03	264.85	123.56	205.18
345.50	3.13	680.61	5.65E-03	241.75	112.47	186.57
355.50	2.69	648.42	5.15E-03	219.59	101.98	168.75
365.50	2.30	617.32	4.65E-03	199.16	92.43	152.41
375.50	2.01	590.99	4.21E-03	182.36	84.68	139.11
385.50	1.81	573.10	3.87E-03	170.90	79.54	130.20
395.50	1.73	566.30	3.69E-03	165.36	77.31	126.29
405.50	1.72	564.20	3.55E-03	165.27	77.58	125.86
415.50	1.73	563.95	3.39E-03	166.13	78.45	126.22
425.50	1.74	564.55	3.20E-03	166.80	79.45	126.65
435.50	1.76	565.73	2.98E-03	167.76	80.81	127.33
445.50	1.77	567.35	2.72E-03	168.62	82.45	128.04
455.50	1.78	569.34	2.44E-03	169.09	84.32	128.63
465.50	1.78	571.50	2.13E-03	168.64	86.33	128.83
475.50	1.76	573.37	1.81E-03	166.61	88.28	128.20
485.50	1.70	574.05	1.49E-03	162.36	90.00	126.27
495.50	1.72	566.62	9.55E-04	164.99	95.96	126.17
505.50	2.32	563.51	9.00E-04	210.48	126.85	146.24
515.50	2.01	534.99	5.74E-04	192.40	125.33	132.42
525.50	1.92	514.50	4.09E-04	189.72	133.08	127.07
535.50	1.90	477.95	3.42E-04	195.20	141.59	121.66
545.50	1.85	425.07	3.78E-04	203.35	141.80	113.23
555.50	1.82	382.47	5.31E-04	212.77	135.01	106.69
565.50	1.81	356.99	7.94E-04	219.14	125.17	102.62
575.50	1.79	342.11	1.16E-03	222.44	115.86	99.98

Anexa II

585.50	1.78	332.84	1.60E-03	224.52	108.56	98.29
595.50	1.78	330.86	1.75E-03	224.95	103.04	97.92
605.50	2.57	296.08	1.78E-03	320.96	131.14	111.50
615.50	1.40	323.85	2.34E-03	187.77	81.41	85.93
625.50	1.61	335.34	3.16E-03	206.08	87.01	93.75
635.50	1.74	338.11	3.90E-03	219.10	90.30	98.07
645.50	1.81	338.32	4.56E-03	226.25	91.56	100.12
655.50	1.86	338.00	5.15E-03	230.98	92.17	101.34
665.50	1.90	337.78	5.69E-03	234.75	92.67	102.31
675.50	1.93	337.80	6.16E-03	238.04	93.20	103.21
685.50	1.96	338.06	6.56E-03	240.98	93.77	104.07
695.50	1.99	338.34	6.87E-03	243.57	94.35	104.84
705.50	2.01	338.87	7.10E-03	245.46	94.83	105.49
705.50	2.01	338.87	7.10E-03	245.46	94.83	105.49
715.50	2.03	339.83	7.25E-03	246.90	95.29	106.12

Mărimile caracteristice ale regimului și unitatea de măsură (măsurate sau obținute după prelucrarea diagramei indicate)	Valoarea
Regimul Nr.	13
Presiunea medie efectivă [bar]	6.323
Turația [rot/min]	902
Consumul orar de combustibil [kg/h]	3.48
Randamentul efectiv [-]	.3837609
Consumul specific de combustibil [g/kWh]	220.9232
Presiunea medie indicată [bar]	7.772443
Randamentul mecanic [-]	.8135152
Randamentul indicat [-]	.4717318
Exponentul politropic mediu [-]:	-la comprimare -la destindere
	1.219666 1.121282
Coeficientul excesului de aer la ardere [-]	3.944434
Coeficientul de utilizarea a căldurii [-]	1.14415
Durata arderii [°RAC]	166.5327
Exponentul Vibe [-]	-8.816129E-02
Coeficientul mediu de schimb de căldură [W/m ² K] : -după Woschni	318.3418
	-după Sitkei
	-după Eichelberg
	-la evacuare
	- pe ciclu
	-la evacuare
Temperatura medie a gazelor [K]:	641.0328 645.744

REGIMUL NR.16.

Unghiul de manivelă [°RAC]	Presiunea din cilindru [bar]	Temperatura din cilindru [K]	Masa încărcăturii din cilindru [kg]	Coeficientul de schimb de căldură [W/m ² K]		
				după Woschni	după Sitkei	după Eichelberg
5.5	2.04	354.28	7.05E-03	253.40	98.56	110.62
15.5	2.02	356.10	7.05E-03	250.68	97.88	110.35
25.5	2.07	358.27	6.96E-03	254.87	99.70	112.06
35.5	2.14	361.87	6.87E-03	260.25	102.16	114.48

Anexa II

45.5	2.25	367.50	6.79E-03	268.79	106.04	118.33
55.5	2.42	375.71	6.73E-03	281.80	111.91	124.13
65.5	2.76	390.44	6.70E-03	306.67	122.82	135.12
75.5	3.06	397.87	6.70E-03	164.18	132.96	143.56
85.5	3.18	368.22	6.70E-03	176.35	140.75	140.76
95.5	3.75	378.56	6.70E-03	198.58	160.34	155.13
105.5	5.00	427.76	6.70E-03	234.42	196.26	190.48
115.5	6.51	456.91	6.70E-03	279.45	240.50	224.57
125.5	8.97	498.40	6.70E-03	344.74	308.27	275.25
135.5	11.82	499.73	6.70E-03	429.18	394.22	316.34
145.5	17.69	546.94	6.70E-03	565.15	549.49	404.99
155.5	26.84	588.50	6.70E-03	758.76	785.48	517.42
165.5	39.67	615.86	6.80E-03	1012.35	1111.09	643.45
175.5	51.15	626.30	6.93E-03	1229.75	1400.11	736.87
185.5	72.81	891.24	7.02E-03	1352.86	1664.77	1048.67
187.8	79.04	1005.13	7.02E-03	1355.58	1704.28	1160.36
193.5	84.77	1236.92	7.02E-03	1284.30	1656.79	1333.03
195.5	82.73	1280.86	7.02E-03	1236.51	1593.21	1340.14
198.9	81.77	1411.59	7.02E-03	1163.46	1507.66	1398.63
205.5	67.38	1459.24	7.02E-03	979.24	1237.14	1290.92
215.5	48.49	1477.87	7.02E-03	747.60	905.55	1102.10
225.5	34.40	1428.82	7.02E-03	578.25	671.08	912.68
235.5	26.11	1419.25	7.02E-03	465.51	525.89	792.55
245.5	19.57	1338.10	7.02E-03	381.36	417.61	666.27
255.5	15.58	1292.85	7.02E-03	323.50	347.31	584.21
265.5	13.19	1288.70	7.02E-03	283.64	301.93	536.68
275.5	11.15	1249.49	7.02E-03	252.18	265.21	486.02
285.5	9.35	1184.96	7.02E-03	452.00	233.48	433.32
295.5	8.16	1138.00	6.99E-03	414.05	211.57	396.65
305.5	7.18	1094.93	6.88E-03	381.56	193.31	365.00
315.5	6.32	1053.26	6.67E-03	351.84	177.08	335.95
325.5	5.53	1011.00	6.36E-03	323.21	161.85	307.93
335.5	4.80	967.20	5.96E-03	295.07	147.22	280.37
345.5	4.11	921.79	5.47E-03	267.53	133.13	253.38
355.5	3.49	875.26	4.94E-03	241.02	119.74	227.38
365.5	2.93	828.00	4.39E-03	215.83	107.14	202.65
375.5	2.45	783.26	3.87E-03	193.06	95.88	180.48
385.5	2.10	746.07	3.43E-03	174.75	86.95	162.87
395.5	1.87	721.39	3.11E-03	162.56	81.18	151.38
405.5	1.78	713.85	2.92E-03	156.60	78.75	146.60
415.5	1.77	712.57	2.77E-03	156.30	79.11	146.21
425.5	1.78	713.77	2.60E-03	156.69	80.02	146.64
435.5	1.79	716.29	2.42E-03	156.97	81.14	147.23
445.5	1.79	719.80	2.20E-03	157.14	82.54	147.93
455.5	1.80	724.23	1.96E-03	156.79	84.11	148.48
465.5	1.78	729.57	1.71E-03	155.39	85.70	148.55
475.5	1.75	735.49	1.45E-03	152.27	87.13	147.67
485.5	1.70	741.64	1.18E-03	147.94	88.76	146.04
495.5	1.68	744.64	7.35E-04	146.33	92.85	145.53
505.5	2.34	740.90	6.93E-04	191.09	125.29	171.23

Anexa II

515.5	1.99	698.42	4.38E-04	173.82	123.03	153.66
525.5	1.93	663.30	3.18E-04	173.92	131.87	147.26
535.5	1.91	595.70	2.76E-04	182.61	141.56	138.84
545.5	1.86	503.74	3.21E-04	195.55	143.31	126.06
555.5	1.83	432.69	4.71E-04	209.17	137.40	115.87
565.5	1.80	391.67	7.22E-04	218.02	127.70	109.46
575.5	1.78	367.85	1.07E-03	222.61	118.17	105.26
585.5	1.76	353.68	1.49E-03	225.86	110.88	102.80
595.5	1.76	350.68	1.64E-03	226.56	105.29	102.28
605.5	2.46	313.14	1.71E-03	314.27	130.66	114.21
615.5	1.40	336.01	2.25E-03	193.12	84.26	89.33
625.5	1.58	346.50	3.03E-03	208.90	88.81	96.25
635.5	1.71	349.21	3.73E-03	222.12	92.17	100.66
645.5	1.79	349.56	4.37E-03	229.84	93.63	102.92
655.5	1.84	349.43	4.95E-03	235.12	94.44	104.37
665.5	1.88	349.41	5.47E-03	239.37	95.11	105.53
675.5	1.92	349.66	5.93E-03	243.07	95.79	106.61
685.5	1.95	350.18	6.32E-03	246.35	96.49	107.64
695.5	1.98	350.93	6.63E-03	249.19	97.19	108.61
705.5	2.01	351.65	6.85E-03	251.54	97.83	109.44
705.5	2.01	351.65	6.85E-03	251.54	97.83	109.44
715.5	2.03	352.89	6.99E-03	252.96	98.30	110.14

Mărimile caracteristice ale regimului și unitatea de măsură (măsurate sau obținute după prelucrarea diagramei indicate)	Valoarea
Regimul Nr.	16
Presiunea medie efectivă [bar]	13.39
Turapia [rot/min]	954
Consumul orar de combustibil [kg/h]	9.229999
Randamentul efectiv [-]	.3240691
Consumul specific de combustibil [g/kWh]	261.6161
Presiunea medie indicată [bar]	14.22348
Randamentul mecanic [-]	.9414009
Randamentul indicat [-]	.3442413
Exponentul politropic mediu [-]:	-la comprimare -la destindere
	1.147389 1.195433
Coeficientul excesului de aer la ardere [-]	1.502395
Coeficientul de utilizarea a căldurii [-]	.7735894
Durata arderii [°RAC]	100.3552
Exponentul Vibe [-]	.3336101
Coeficientul mediu de schimb de căldură [W/m ² K]:	-după Woschni -după Sitkei -după Eichelberg
	330.8111 266.1829 287.5838
	-la evacuare
	640.5745
Temperatura medie a gazelor [K]:	- pe ciclu -la evacuare
	786.7213 865.4871

REGIMUL NR.31.1.

LUCRU MECANIC DE POMPAJ [KJ] =-.29436
 CARE REPREZINTA DIN LUCRUL MECANIC TOTAL [%]= -4.31
 TURATIJA MOTORULUI: 1150.000000 1./MIN
 CĂLDURA CEDATĂ PRIN:
 PISTON QPKO = .790163
 CHIULASĂ QPDE = .260283
 CĂMAȘĂ QPBUE = .519285
 CĂLDURA TOTALĂ CEDATĂ PRIN PEREȚI QPGES =1.569731
 PRIN PERETELE GALERIEI QPKRUE= .155974
 LUCRUL MECANIC PE CICLU [KJ] 6.8317
 ENTALPIA GAZELOR EVACUATE 8.1829
 QKRU= .1560
 FRIEN= 2.4121
 FEHL= -3.757477E-03 [KJ/CICLU] FEHLP= -2.623115E-02 %
 FEHLBZ= 1.510384E-02[KJ/CICLU] FEHLBP = 1.054407E-01[%]
 PRESIUNEA MEDIE INDICATĂ PMI = 20.613 (BAR)
 CONSUMUL SPECIFIC INDICAT BI =177.767 (G/KW H)
 PME= 17.482 PMR= 3.131 BE= 209.606 ETAMECH= .8481
 GZ = .007312 [KG/CICLU] BZ = .00000112 [KG/CICLU] GLZ = .007311 [KG/CICLU]
 GES = .000000 [KG/S] LE = 4.7827 [KG/KWH]
 AER/CICLU [KG] .007697 GAZE EVACUATE/CICLU [KG] .008034 GAZE REZIDUALE % -5.270
 PMAX= 103.81 TMAX=2031.64
 RANDAMENTUL INDICAT ETAI = .477 (-)
 COMBUSTIBIL/CICLU QB0 = 14.324 (KJ/CICLU)
 COEFICIENTUL EXCESULUI DE AER LA ARDERE AM0 = 1.50 (-)
 RAPORT DE AER LA INCHIDEREA ADMISIEI AM = 451.9 (-)
 LUCRUL MECANIC IZENTROPIC AL SUFLANTEI HL = .535 (KJ)
 LUCRUL MECANIC IZENTROPIC AL TURBINEI HT = .145 (KJ)
 INCEPUTUL DEBITĂRII FIFB =248.000 (°RAC)
 INCEPUTUL INECȚIEI FIEB =355.500 (°RAC)
 ÎNTĂRZIAREA LA APRINDERE DELZV = .000 (°RAC)
 ÎNCEPUTUL ARDERII FIVA =355.500 (°RAC)
 DURATA ARDERII DELFI = 56.630 (°RAC)
 DURATA ARDERII1 (VIBE DUBLU) DELFI1 = 56.630(°RAC)
 PARAMETRU DE FORMĂ VIBE VM = 1.690 (-)
 PARAMETRU DE FORMĂ1 (VIBE DUBLU) VM1 = .000(-)
 COMBUSTIBIL PARTICIPANT1 (VIBE DUBLU) X1BR = .000(-)
 TEMPERATURA LA INTRARE TE =312.0 (K)
 TEMPERATURA MEDIE A GAZELOR/CICLU TGM = 1086.26(K)
 NOX-EMIS DUPĂ SCHROER NOX = 8567.[PPM]
 TEMPERATURA MEDIE A GAZELOR EVACUATE TMAG = 933.64 (K)
 COEFICIENTUL MEDIU DE SCHIMB DE CĂLDURĂ ÎN CILINDRU ALFM = .4258 (KJ/M2 SEC K)
 COEF. MEDIU DE SCHIMB DE CĂLD. FĂRĂ TERMEN DE ARDERE ALFCMM= .1594 (KJ/M2 SEC K)
 IDEM PT. SCAUNUL SUPAPEI ALFVSM = .7249 (KJ/M2 K)
 REZISTENȚA TERMICĂ BAZA TALERULUI-CON TALER VK1 = .001816 (KJ/SEC K)
 CON TALER-CON SCAUN VK2 = .001283 (KJ/SEC K)
 SCAUN-MEDIU DE RĂCIRE VK3 = .002669 (KJ/SEC K)
 TEMPERATURI LA SUPAPA DE EVACUARE:
 BAZA TALERULUI TVU= 905.00 (K)
 CON TALER TVS= 808.00 (K)
 CON SCAUN TDS= 560.00 (K)
 FLUX DE CĂLDURĂ PRIN SCAUNUL SUPAPEI QPVS = .141876(KJ/SEC)