

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. Radu Vasile

STUDIUL SI CERCETAREA SCHIMBULUI DE CALDURA LA PISTOANELE  
MOTOARELOR DIESEL

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

Teza pentru obținerea titlului  
științific de doctor inginer

Conducător științific,  
prof. dr. ing. Berindean Vasile

- 1988 -

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMIȘOARA

538.657

Volumele 58

58



## REZUMAT

Scopul principal al acestei lucrări este stabilirea valorilor locale ale coeficienților de schimb de căldură pe partea gazelor și a fluidului de răcire la piston. Aceste valori sînt utile la calculul preliminar al cîmpului de temperaturi în piston. Proiectantul obține cu ajutorul lor, încă din faza de concepție a unui motor, informații despre solicitările posibile, pe care le poate optimiza prin alegerea unor forme adecvate. Lucrarea prezintă o metodă de evaluare a cîmpului de temperaturi în piston, rezolvat cu elemente finite.

După o scurtă trecere în revistă a dificultăților studiului actual al cercetărilor, sînt prezentate pe scurt metodele de cercetare a schimbului de căldură la piston. În lucrare, s-a folosit metoda cîmpului de temperaturi rezolvat cu elemente finite. Cu toate că schimbul de căldură în motorul cu ardere internă este nestaționar, în general se poate admite existența unui cîmp de temperaturi quasistaționar, deoarece variația în timp a temperaturilor se omogenizează rapid în interiorul organelor camerei de ardere.

În continuare, este prezentată cercetarea experimentală a schimbului de căldură la pistonul unui motor Diesel rapid. Instalația experimentală folosită permite culegerea de informații despre temperaturile din piston, cămașa de cilindru și chiulasa motorului, în funcționare la cald.

Valorile coeficientului mediu de transfer de căldură au fost determinate prin două metode distincte și rezultatele comparate între ele. Prima metodă a folosit la evaluarea schimbului de căldură relația lui Woschni. Metoda a doua a utilizat evaluarea cîmpului de temperaturi din piston rezolvat cu elemente finite, pînă cînd s-a obținut o suprapunere a valorilor temperaturilor evaluate cu cele măsurate în piston. Astfel, s-a obținut pentru piston o bună concordanță între valorile coeficientului mediu de transfer de căldură, calculate cu formula lui Woschni și cele măsurate, evaluate cu metoda cîmpului de temperaturi.

Metoda cîmpului de temperaturi a permis studiul schim-

bului de căldură la piston numai pe baza temperaturilor măsurate, determinarea coeficienților locali de schimb de căldură, distribuția lor pe partea gazului de lucru, trasarea izotermelor și efectuarea bilanțului termic. Lucrarea clarifică prin procedee experimentale, influențele locale asupra câmpului de temperaturi ce se instalează în piston.

Teza reprezintă o contribuție la stabilirea coeficienților locali de transfer de căldură determinați prin măsurare la piston și pune la dispoziția specialiștilor o metodă verificată de evaluare a câmpului de temperaturi, un bogat material bibliografic documentar, experimental și programe de calcul specifice.

## ABSTRACT

The main aim of this paper is to determine the local values of the heat transfer coefficients in the piston on the cooling fluid and gases side. These values are useful in the preliminary calculation of the temperature field in the piston. By resorting to them, the designer obtains— even in the draft stage of a motor — data concerning the probable stresses, which he can optimize choosing adequate shapes. The paper presents a method of assessing the temperature field in the piston, where the field is solved by means of finite elements.

After reviewing briefly the difficulties faced in the present state of research in this field, the author outlines succinctly the methods used in the investigation of heat transfer in the piston. This paper appeals to the method of the temperature field solved by means of finite elements. Although heat transfer in the internal combustion engine is nonstationary, generally one can assume the existence of a quasistationary temperature field, since temperature variation in time flattens out quickly inside the components of the combustion chamber.

The author goes on to present the experimental investigation of heat transfer in the piston of a high-speed Diesel engine. The experimental equipment used allows for the gathering of data concerning the temperature in the piston, the cylinder liner, and the cylinder head of the warm engine during running.

The values of the mean heat-transfer coefficient have been determined through two distinct methods and the results have been compared. The first method assessed heat transfer by means of Woschni's relation. The second method kept establishing the temperature field in the piston by means of finite elements until the calculated temperature values overlapped with the values measured in the piston. Thus, a good fit has been obtained for the piston between the values of the mean heat-transfer coefficient calculated by means of Woschni's formula and the values yielded by measurements, assessed by means of the temperature field method.

The field temperature method has made it possible to investigate heat transfer in the piston only on the basis of measured temperature values, the determination on the local heat-transfer coefficients, their distribution on the side of the working gas, the plotting of isotherms, and the drawing up of the heat balance sheet. The paper groups the local influences on the temperature field that arises in the piston, by resorting to experimental procedures.

The thesis contributes towards the determination of the local heat-transfer coefficients established via piston measurements, and offers specialists a tested method of assessing the temperature field, a rich bibliography, plenty of experimental data, and specific computer programs.

## R E S U M E

Le principal but de ce travail est celui d'établir les valeurs locales des coefficients de transmission de chaleur du côté des gaz du fluide de refroidissement au piston. Ces valeurs sont utiles dans le calcul préalable du champ de températures au piston. Par leur utilisation, le calculateur de projet obtient, dès la phase de conception d'un moteur, des informations sur les sollicitations probables, qu'il peut optimiser en choisissant des formes adéquates. Le travail présente une méthode d'évaluation du champ de températures dans le piston, résolu par éléments finis.

Après un court passage en revue des difficultés de l'actuel stade des recherches, on présente, brièvement, les méthodes de recherche de l'échange de chaleur au piston. Dans le travail, on a utilisé "la méthode du champ de températures" résolu par éléments finis. Bien que l'échange de chaleur dans le moteur à combustion interne est non-stationnaire, on peut admettre en général l'existence d'un champ de températures quasistationnaire, parce que la variation des températures dans le temps s'homogénéise rapidement à l'intérieur des organes de la chambre de combustion.

Le travail continue par la présentation de la recherche expérimentale de l'échange de chaleur au piston d'un moteur Diesel rapide. L'installation expérimentale utilisée permet d'obtenir des informations sur les températures dans le piston, la chemise du cylindre et la culasse du moteur pendant le fonctionnement au chaud.

Les valeurs du coefficient moyen de transmission de chaleur ont été déterminées à travers deux méthodes distinctes, on compare ensuite les résultats. La première méthode a utilisé, pour évaluer l'échange de chaleur, la formule Woschni. La seconde a utilisé l'évaluation du champ des températures du piston, résolu par éléments finis, jusqu'à ce qu'on ait atteint une superposition des valeurs des températures évaluées et de celles mesurées dans le piston. On a obtenu ainsi, pour le piston, une bonne concordance entre

les valeurs du coefficient moyen de transmission de chaleur, calculées avec la formule Woschni, et celles mesurées, évaluées par la méthode du champ de températures.

La méthode du champ de températures a permis l'étude de l'échange de chaleur seulement à partir des températures mesurées, la détermination des coefficients locaux de transmission de chaleur, leur distribution de côté du gaz de travail, le tracé des isothermes et la réalisation du bilan thermique.

A travers des procédés expérimentaux, le travail rend une classification des influences locales sur le champ de températures qui s'installe dans le piston.

Le travail représente une contribution à l'établissement des coefficients locaux de transmission de chaleur, déterminés par mesurages au piston, et il met à la disposition des spécialistes une méthode vérifiée d'évaluation du champ de températures, un riche matériel bibliographique, documentaire, expérimental et des programmes de calcul spécifiques.



## KURZFASSUNG

Der Zweck dieser Arbeit ist die Bestimmung der örtlichen Werte der Wärmeübergangskoeffizienten, auf der Seite der Gase und des Kühlmittels am Kolben. Diese Werte sind nützlich bei der Vorausberechnung des Temperaturfeldes im Kolben. Der Konstrukteur kann mit ihrer Hilfe, bereits im Entwurfstadium eines Motors, Informationen über die wahrscheinlichen Belastungen, die durch gezielte Formen optimisiert werden können. Die Arbeit handelt über eine Methode der Berechnung des Temperaturfeldes am Kolben, gelöst durch die finiten-Elemente-Methode.

Nach einer kurzen Übersicht der Schwierigkeiten die im aktuellen Stadium der Forschung auftauchen, sind kurz die Methoden der Bestimmung des Wärmeübergangs am Kolben aufgezählt. In der Arbeit, wurde die "Methode des Temperaturfeldes" benützt gelöst durch die finiten-Elemente-Methode. Obwohl der Wärmeübergang im Motor mit innerer Verbrennung instationär ist, kann man im allgemeinen die Existenz eines quasistationären Temperaturfeldes voraussetzen, da sich die zeitlichen Temperaturveränderungen im inneren des Verbrennungsraumes, schnell ausgleichen.

In Fortsetzung, wird die experimentelle Forschung, des Wärmeübergangs am Kolben eines schnellen Dieselmotors vorgetragen. Die angewendete experimentelle Anlage, erlaubt die Datensammlung über die Temperaturverteilung im Kolben, in der Zylindertüte und im Zylinderkopf beim inbetriebgesetzten Motor.

Die Werte des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, wurden durch zwei verschiedene Methoden bestimmt und die Ergebnisse wurden nachher unter sich verglichen. Bei der ersten Methode wurde beim Berechnen des Wärmeübergangs die Woschni-Gleichung verwendet. Die zweite Methode setzt voraus die Berechnung des Temperaturfeldes im Kolben mit der finiten-Elemente-Methode, bis zur Übereinstimmung mit den gemessenen Werte. Für den Kolben wurde eine gute Konkordanz zwischen den berechneten Werte (Woschni) und den gemessenen Werte (Methode des Temperaturfeldes) des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten erzielt.

Die Methode des Temperaturfeldes erlaubt das Studium des Wärmeübergangs beim Kolben, nur auf Grund der gemessenen Temperaturen, der Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten, ihre Verteilung im Arbeitgas, der Isothermen und die Wärmebilanzen. Die Arbeit erläutert durch experimentelle Methoden die örtlichen Einflüsse auf das Temperaturfeld im Kolben.

Die Dissertation ist ein Beitrag zur Bestimmung der örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten, durch Messungen am Kolben, und stellt dem Spezialisten eine erprobte Methode zur Bestimmung des Temperaturfeldes, mit reichen bibliographischen, dokumentarischen, experimentellen und rechentechnischen Arbeitsunterlagen zur Verfügung.

CUPRINS

I. Notatii, indici, specificații . . . . .	12
II. Lista prescripțiilor oficiale respectate . . . . .	17
III. Prefață. . . . .	19
1. Introducere . . . . .	21
1.1. Importanța temei pe plan național și mondial . . . . .	21
1.2. Forma de prezentare și conținutul lucrării . . . . .	23
1.3. Contribuții privind studiul schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel . . . . .	24
1.3.1. Contribuții cu caracter fundamental . . . . .	25
1.3.2. Contribuții experimentale . . . . .	25
1.3.2.1. Instalații de cercetare experimentală . . . . .	25
1.3.2.2. Metodica cercetărilor. . . . .	26
1.3.3. Contribuții aplicative în construcția și calculul pistoanelor motoarelor Diesel . . . . .	26
2. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel . . . . .	27
2.1. Cercetări teoretice. . . . .	27
2.2. Cercetări experimentale . . . . .	29
2.3. Concluzii asupra stadiului actual al cercetărilor. . . . .	41
3. Metode de cercetare a schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel . . . . .	45
3.1. Metoda bilanțului termic . . . . .	51
3.2. Metoda temperaturii superficiale . . . . .	51
3.3. Metoda cîmpului de temperaturi . . . . .	53
3.4. Metoda utilizată la efectuarea cercetării . . . . .	54
4. Relații pentru studiul schimbului de căldură la piston. . . . .	55
4.1. Considerații teoretice și ipoteze de calcul . . . . .	56
4.2. Principele relații utilizate pentru schimbul de căldură la piston . . . . .	58
4.3. Determinarea cîmpului de temperaturi în piston prin metoda elementelor finite. . . . .	61
5. Cercetarea experimentală a schimbului de căldură la pisto- nul unui motor Diesel rapid. . . . .	68
5.1. Instalația experimentală . . . . .	68

5.1.1. Motorul experimental . . . . .	68
5.1.2. Punctele de măsură pe stand, aparatura folosită și precizie de măsurare . . . . .	70
5.1.3. Măsurarea temperaturii pieselor componente ale ca- merei de ardere. . . . .	72
5.2. Metodica de cercetare experimentală și procesul de cer- cetare. Ordinograma cercetării experimentale . . .	76
5.3. Rezultatele măsurărilor. . . . .	79
5.4. Prelucrarea rezultatelor măsurărilor . . . . .	80
6. Interpretarea rezultatelor cercetării. . . . .	99
6.1. Compararea rezultatelor teoretice cu cele experimen- tale . . . . .	99
6.2. Schimbul de căldură la piston pentru regimurile de ex- cepție . . . . .	104
6.3. Aplicarea rezultatelor cercetării la studiul criteriilor de solicitare termică a motorului . . . . .	106
7. Concluzii generale . . . . .	109
7.1. Concluzii asupra cercetărilor. . . . .	109
7.2. Propuneri . . . . .	113
7.3. Efecte economice . . . . .	114
8. Bibliografie . . . . .	119
9. Anexe . . . . .	141
9.1. Programul de cercetare experimentală . . . . .	141
9.2. Date de măsură. . . . .	142
9.2.1. Temperaturile măsurate în componentele camerei de ar- dere. . . . .	146
9.3. Studiul schimbului de căldură la pistonul unui motor Diesel rapid . . . . .	156
9.3.1. Schimbul de căldură calculat . . . . .	157
9.3.2. Schimbul de căldură determinat experimental . . .	159
9.3.3. Schimbul de căldură la piston pentru regimurile de excepție . . . . .	175
9.4. Solicitarea termică a motorului . . . . .	177
10. Notița autobiografică . . . . .	181

## I. NOTATII, INDICI, SPECIFICATII

### A. Notatiile principale utilizate

#### Alfabetul latin

- $A$  /m<sup>2</sup>/ suprafață de schimb de căldură;
- $A_{c.r\ddot{a}c.}$  /m<sup>2</sup>/ suprafața spațiului de răcire a pistonului, perpendiculară pe axa acestuia;
- $A_p$  /m<sup>2</sup>/ suprafața pereților în contact cu gazul;
- $A_{p.r\ddot{a}c.}$  /m<sup>2</sup>/ suprafața pereților în contact cu mediul de răcire;
- $A_{c.ev.}$  /m<sup>2</sup>/ suprafața canalului de evacuare;
- $A_{c.ad.}$  /m<sup>2</sup>/ suprafața canalului de admisie;
- $A$  parametru din legea lui Vibe;
- $c_p$  /J/kg grđ/ căldura specifică a aerului;
- $C_0$  /W/m<sup>2</sup> grđ/ constanta corpului absolut negru;
- $C_1; C_2$  /m/s grđ/ coeficienți din formula lui Woschni;
- $d$  /m/ diametru;
- $d_e$  /m/ diametru echivalent;
- $D$  /m/ alezajul cilindrului;
- $D_e$  /m/ diametru echivalent;
- $D_1$  /m/ diametrul tolerului supapei;
- $h$  /m/ înălțimea canalului de răcire;
- $h_v$  /m/ cursa supapei;
- $H_1$  /kJ/kg/ putere calorică inferioară;
- $L$  /m/ lungime;
- $\dot{m}$  /kg/h/ debit masic;
- $m_1$  /kg/ciclu/ masa de aer din cilindru în momentul închiderii supapei de admisie;
- $m_\varphi$  /kg/ masa gazului din cilindru la unghiul  $\varphi$  de rotație arbore cotit;
- $M$  parametru din legea lui Vibe;
- $n$  /min<sup>-1</sup>/ turație;
- $Nu$  cifra Nusselt;
- $p$  /bar/ presiunea;

- $p_g$  /bar/ presiunea gazelor din cilindru;  
 $p_B$  /bar/ presiunea aerului de supraalimentare;  
 $p_e$  /bar/ presiunea medie efectivă;  
 $p_{g.ev.}$  /bar/ contrapresiunea la evacuare;  
 $p_0$  /bar/ presiunea gazelor din cilindru, fără ardere;  
 $p_1$  /bar/ presiunea aerului din cilindru în momentul închiderii supapei de admisie;  
 $p_2$  /bar/ presiunea maximă de ardere;  
 $Pr$  cifra Prandtl;  
 $P_A$  /kW/cm<sup>2</sup>/ încălzirea termică a pistonului;  
 $Pe_1$  /kW/cil/ putere efectivă unitară;  
 $r$  /m/ raza pistonului; raza medie a tubului termic;  
 $R$  /J/kg grad/ constanta gazului perfect;  
 $Re$  cifra Reynolds;  
 $T$  /°K/ temperatura;  
 $T_g$  /°K/ temperatura gazelor din cilindru;  
 $T_a$  /°K/ temperatura aerului în P.M.E.;  
 $T_{rîc}$  /°K/ temperatura mediului de răcire;  
 $T_B$  /°K/ temperatura aerului de supraalimentare;  
 $T_1$  /°K/ temperatura aerului în momentul închiderii supapei de admisie;  
 $T_{g.ev.}$  /°K/ temperatura gazelor de evacuare în colector;  
 $T_{g.m.}$  /°K/ temperatura medie a gazelor din cilindru, de-a lungul unui ciclu motor;  
 $T_p$  /°K/ temperatura pereților în contact cu gazele din cilindru;  
 $T_{p.rîc.}$  /°K/ temperatura pereților în contact cu mediul de răcire;  
 $T_{\infty}$  /°K/ temperatura mediului ambiant;  
 $T_{c.ad.}$  /°K/ temperatura peretelui canalului de admisie;  
 $T_{c.ev.}$  /°K/ temperatura peretelui canalului de evacuare;  
 $t_{ulei 1,2}$  /°C/ temperatura uleiului la intrare, respectiv ieșire din piston;  
 $t_{apă 1,2}$  /°C/ temperatura apei la intrarea în motor, respectiv ieșirea;  
 $t_{apă 3}$  /°C/ temperatura apei la ieșire din chiulasă;

- $V/m^3$  / volum;
- $V_s /dm^3$  / cilindree motor;
- $V_{\varphi} /dm^3$  / volumul cilindrului la un anumit unghi  $\varphi$  rotație arbore cotit;
- $V_{P.M.E.} /dm^3$  / volumul cilindrului în P.M.E.
- $V_1 /dm^3$  / volumul cilindrului la închiderea supapei de admisie;
- $\dot{V} /m^3/h$  / debit volumic;
- $\dot{V} /l/s$  / debit volumic apă răcire motor;
- $\dot{V} /l/min$  / debit volumic răcire cu ulei a pistonului;
- $w /m/s$  / viteză;
- $w_e /m/s$  / viteză echivalentă;
- $w_p /m/s$  / viteză medie a pistonului;
- $Q /W$  / flux de căldură;
- $Q_{comb} /W$  / cantitatea de căldură introdusă prin arderea combustibilului;
- $Q_{piston} /W$  / cantitatea de căldură preluată de piston;
- $Q_{chiulacă} /W$  / cantitatea de căldură preluată de chiulacă;
- $Q_{cămășă} /W$  / cantitatea de căldură preluată de cămășă;
- $Q_{total} /W$  / cantitatea totală de căldură transmisă de la gaze la pereții camerei de ardere;
- $Q_p /W$  / cantitatea de căldură cedată la pereți prin radiația flăcărilor;
- $Q_1 /W$  / fluxul de căldură de la puntea de foc la cămășă cilindrului;
- $Q_2 /W$  / fluxul de căldură de la zona segmentilor la cămășă cilindrului;
- $Q_3 /W$  / fluxul de căldură de la mantaua pistonului la cămășă cilindrului;
- $Q_4 /W$  / fluxul de căldură de la piston la aerul din carter;
- $Q_5 /W$  / căldura evacuată de uleiul de răcire al pistonului;
- $Q_I /W$  / fluxul termic incident la fundul cupei pistonului;
- $Q_{II} /W$  / fluxul termic incident la muchia cupei pistonului;
- $Q_{III} /W$  / fluxul termic incident la coroana pistonului;

Alfabetul elen

$\alpha /W/m^2 \text{grd}$  / coeficientul local de transfer de căldură, determinat

experimental;

- $\alpha_g$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul local de transfer de căldură, determinat experimental pe partea gazelor;
- $\alpha_{r\grave{a}c}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul local de transfer de căldură, determinat experimental pe partea mediului de răcire;
- $\bar{\alpha}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul mediu de transfer de căldură, determinat experimental pentru întreaga suprafață în contact cu gazul;
- $\alpha_{g.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul instantaneu de transfer de căldură, de la gaz la pereții camerei de ardere;
- $\alpha_{g.conv.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul instantaneu de schimb de căldură, datorită convecției (calculat);
- $\alpha_{g.rad.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul instantaneu de schimb de căldură, datorită radiației gazului (calculat);
- $\alpha_{g.m.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul mediu de transfer de căldură pe partea gazului, calculat de-a lungul unui ciclu;
- $\alpha_{c.ad.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul de transfer de căldură dintre gazul prorspăt și canalul de admisie;
- $\alpha_{c.ev.}$  /W/m<sup>2</sup>grd/ coeficientul de transfer de căldură dintre gaze și canalul de evacuare;
- $\delta$  /m/ grosime perete;
- $\Delta\varphi_g$  /°R.A.C./ durata procesului de ardere;
- $\kappa$  exponentul politropic;
- $\lambda$  /W/m grd/ coeficientul de conductivitate termică;
- $\lambda$  coeficientul excesului de aer;
- $\eta$  /N s/m<sup>2</sup>/ viscozitatea dinamică a aerului;
- $\rho$  /kg/m<sup>3</sup>/ densitatea aerului curat;
- $\mu_{max}$  coeficient de variație molară;
- $\tau$  /s/ timp;
- $\varphi$  /°R.A.C./ unghi de rotație arbore cotit;
- $\beta_{max}$  coeficient de utilizare a căldurii;
- $\omega$  /s<sup>-1</sup>/ viteza unghiulară a arborelui cotit;

### B. Indici

- c. ad. - canal admisie;
- c. ev. - canal evacuare;



- e - efectiv; echivalent;
- F - flacără;
- g - gaz;
- i - ordinul armonicii; inferior; numărul suprafețelor;
- p - presiunea constantă; perete în contact cu gazul;
- p. răc. - perete în contact cu mediul de răcire;
- P.M.E. - punctul mort exterior;
- P.M.I. - punctul mort interior;
- răc - mediu de răcire;
- s - aer supraalimentare;
- S.U. - sistem de unități de măsură;
- v - supapă;
- x, y, z - axe de coordonate;
- r - rază;
- $\varphi$  - unghi de rotație arbore cotit;

### C. Specificatii

- $\Delta$  - diferența, variația;
- f - funcție;
- $d\varphi$  - variația unghiului de rotație arbore cotit;
- $d\tau$  - variația timpului;
- $\partial T$  - variația temperaturii;
- $\partial x, \partial y, \partial z$  - variația coordonatelor carteziene;
- $\partial r$  - variația razei;
- [ ] ; { } - matrici;

7 25 / 25985

538 65 2  
56.5

## II. LISTA PRESCRIPTIILOR OFICIALE RESPECTATE

1. STAS 7140 - 83. Motoare staționare cu aprindere prin comprimare. Reguli și metode de încercare.
2. STAS 6635 - 82. Motoare cu ardere internă pentru vehicule rutiere și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe banc.
3. STAS 7327 - 80. Motoare cu ardere internă. Pompe de injecție în linie. Încercări pe stand.
4. STAS 7326 - 74. Pulverizatoare pentru motoare cu aprindere prin comprimare. Reguli și metode de încercare.
5. STAS 9170 - 74 - A 54. Uleiuri minerale aditivate pentru motoare cu aprindere prin comprimare.
6. STAS 41.- 65. Luarea și pregătire probelor în vederea verificării calității uleiului.
7. STAS 35 - 81. Densitatea relativă ulei și motorină.
8. STAS 117 - 66. Viscositate ulei și motorină.
9. STAS 55 - 81. Indice de viscositate ulei și motorină.
10. STAS 5488 și 5489 - 80. Punct de inflamabilitate ulei și motorină.
11. STAS 5269 - 77. Puterea calorică inferioară pentru motorină.
12. STAS 7180 - 79. Rezol (materiale termorigide).
13. STAS 7347/1 - 83. Determinarea debitelor fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere, măsurarea cu diafragme și ajutaje.
14. R 12091 - 82. Măsurarea debitelor fluidelor. Calculul erorii limită de măsurare a debitelor.
15. STAS 7347 - 70. Măsurarea debitelor fluidelor cu diafragme și ajutaje. Montarea debitmetrelor diferențiale și a anexelor acestora.
16. STAS 11298 - 80. Debitmetre electromagnetice pentru lichide. Condiții tehnice de calitate.
17. STAS 9280 - 73. Metode și mijloace de măsurare pentru debite de gaze. Terminologie și domenii de aplicare.

18. STAS 3308 - 78. Aparate de cîntărit. Limite maxime de măsurare și clase de precizie.
19. STAS 4095 - 82. Măsurî de capacitate din sticlă pentru laborator. Cilindri gradați.
20. STAS 3589/1 și 2 - 78. Manometre, vacuometre și manovacuumetre. Indicatoare cu element elastic.
21. STAS 6526 - 80. Manometre diferențiale cu tub în formă U. Condiții tehnice generale de calitate.
22. STAS 9774 - 74. Monturi pentru termometre tubulare. Condiții tehnice de calitate.
23. STAS 7891 - 67. Termometru de sticlă cu lichid. Condiții generale.
24. STAS 8374/2 - 82. Termometre tehnice. Termometre tubulare.
25. STAS 8420 - 77. Mijloace de măsurare a temperaturii. Termometre tehnice cu rezistență.
26. STAS 8421 - 82. Mijloace de măsurare a temperaturii. Termocupluri tehnice. Condiții tehnice generale de calitate.
27. STAS 11040 - 78. Autovehicule. Dispozitive pentru măsurarea opacității gazelor de evacuare la motoarele Diesel.
28. STAS 11278 - 79. Identificarea rezultatelor aberante ale măsurărilor.

### III. PREFATA

Cercetările teoretice și experimentale din această lucrare se încadrează în indicațiile și prevederile documentelor elaborate de P. C. Român, cu privire la rolul cercetării în etapa actuală.

Din lucrările Conferinței Naționale a P. C. Român din 14 - 16 decembrie 1987, rezultă că la îndeplinirea prevederilor actualelor cincinal și al obiectivelor dezvoltării economice - sociale a țării noastre în perspectiva anului 1990 și a sfârșitului acestui veac, un rol deosebit îi revine cercetării științifice. Aceasta trebuie să pună accentul pe dezvoltarea bazei de materii prime și energetice și utilizarea lor eficientă, creșterea nivelului tehnic și calitativ al produselor, dezvoltarea intensivă a tuturor ramurilor economiei naționale și îmbinarea cercetărilor fundamentale cu cele aplicative.

Directivile Congresului al XIII-lea prevăd o creștere mai accentuată a eficienței economice pe baza intensificării aportului activității de cercetare științifică și de introducere a progresului tehnic în toate ramurile. În vederea ridicării nivelului tehnic și calitativ al producției, se recomandă măsuri pentru modernizarea și re proiectarea produselor, asigurându-se creșterea duratei și siguranței în funcționare, reducerea greutateii și consumurilor specifice, sporirea randamentelor și diminuarea cheltuielilor pentru exploatare, întreținere și reparații; se mai recomandă de asemenea și generalizarea metodelor moderne de analiză și control ale calității în proiectarea și fabricația produselor.

În prezent, solicitările termice ale organelor motoarelor cu ardere internă supraalimentate reprezintă tot mai mult factorul ce limitează puterea dezvoltată de acestea. Lucrarea se ocupă de studiul și cercetarea schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel. Schimbul de căldură a fost evaluat prin două metode distincte și rezultatele au fost comparate între ele.

În literatură se găsesc puține indicații despre coeficienții locali de schimb de căldură. Scopul principal al acestei lu-

crări a fost stabilirea experimentală a valorilor locale ale coeficienților de schimb de căldură pe partea gazelor și a fluidului de răcire la piston. Aceste valori sînt utile la calculul preliminar al câmpului de temperaturi în piston. Proiectantul obține cu ajutorul lor, încă din faza de concepție a unui motor, informații despre solicitările probabile, pe care le poate optimiza prin alegerea unor forme adecvate. Lucrarea prezintă metode de evaluare a câmpului de temperaturi în piston rezolvate cu elemente finite, pe calculator.

Autorul exprimă mulțumiri tovarăgului profesor doctor inginer Vasile Berindean pentru sprijinul și îndrumările date în perioada elaborării lucrării și controlul științific al acesteia.

Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, care a pus la dispoziție laboratoare, mijloace materiale și specialiști pentru realizarea acestei lucrări, i se cuvin mulțumiri și înaltă recunoștință.

## 1. INTRODUCERE

### 1.1. Importanța temei pe plan național și mondial

Pistonul unui motor cu ardere internă servește nu numai la transformarea energiei potențiale a gazului în energie cinetică, ci mai are de îndeplinit următoarele funcții: etanșare, ungere, realizare și uneori comandă a schimbului de încălzire. La îndeplinirea acestor sarcini multiple, pistonul este supus la solicitări mecanice și termice importante.

Solicitările termice ale pistoanelor cresc continuu, odată cu majorarea puterii dezvoltate de motoarele cu ardere internă, în primul rând prin majorarea turatiei arborelui cotit și a gradului de supraalimentare. Crește, astfel, pe de o parte temperatura pistonului, fapt ce are ca efect reducerea rezistenței materialului, iar pe de altă parte se mărește gradientul de temperatură, ceea ce are ca urmare creșterea tensiunilor termice, care se suprapun peste cele mecanice. În plus, odată cu creșterea temperaturilor, scad calitățile lubrefiantului. Se poate afirma că în prezent, solicitările termice ale organelor motoarelor cu ardere internă supraalimentate, reprezintă tot mai mult factorul ce limitează puterea dezvoltată de acestea.

Noile procedee de calcul, cum ar fi metoda elementelor finite, permit stabilirea anticipată a solicitărilor pistonului, încă din faza de concepție a unui motor, în măsura în care se cunosc, pe lângă forțele ce acționează asupra pistonului, și câmpul de temperaturi ce se instalează în timpul funcționării. Astfel, sînt necesare metode de stabilire a câmpului de temperaturi în piston.

Cu toate că schimbul de căldură în motorul cu ardere internă este nestaționar, în general se poate admite existența unui câmp de temperaturi evasistaționar, deoarece variația în timp a temperaturilor apare doar pe partea în contact cu gazele a organelor motorului și se omogenizează rapid spre interiorul acestora.

În cazul unui motor în stadiu de proiectare sau a unui existent, care urmează să funcționeze la sarcini mărită, prestabi-

lirea câmpului de temperaturi ce se instalează la anumite regiuri devine posibilă prin folosirea noilor procedee de calcul. Astfel de aprecieri se pot face doar atunci când se cunosc cantitățile de căldură care intră și ies din piston și care pot fi calculate din diferențele de temperatură dintre piston și mediul ambiant și coeficientul de schimb de căldură la exteriorul lui.

Cu ajutorul calculului ciclului real al motorului se poate stabili, pentru fiecare regim de funcționare al acestuia, cantitatea de căldură transferată de la fluidul motor la pereții camerei de ardere. Pentru calculul coeficientului de transfer de căldură de la gaze la pereți se utilizează relații empirice. Relațiile mai vechi ale lui Musclet /103/, Michelberg /34/ și Pflaum /113/ au o sferă de aplicabilitate limitată, în timp ce formula lui Wochner /168, 172/, rezultată din teoria similitudinii, are un caracter general. Ea dă o valoare medie a coeficientului de transfer de căldură. Această valoare medie este utilă pentru stabilirea pierderilor prin pereți și poate fi utilizată doar la aprecierea solicitărilor termice a celor piese ale camerei de ardere, la care cantitatea de căldură incidentă local nu diferă prea mult de valoarea medie. În majoritatea cazurilor apare însă o dispersie mare a cantităților de căldură cu care vin în contact diferite zone ale piesei, fapt ce produce dificultăți proiectantului. De aceea, trebuie să se facă distincție între un coeficient de transfer de căldură mediu pentru întreaga suprafață a piesei și altul local, într-o zonă restrânsă bine definită, aceasta din urmă fiind util la calculul preliminar al câmpului de temperaturi în diferite organe ale motorului.

În literatură se găsesc puține indicații despre coeficientii de transfer de căldură locali, determinați prin măsurare /5, 106/. Ele permit doar evidentierea diferențelor mari între coeficienții de transfer locali. Cercetări sistematice în vederea unei reprezentări cantitative analitice lipsesc până în prezent. De aceea, scopul principal al lucrării este stabilirea acestor valori locale, pentru coeficienții de schimb de căldură pe partea gazelor și a fluidului de răcire la piston, prin procedee experimentale sistematice și clarificarea influențelor locale a-

supra câmpului de temperaturi.

Pe plan național, lucrarea reprezintă o premieră, iar pe plan mondial o contribuție la valorile coeficienților de transfer de căldură locali, determinați prin măsurare.

## 1.2. Forma de prezentare și conținutul tezei

Lucrarea are un număr de 10 capitole, cuprinse într-un volum de 181 pagini și un al doilea anexă, cu programele de calcul. Lucrarea cuprinde 58 figuri, 61 relații numerotate și 41 tabele cu rezultatele măsurărilor și prelucrarea lor. Un număr de 4 programe de calcul în limbaj FORTRAN IV sînt prezentate în volumul separat anexat.

În cadrul primului capitol se prezintă pe scurt importanța temei pe plan național și mondial. În continuare, se tratează forma și conținutul tezei, cu principalele contribuții ale lucrării.

Capitolul 2 reprezintă partea monografică a lucrării, pentru schimbul de căldură la pistoanele motoarelor Diesel. În acest capitol este prezentat stadiul actual al cercetărilor în domeniul schimbului de căldură la pistoane pe partea gazului de lucru și pe cea de răcire.

În următorul capitol sînt prezentate metodele de cercetare a schimbului de căldură la pistoane, determinarea experimentală a coeficienților locali de transfer de căldură și măsurarea temperaturii pistonului. Pentru efectuarea lucrării, s-a optat pentru metoda câmpului de temperaturi determinat pe baza măsurărilor.

Capitolul 4 prezintă relațiile folosite pentru studiul schimbului de căldură la piston, ipotezele de calcul și programul cu elemente finite, folosit pentru determinarea câmpului de temperaturi.

În capitolul 5 se prezintă cercetarea experimentală a schimbului de căldură la pistonul unui motor Diesel rapid. În acest capitol, este descris motorul experimental, punctele de măsură pe stand și aparatura folosită, punctele de măsură a temperaturii pieselor componente ale camerei de ardere și programul de în-



cercare a motorului. Este prezentată ordinograma cercetării experimentale, iar sub formă tabelară rezultatele măsurărilor și prelucrarea lor.

Capitolul 6 se referă la interpretarea rezultatelor cercetării. Se face o comparație între valorile coeficienților medii de schimb de căldură, stabiliți prin două metode distincte: calculate cu relația lui Boschni, respectiv determinați experimental, cu metoda câmpului de temperaturi măsurate. Se stabilesc experimental coeficienții locali de schimb de căldură la piston, se tracează câmpul de temperaturi din piston și se efectuează bilanțul termic pe piston. În acest capitol, au fost prezentate și consideratii asupra criteriilor de solicitare termică a motorului.

Concluziile asupra cercetării sînt expuse în capitolul 7 și din ele se desprinde faptul că folosind relația lui Boschni pentru a calcula coeficientul mediu de schimb de căldură, se obțin valori ce sînt în bună concordanță cu cele rezultate experimental din măsurări. Au fost prezentate propuneri de valorificare și extindere a cercetării și un exemplu de calcul pentru efectele economice.

În continuare, se enumeră cele 196 referințe bibliografice la care s-a apelat în cursul elaborării lucrării.

Anexele cuprind programul de cercetare experimentală, tabele cu rezultatele măsurărilor și detalo rezultate pentru schimbul de căldură calculat și măsurat (coeficienții medii de schimb de căldură obținuți prin calcul și experimental, coeficienții locali de schimb de căldură determinați experimental și bilanțul termic pe piston).

Volurul anexat, cu principalele programe de calcul folosite la elaborarea acestei lucrări, cuprinde un număr de 4 programe în FORTRAN IV. Aceste programe folosesc la evaluarea schimbului de căldură la piston și permit determinarea câmpului de temperaturi din piston.

### 1.3. Contribuții privind studiul schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel

### 1.3.1. Contribuții cu caracter fundamental

- Determinarea experimentală a valorilor coeficientului mediu de transfer de căldură cu ajutorul temperaturilor măsurate în piston. Se constată că valorile coeficientului mediu de transfer de căldură, calculate cu relația lui Nusselt, sînt în bună concordanță cu cele determinate experimental.

- Determinarea experimentală a coeficienților locali de schimb de căldură pe partea gazului la piston. Se constată variația lor cu raza pistonului. Distribuția coeficienților locali la piston ne dă indicații asupra mișcării fluidului din camera de ardere. Se observă o reducere a schimbului de căldură spre marginea, respectiv mijlocul pistonului și o creștere severă a schimbului de căldură în zona de intrare, respectiv ieșire a fluidului în și din cupa pistonului. Rămîne sub semnul întrebării dacă creșterea severă a valorilor coeficienților locali de schimb de căldură este cauzată numai de convecție mîrită sau și de contactul direct cu flacăra.

- Determinarea coeficienților locali de schimb de căldură și evaluarea cîmpului de temperaturi din piston.

- Determinarea bilanțului termic în piston, pe baza cîmpului de temperaturi măsurat.

- Cîteva observații în legătură cu criteriul de solicitare termică a motorului, propus în /54/.

### 1.3.2. Contribuții experimentale

#### 1.3.2.1. Instalații de cercetare experimentală

Conceptie, proiectarea și realizarea următoarelor:

- instalația de măsurat temperaturile din piston, în timpul funcționării motorului;

- instalație de măsurat temperaturile din camera de cilindru și chiulasă, în timpul funcționării motorului;

- instalație de supraalimentare la presiune constantă a motorului monocilindru experimental;

- instalația de evacuare la presiune constantă a gazelor

la motorul experimental monocilindru;

- instalația de răcire cu apă a motorului;
- instalația de răcire cu ulei a pistonului.

### 1.3.2.2. Metodica cercetărilor

- Stabilirea și prezentarea sub formă de ordinogramă, a programului de cercetare pentru determinarea schimbului de căldură în pistoanele motoarelor Diesel prin două metode distincte și compararea rezultatelor.

- Metoda de măsurare a câmpului de temperaturi în piston în timpul funcționării pe motor la cold (cu și fără climatizare cu ulei de răcire).

- Metoda de măsurare a câmpului de temperaturi în cîmpul de cilindru și chiuloni în timpul funcționării pe motor.

- Metoda de evaluare a schimbului de căldură din camera de ardere, pe baza diagramei indicente.

- Metoda de determinare a schimbului de căldură în piston, pe baza temperaturilor măsurate.

- Metoda de determinare a coeficienților locali de schimb de căldură pe porțiunile gazelor în piston, prin iterare până la suprapunerea câmpului de temperaturi evaluate peste cel măsurat;

- Metoda de evaluare a câmpului de temperaturi din piston, cu ajutorul elementelor finite.

- Metoda de evaluare a bilanțului termic pe piston, cu temperaturile măsurate.

### 1.3.3. Contribuții colective în construcția și calculul pistoanelor motoarelor Diesel

- Metoda de prestabilire a câmpului de temperaturi în piston. Încă din faza de concepție a unui motor, proiectantul poate să obțină informații despre solicitările probabile, care pot fi atinse prin alegerea unor forme potrivite. Astfel, devine posibilă o corelare între concepția pistonului și solicitarea ter-

mici. Pentru a se putea aprecia eficacitatea unui anumit tip de răcire, înainte de execuția pistonului trebuie să se cunoască timpul de temperaturi ce se va instala în timpul funcționării. Indiferent de modul în care urmează să fie determinat, trebuie cunoscute condițiile de contur pentru piston. Pentru obținerea unei imagini cât mai reale asupra solicitării termice a pistonului, trebuie luată în considerare distribuția locală a coeficienților de transfer de căldură atât pe partea gazului de lucru, cât și a mediului de răcire.

## 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMINIUL SCHIMBULUI DE CALDURĂ LA PISTOANELE MOTOCARELOR DIESEL

### 2.1. Cercetări teoretice

Schimbul de căldură pe partea gazelor reprezintă încă un factor de neîncredere, deoarece există multe formule diferite, cu rezultate diferite. Tente relațiile au fost elaborate pentru fluidul motor omogen, adică pentru temperatura gazelor determinată din ecuația de stare a gazelor. Fiecare autor găsește de cuviință să precizeze condițiile în care a determinat sau verificat relația propusă.

Lucrările teoretice din acest domeniu sînt puține la număr, în comparație cu cele experimentale. Dintre acestea, merită să semnalăm lucrările /6, 16 și 53/.

Pentru transferul de căldură din cilindrul motorului, /6/ propune în anul 1967, o relație folosită în mod uzual pentru conducte. Fenomenele din cilindrul motorului sînt înlocuite cu cele dintr-o conductă de diametru echivalent, prin care curge un gaz cu viteză echivalentă. Se presupune că asemănarea dintre cilindrul motorului și conductă se realizează atunci cînd intensitățile pulsațiilor turbulente în cele două sisteme sînt aceleași, iar scările turbulentele identice sau cel puțin apropiate. Diferențele fundamentale dintre cele două sisteme sînt determinate de modul în care se generează turbulența și mișcarea organizată în cilindru, geometria variabilă a cilindrului și regimul nepermanent de transfer de căldură în cilindru, în care se izolează periodic cantități

determinate de gaze.

Pornind de la relația  $Nu = C Re^{0,8}$ , utilizată pentru transferul convectiv de căldură la curgerea turbulentă prin conductă și considerând legile de variație pentru  $\eta \sim T_g^{0,62}$  și  $\lambda \sim T_g^{0,748}$ , luată pentru aer, /6/ propune pentru coeficientul de transfer convectiv formula

$$\alpha_g = C w_g^{0,8} d_g^{-0,2} p_g^{0,8} T_g^{-0,67} \quad (2.1.)$$

unde  $w_g = C_1 w_c^*$  este viteza echivalentă, iar  $w_c^*$  este intensitatea turbulentei din cilindru. Viteza echivalentă variază în funcție de unghiul de rotație arbore cotit, corespunzător variației intensității turbulentei din cilindru. Diametrul echivalent  $d_g$  variază și el cu unghiul rotație arbore cotit.

În anul 1975, în lucrarea /53/ sînt publicate studiile teoretice asupra transferului de căldură în condițiile de neomogenitate termică a fluidului motor. Autorii presupun că amestecul de gaze din cilindrul motorului cu ardere internă este alcătuit în perioada arderii din trei componente principale, diferențiate între ele prin natura fizică și chimică a gazelor: amestecul inițial, gazele de flacără și gazele arse. În acest model, fluidul motor nu mai este caracterizat printr-o singură temperatură, determinată din ecuația generală de stare, ci printr-o distribuție spațială și temporală. Autorii propun o metodă teoretică de calcul a pierderilor particule de căldură, corespunzătoare fiecărei componente a fluidului motor neomogen, după care, prin însumare, se determină pierderile globale.

În anul 1986, autorii propun în lucrarea teoretică /16/ un algoritm de calcul al transferului de căldură din camera de ardere. Ei iau în considerare evoluția vitezei de curgere a fluidului din camera de ardere. Acest procedeu cuprinde variația turbulenței și fizica radiațiilor și este recomandat pentru calcule termodinamice, ca de exemplu cele referitoare la formarea noxelor, care preocupă divizarea spațială și în timp a schimbului de căldură.

Ipozeza lor ia în considerare câmpul de curgere netați-

oner turbulent în motoarele cu ardere internă, cu ciclul său periodic, temperatura flăcării, grosimea norului de funingine și dispunerea sa unghiulară. Algoritmul propus încearcă să cuprindă principiile mărimi de influență într-o formă generală, astfel încât să poată fi utilizat la diferite motoare.

## 2.2. Cercetări experimentale

La pistoanele motoarelor cu ardere internă deosebim un schimb de căldură între gazul de lucru și piston, între piston și cămășa de cilindru și între piston și mediul de răcire.

Ocâi ne referim la schimbul de căldură dintre gazul de lucru și piston, putem face următoarele observații asupra stadiului actual al cercetărilor. Considerațiile făcute pînă în prezent asupra calculului transferului de căldură de la mediul de lucru la peretii camerei de ardere, permit numai aprecieri globale. Transferul de căldură între gazele din cilindru și peretii camerei de ardere variază foarte mult în timpul unui ciclu de lucru al motorului. Coeficientul de transfer de căldură depinde în primul rînd de densitatea gazului și viteza sa de-a lungul suprafeței cilindricului. La aceasta se adaugă căldura transferată prin radiație. Vitezele fluidului din cilindru sînt declanșate de pătrunderea aerului în cilindru, ieșirea gazelor de evacuare, mișcarea pistonului, injectarea combustibilului și procesul de ardere.

Relațiile cunoscute în calculul transferului de căldură pe partea gazului pot fi împărțite în două grupe. Cele mai vechi sînt de natură empirică, au fost obținute pe baza unor măsurări făcute la diferite tipuri de motoare și pot fi transpuse doar în mod limitat asupra altor motoare. Cea mai veche propunere i se atribuie lui Russell (1923); /103, 104/

$$\alpha_g = \frac{0,362}{T_g - T_p} \left[ \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right] + 0,99 \sqrt[3]{p_g^2 T_g} (1 + 1,24 \bar{w}_p) \quad (2.2.)$$

El ține cont atât de radiație, cît și de convecție. Relația conține toate mărimile esențiale, ca temperatura gazului, presiunea din cilindru, viteza medie a pistonului și temperatura peretelui.

Michelberg comunică în 1939 /34/ o relație pentru motoare Diesel mari, lente:

$$\alpha_g = 2,1 \sqrt[3]{\bar{w}_p} \sqrt{p_g T_g} \quad (2.3.)$$

Pflaum /111, 112, 113/ o modifică în 1963 și găsește în mod empiric influența mărimei alezajului, într-o formă identică cu cea stabilită prin teoria similitudinii:

$$\alpha_g = f_1(p_g, T_g) f_2(\bar{w}_p) f_3(p_g) f_4(D)$$

$$f_1(p_g, T_g) = \sqrt{p_g T_g}$$

$$f_2(\bar{w}_p) = 6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-0,1 \bar{w}_p} + 0,025 \bar{w}_p$$

(2.4.)

$$f_3(p_g)_{\text{chiulcsă piston}} = 2,3 p_g^{0,25}$$

$$f_3(p_g)_{\text{c/mașă cil.}} = 0,8 p_g^{0,66}$$

$$f_4(D) = (D_0/D)^{0,25}, \text{ cu } D_0 = 150 \text{ mm}$$

A doua grupă de relații pentru coeficientul transferului de căldură pe partea gazului se bazează pe teoria similitudinii schimbului convectiv de căldură. În parte, ele conțin un termen care descrie radiația termică și țin cont de dependența proprietăților substanțelor de mărimile de stare ale proceselor termodinamice. Spre deosebire de acestea, influența vitezei de curgere a gazului în camera de ardere este redată doar pașal, prin viteza medie a pistonului.

În principiu, relațiile sînt aplicabile și la alte motoare, dacă constantele de proporționalitate sînt adaptate în mod corespunzător. Cu toate acestea, în special în cazul extrapolării rezultă uneori deviații importante față de valorile măsurate.

Elser /36/ a dezvoltat primul, în 1954, o relație bazată pe teoria similitudinii (inclusiv cu aportul de căldură):

$$\alpha_g = 6,5 \sqrt{\frac{\bar{w}_p \lambda c_p \delta}{S}} \left( 1 + 0,5 \frac{\Delta p}{p} \right) \quad (2.5.)$$

Sitkei /141/ face în 1962 deosebire între convecție, radiația gazului și a flăcărilor:

$$\alpha_{g \text{ conv.}} = 0,033 (1 + \delta) \frac{p_g^{0,7} \bar{w}_p^{-0,7}}{T_g^{0,2} \delta^{0,3}}$$

$$\alpha_{g \text{ rad}} = \frac{\epsilon_g c_g}{T_g - T_p} \left[ \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \quad (2.6.)$$

$$c_g = \sum \epsilon'_i c_{i0} \left[ \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \Delta t$$

Termenul convectiv redă în mod direct influența mărimilor ciclului, presiune și temperatură. Pentru prima dată, în calcul se introduc bazele fizicii radiațiilor.

C relație similară, notată cu (2.7.), a fost formulată în 1963 de Annand /5/:

$$\frac{c}{\lambda} = \frac{a \lambda}{D} (Re)^b (T_g - T_p) + c(T_g^4 - T_p^4) \quad (2.7.)$$

Termenul de radiație prezintă însă o formă globală.

Voschni /168, 171, 172/ dezvoltă între anii 1965 - 1970 o relație care a găsit o aprobare generală:

$$\alpha_g = 110 D^{-0,2} p_g^{0,8} T_g^{-0,53} \left[ c_1 \bar{w}_p + c_2 \frac{v_g T_1}{P_1 V_1} (p_g - p_0) \right]^{0,8} \quad (2.8.)$$

Aceasta se pretinde pentru calcule de proces (în special pentru modele cu o singură fază), în măsura în care influența cimpului de curgere nestationar poate fi neglijată. Al doilea termen al relației redă fenomenologic influența radiației termice și a inițierii turbulenței prin ardere. La factorii de proporționalitate se ține cont de procedeul de ardere, precum și de comprimare și schimbul de încălzire.



Amănunte despre relațiile prezentate mai sus se găsesc în lucrările /115, 142, 144/.

Din trecerea în revistă a ipotezelor și formulelor de calcul ale coeficientului de schimb de căldură rezultă necesitatea unor ipoteze îmbunătățite pentru transferul de căldură pe partea gazelor. Aceste ipoteze trebuie să ia în considerare cîmpul de curgere nestationar turbulent în motorul cu ardere internă, cu ciclul său periodic. Ele trebuie să cuprindă temperatura flăcării, grosimea optică a norului de funingine și, dacă e posibil, dispunerea unghiulară, care sînt importante pentru radiația de căldură.

Fotografiile în culori ale camerei de ardere, efectuate printr-o fereastră de cuarț, arată că temperaturile gazelor în timpul arderii, cînd transferul de căldură este mare, prezintă o distribuție spațială inegală și aleatorie.

În stadiul actual al dezvoltării cercetărilor /125, 126/, pe baza înregistrărilor presiunii din cilindru se poate calcula numai o temperatură medie a gazelor, ca urmare un calcul teoretic fundamental al transferului local de căldură este extrem de dificil. Din această cauză, s-au efectuat investigații /24, 58/ pentru a verifica aplicabilitatea unei metode de calcul în care temperatura gazului se presupune că este uniformă, atât în timp, cît și în cilindru, în vreme ce coeficientul de transfer de căldură rămîne constant în timp, dar variază de-a lungul suprafețelor camerei de ardere atât radial, cît și axial.

Această metodă permite stabilirea unor considerente asupra distribuției locale a coeficientului de transfer de căldură de la gaze la piston. Pentru determinarea cîmpului de temperaturi în capul pistonului, prin utilizarea unui program de calcul cu elemente finite, s-au măsurat temperaturi în piston pe motoare în funcționare /58/. Distribuția de temperaturi astfel măsurată condiționează o repartiție corespunzătoare a coeficienților de transfer de căldură locali, figura 2.1., exprimată prin raportul dintre coeficientul local de transfer a căldurii  $\alpha$  și cel mediu  $\bar{\alpha}$ , raportat la suprafața pistonului:

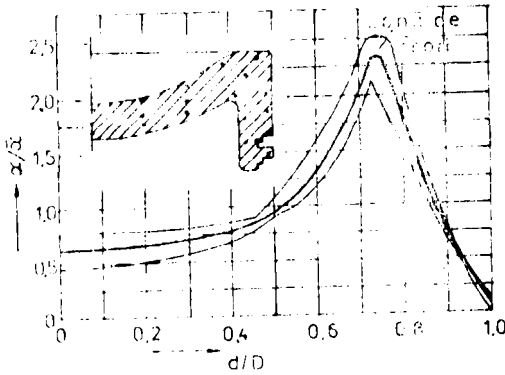


Fig. 2.1. Distribuția radială a coeficientului de transfer de căldură la pistonul unui motor navil în doi timpi

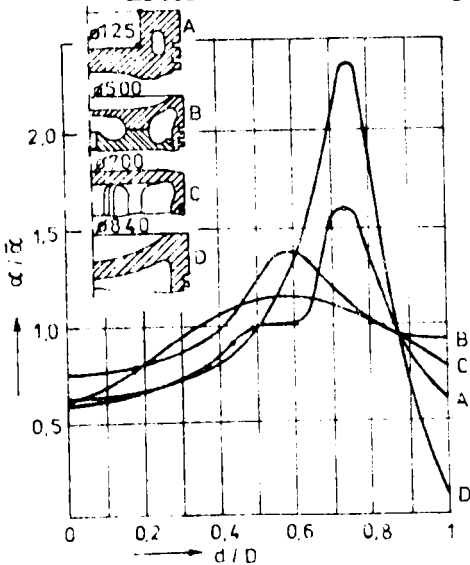


Fig. 2.2. Influența formei camerei de ardere și a măririi motorului asupra distribuției radiale a coeficientului de transfer de căldură la piston

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{A} \int_0^A \alpha \, dA \quad (2.9.)$$

În lucrarea /58/ s-a făcut o comparație a coeficientului mediu de transfer de căldură  $\bar{\alpha}$ , determinat pe baza măsurărilor temperaturilor din piston, cu cel determinat din relația coeficientului mediu pe ciclu  $\alpha_{em}$ , folosind relațiile lui Nusselt, Eichelberg și Pflaum. Această comparație conduce la concluzia că singură relația indicată de Eichelberg (2.3.) dă cea mai bună coincidență pentru piston, corespunzător raportului:

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_{em}}\right)_{Em} / \bar{\alpha} = 1,09$$

Figura 2.2. prezintă, sub aceeași formă adimensională, distribuția radială a lui  $\alpha$ , pentru alte forme de pistoane, găsite prin stabilirea cîmpului de temperaturi după procedeul iterativ, în unele cazuri cu folosirea suplimentară a cuvei electrolitice /115/.

Pe baza alurii curbelor, schimbul de

căldură este cel mai intens la marginea cupei din piston, fapt ce indică, printre altele, existența unei curgeri intense a gazului în cupă.

Influența detaliilor constructive locale asupra câmpului de curgere, în cazul unor pistoane cu capul plan, respectiv cu cupă, a fost demonstrată prin stabilirea mișcărilor încălzirii în camera de ardere, prin măsurarea temperaturilor nestaționare a suprafețelor în numeroase puncte (până la 250) /15/.

La pistonul cu cupă A, avem de a face cu pistonul unui motor de autocamion, cu injecție directă /166/. Pistonul asamblat B /163, 164/ se utilizează sub această formă la motoare semirapide, în domeniul alezajelor  $\phi 400 \dots 500$  mm. Pistonul C, cu diametrul  $\phi 700$  mm, este de la un motor de putere mare, în doi timpi, cu baleiaj în buclă închisă, iar pistonul D provine de la un motor similar, dar cu baleiaj în echicurent /58/. Ca o problemă nerezolvată rămâne întrebarea dacă creșterea severă a valorilor coeficienților locali de schimb de căldură este cauzată numai de convecția mărită sau și de contactul direct cu flacăra /115/.

Pentru schimbul de căldură dintre piston și cămașa de cilindru, literatura oferă puține indicații. În legătură cu fluxul de căldură dintre piston și segmenti la motoare Diesel există considerente fundamentale oferite de cercetările experimentale ale lui Salzmann /133/. El folosește pentru această metodă temperaturii superficiale și cuprinde astfel rezistența la transmiterea căldurii produsă de pelicula de ulei instalată între segmenti și cămașa cilindrului. În cazul schimbului de căldură de la mantaua pistonului la peretele cămășii de cilindru, trebuie să ținem cont de un film de lubrefiant și o pernă de gaz cu presiune variabilă, adică de un strat rău conducător de căldură, de grosime și conductibilitate termică necunoscute.

Valorile orientative ale coeficienților de transfer de căldură dintre piston și cămașa de cilindru sînt prezentate în lucrarea /115/, împreună cu modul lor de folosire.

La pistoanele fără răcire suplimentară, pentru schimbul de căldură dintre partea inferioară a pistonului și aerul

din carter, /115/ indică că se poate conta pe o valoare medie a coeficientului de transfer de căldură  $\alpha_{nec.} = 60 \dots 90 \text{ W/m}^2\text{grad}$ . La motoarele rapide mici însă, stropirea pistonului cu ulei de la ambielaj măjorează valoarea lui  $\alpha_{nec.}$  pînă la  $1000 \text{ W/m}^2\text{grad}$ , iar în zona de trecere la mantaua pistonului chiar la valori mai mari.

Pentru pistoanele răcite prin stropire cu jet de ulei, cercetări legate de schimbul de căldură au fost efectuate de Vickers /162/ și Stotter /149/. Vickers /162/ utilizează ca mediu de răcire aerul și stabilește o dependență liniară între cifrele Nusselt și Reynolds, rezultată din diametrul orificiului duzei. Utilizarea relației și la jeturi de lichide nu a putut fi acceptată. Cercetările efectuate de Stotter /149/ pe modele au arătat, în cazul stropirii de la capul bielei, că dacă există o dependență liniară  $Nu \sim Re$ , valorile lui  $\alpha$  depind și de turația motorului, figura 2.3., fapt ce se explică prin influența forțelor masice.

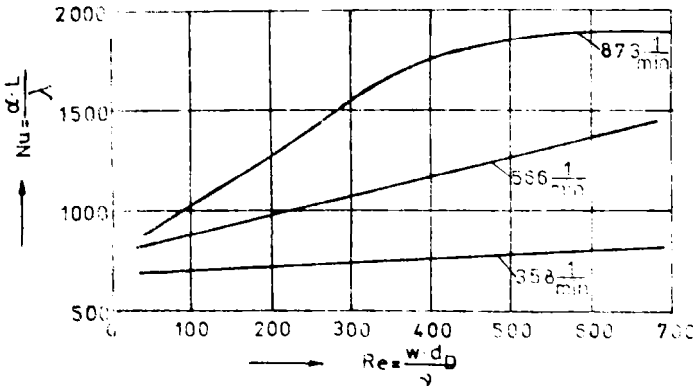


Fig. 2.3. Schimbul de căldură în cazul stropirii de la capul bielei

Cifra Nusselt depinde de distanța  $L$  a duzei de stropire la suprafața inferioară a pistonului, iar cifra Reynolds de diametrul orificiului duzei  $d_D$ . Pe baza valorilor din figura 2.3., pentru domeniul jetului rezultă coeficienți de transfer de căldură  $\alpha_{nec.} = 3500 \dots$

$8000 \text{ W/m}^2\text{grad}$ . Pentru motoare mai mici, din clasa celor de autocamion, care reprezintă domeniul principal de utilizare a răcirii prin stropire, se poate conta pe căderi de temperatură de pînă la  $20$  grade în canalul segmentului superior,  $\alpha_{nec.}$  putînd prezenta valori locale de pînă la  $2000 \text{ W/m}^2\text{grad}$  /24/. La stropirea prin duză

plasată în capul bielei, debitul de ulei este limitat de rezistențele mari de curgere, la 2,5 ... 4,0 l/kW h (debit specific de ulei, raportat la puterea pe cilindru). Această cifră crește la 6 ... 11 l/kW h pentru duzele fixate pe carter.

Răcire forțată a pistonului se poate realiza printr-o serpentină integrată în piston, străbătută de ulei, cu un debit specific de aproximativ 6 l/kW h. Pentru curgerea turbulentă în serpentină, se poate lucra cu relațiile cunoscute de transfer de căldură, de exemplu cea indicată de Krausold, iar pentru curgerea laminară se poate utiliza relația dată de Hausser în [191]:

$$Nu = 3,65 + \frac{0,0668 Re Pr (d/L)}{1 + 0,045 (Re Pr \frac{d}{L})^{2/3}} \quad (2.10.)$$

Cu aceasta, în figura 2.4. se prezintă variația cifrei

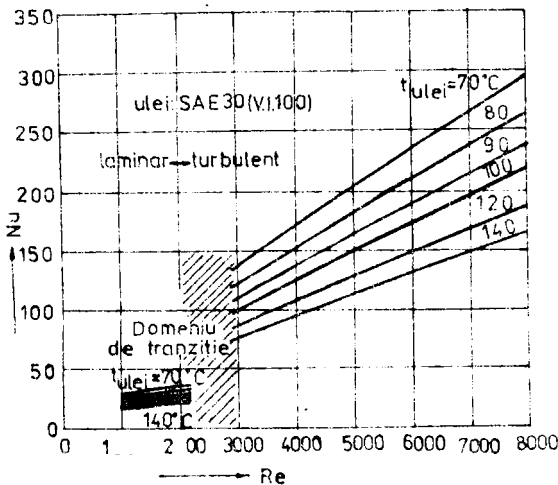


Fig. 2.4. Schimbul de căldură la curgerea laminară, respectiv turbulentă, pentru un ulei de motor SAE 30

Nusselt în funcție de Reynolds, la un raport  $L/d = 100$ , pentru un ulei de motor SAE 30. Pentru un diametru de conductă  $d = 60$  mm, coeficienții de transfer de căldură în funcție de debitul de ulei  $\dot{V}_{ulei}$  în l/min, rezultă din figura 2.5. Se observă că la debit. uzuale, sub 10 l/min, o mare parte a schimbului de căldură are loc, funcție de temperatură, în zona de tranziție dintre curgerea laminară

și cea turbulentă.

Trebuie să avem în vedere că se poate conta pe o ser-

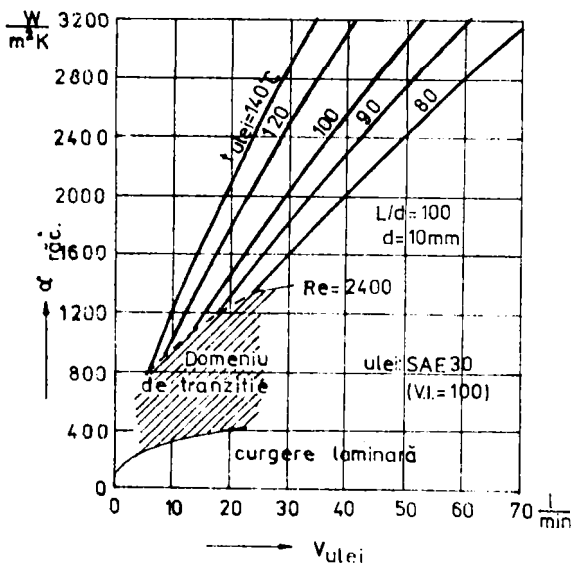


Fig. 2.5. Coeficienții de transfer de căldură  $\alpha_{\text{loc}}$  pentru curgerea în țevă, la utilizarea unui ulei de motor SAE 30

pentră complet umplută cu ulei, începând cu circa 4 l/min. În cazul când secțiunea de curgere nu este utilizată complet, legitățile de curgere în țevi sînt ecilipante de fenomenele din cazul răcirii pendulare sau "Shaker". În această situație, viteza de curgere își pierde importanța comparativ cu cea a curgerii pendulare, cossată de viteza medie a pistonului, îndeosebi la pistoanele cu canal de răcire și cele asamblate, la care se întîlnește o creștere pronunțată a secțiunii transversale de curgere.

Cu această curgere prin pendulare se pot atinge, în cazul răcirii cu ulei, coeficienți de transfer de căldură  $\alpha_{\text{loc}}$  2000 ... 4000 W/m<sup>2</sup>grd /115, 144/.

Cercetări sistematice ale acestui efect de răcire au fost efectuate de către Bush și London /122/ și French /47/. Bush și London au găsit următoarea dependență a cifrei Nusselt, pentru fluide cu  $Pr > 0,5$

$$Nu = 0,99 Re^{0,57} Pr^{0,29} \left(\frac{d_0}{L}\right)^{0,24} \quad (2.11.)$$

Cu parametru geometric de referință pentru cifrele Nusselt și Reynolds, se utilizează diametrul echivalent  $d_0$ , definit astfel

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} A_{r0}} \quad (2.12.)$$

unde  $A_{r\ddot{a}c}$  reprezintă suprafața de bază a spațiului de răcire, perpendiculară pe direcția axei pistonului.

În domeniul cuprins între 10 ... 90% umplere a volumului, Bush nu a putut constata o dependență de gradul de umplere. Cu toate acestea, se recomandă umpleri de 20 ... 30%.

În figura 2.6., se face prezentarea grafică a relației

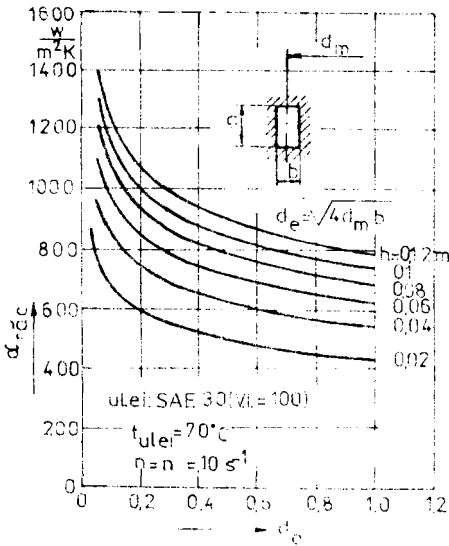


Fig. 2.6. Coeficienți de transfer de căldură  $\alpha_{r\ddot{a}c}$  la răcirea pendulară cu ulei de motor, după Bush și London

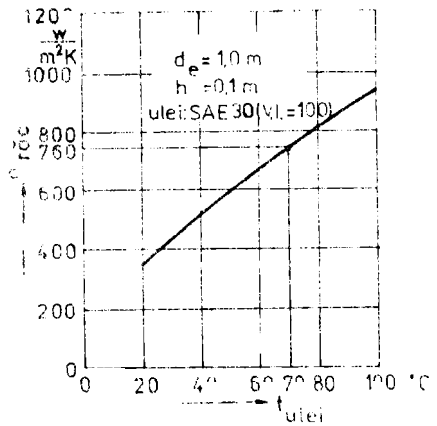


Fig. 2.7. Influența temperaturii asupra schimbului de căldură la răcirea pendulară, pentru ulei de motor SAE 30

2.11., pentru un ulei SAE 30, iar în figura 2.7., influența temperaturii asupra schimbului de căldură. Rezultatele obținute de Bush și London, în condiții idealizate, sînt confirmate în mare măsură de încercările efectuate pe modele de piston.

Figura 2.8. prezintă comparativ rezultatele unei cercetări efectuate pe un stand de probă, pentru pistoane și valorile calculate cu relația 2.11. Diferențele se explică pe de o parte prin caracteristicile apreciate ale materialelor și pe de alta

prin viteza medie a pistonului cu care s-a experimentat, de 4,2 m/s, care este superioară vitezei de 2,7 m/s, indicată ca limită de valabilitate pentru relația 2.11./166/. Se mai observă o mare

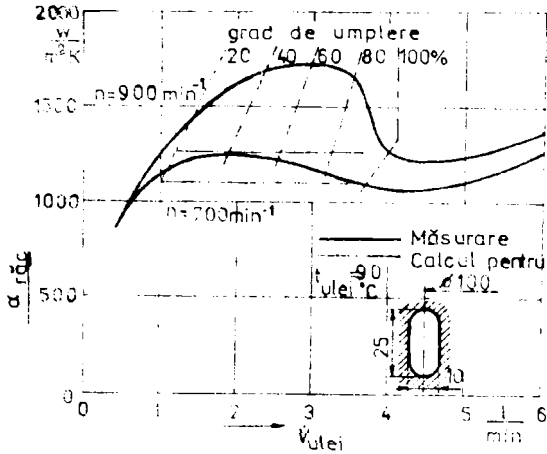


Fig. 2.8. Comparație între coeficientul de transfer de căldură măsurat pe un stand de simulare a răcirii pendulare, cu valorile calculate

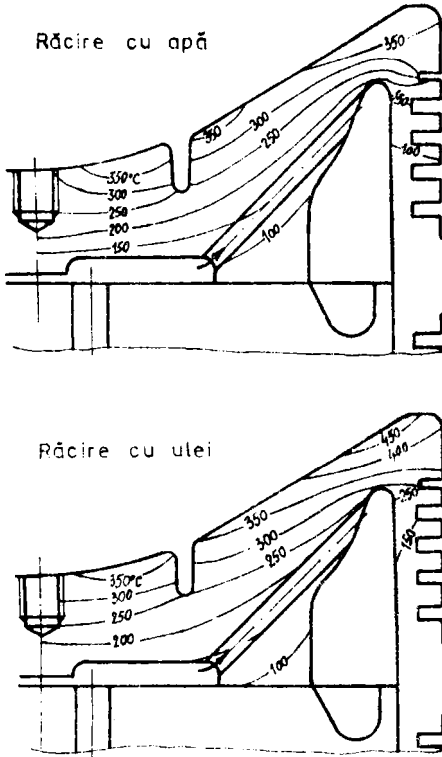
procedeu usual la motoarele in doi timpi, mari. In acest fel, schimbul de căldură pe partea de răcire a pistonului se intensifică datorită capacității termice mai ridicate a apei. Figura 2.9. prezintă temperaturile măsurate la un motor Diesel cu pistonul răcit cu apă, respectiv ulei și cimpurile de temperatură aferente /23/.

In cazul răcirii cu ulei, temperaturile la suprafața pistonului in contact cu gazele sînt cu circa 100 grade mai înalte decît la răcirea cu apă, acestea putînd conduce la dificultăți cauzate de formarea de depuneri din ulei, care pot fi prevenite prin alegerea unor viteze de curgere mai ridicate pentru ulei. Prin aceasta, debitul de ulei, care reprezintă deja circa dublul celui de apă de răcire, trebuie majorat și mai mult, fapt ce reclamă puteri

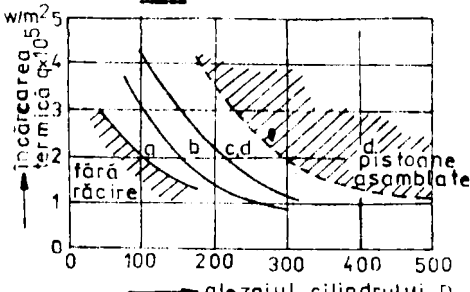
îf. u. t. g. o. u. de umplere la turații mai ridicate, care depinde și de modul de aducțiune a uleiului. Indicații referitoare la soluțiile constructive răcite forțat și egale e posibilitățile de aducțiune a uleiului de răcire se găsesc, printre altele, în lucrările /20, 82, 102, 132, 135, 166/.

In încheiere, trebuie să amintim utilizarea apei in locul uleiului pentru răcirea pistonelor,





**Fig. 2.9. Solicitarea termică a pistonului unui motor Diesel în doi timpi, în cazul răcirii cu apă, respectiv ulei, pentru  $p_0 = 8,4$  bar și  $n = 112$  min<sup>-1</sup>**

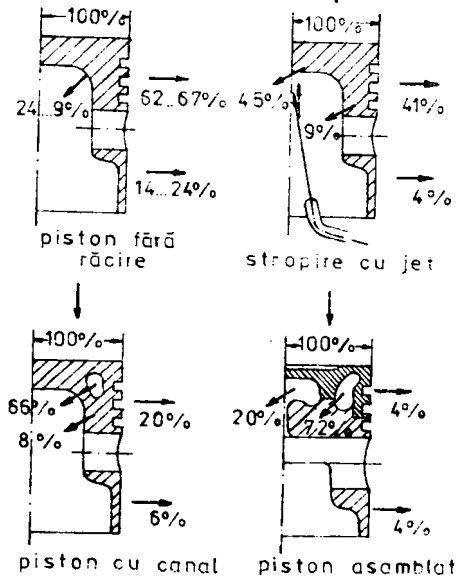


**Fig. 2.10. Utilizarea pistonelor răcite, în funcție de mărimea și încălzirea termică**

de antrenare a pompei și suprafețe de schimb de căldură mai mari.

Limitele de utilizare ale diferitelor soluții constructive la pistoane, în funcție de alezajul cilindrului și a încălzirii termice, sunt prezentate în figura 2.10. /82/

Evident, fiecare influențează câmpul de temperaturi și distribuția evacuării căldurii de la piston. În figura 2.11. se prezintă bilanțul termic pentru diferite construcții de pistoane /20, 133/.



**2.11. Bilanțul termic al pistonelor fără și cu răcire**

### 2.3. Concluzii asupra stadiului actual al cercetărilor

Complexitatea și numărul relativ mare de mărimi care caracterizează transferul de căldură de la gaze la pereții camerei de ardere și, în special, variația rapidă în timp a acestor mărimi, fac dificil calculul căldurii transmise pereților pe ciclu.

Transferul de căldură în interiorul motoarelor cu ardere internă este un proces complex, cu detalii care nu sînt încă pe deplin lămurite. Astfel, transferul de căldură datorat convecției forțate depinde în principal de factorii hidrodinamici, încă se cunosc foarte puțin despre structura fluxului de gaz care rămîne în cilindru după aspirație, intensitatea și spectrul turbulenței datorită curgerii sau turbulența suplimentară cauzată de arderea însăși.

Transferul de căldură datorat radiației poate fi împărțit în două părți: radiația gazului și a flăcării. Dacă concentrația momentară a produselor de ardere este cunoscută, atunci radiația gazului poate fi calculată într-un mod relativ exact. Intensitatea radiației flăcării depinde de concentrația particulelor de carbon în acestea, de volumul relativ de flăcără în camera de ardere și de durata procesului de ardere. În același timp, se cunosc puțin despre structura flăcării și mecanismul formării particulelor de carbon.

În consecință, despre transferul de căldură în camera de ardere a motoarelor cu ardere internă există mai puține cunoștințe decît despre transferul de căldură în general.

În urma analizei cercetărilor efectuate în domeniul transferului de căldură în camera de ardere a motorului, se constată tendința generală de a descrie procesul transferului de căldură la pereți cu ecuația de transfer prin convecție:

$$Q = \int_0^{\tau} \alpha_g A (T_g - T_p) d\tau \quad (2.13.)$$

în care:  $Q$  - cantitatea de căldură transmisă pereților camerei de ardere în intervalul de timp  $0 \dots \tau$ ;

$\alpha_g$  - coeficientul de transfer prin convecție, de la gaze la pereții camerei de ardere;

$A$  - suprafața totală de schimb de căldură;

$T_g, T_p$  - temperaturile gazelor în camera de ardere, respectiv a pereților acesteia.

Integrarea ecuației 2.13. reprezintă o problemă extrem de dificilă, avînd în vedere faptul că toți parametri conținuți sub semnul integralei sînt funcții de timp și spațiu.

Ca urmare a experimentărilor efectuate în instalații speciale și pe motoare în funcțiune, s-au făcut încercări de a descrie influențele presiunii, temperaturii și vitezei gazelor asupra coeficientului de transfer de căldură  $\alpha_g$ . Relațiile de calcul pentru acest coeficient sînt limitate de următoarele ipoteze:

- exprimarea vitezei gazelor în cilindru prin viteza medie a pistonului;
- imposibilitatea determinării intensității turbionării gazelor în faza de ardere, a celei rezonante la aspirație și comprimare;
- evaluarea temperaturii pereților camerei de ardere;
- evaluarea temperaturii gazelor.

Drept urmare, rezultatele obținute de diferiți cercetători la determinarea coeficientului de transfer de căldură sînt diferite.

Variația temperaturii gazelor din cilindru, pe durata unui ciclu, se stabilește cu ajutorul ecuației de stare a gazelor, pe baza diagramei indicate a ciclului. Pentru calculul unui coeficient de transfer mediu pe ciclu, temperatura gazelor din relația 2.13. se consideră că reprezintă valoarea medie pe ciclu.

În pereții camerei de ardere se produc oscilații de temperatură, care se amortizează după o funcție exponențială de-a lungul unui milimetru la motoarele rapide și după 4 ... 5 mm la motoarele lente /58, 115, 125/. Temperaturile pieselor care mărginesc camera de ardere variază în limite apreciabile. Cercetările privind transferul de căldură, în camera de ardere, evidențiază două tendințe în evaluarea acestor temperaturi: considerarea unei temperaturi medii a pereților camerei și adaptarea ca valoare de referință a temperaturii unei piese componente. Prima ipo-

teză conduce la un coeficient mediu de transfer de căldură în camera de ardere care, evident, nu poate descrie condițiile de transfer de căldură în zone diferite ale camerei. Prin restrângerea domeniului de investigație conform celei de a doua ipoteze, rezultatele sînt mai apropiate de situația reală.

Majoritatea cercetărilor privind transferul de căldură în camera de ardere acordă prioritate convecției, însă în ultimul timp se manifestă tendința de a lua în considerare și efectele radiației gazelor și a flăcărilor. Rezultatele obținute de unele cercetări pun în evidență valori importante ale căldurii transferate prin radiație (20 ... 30% din valoarea căldurii totale). Diferențele apreciabile în evaluarea cantității de căldură transmisă prin radiație, din căldura totală transferată în camera de ardere, se explică prin metode de investigație specifice fiecărui autor. (tipul de motor, aparatura utilizată și procedeul de calcul propus, conținând parametri sau constante determinate corespunzător condițiilor de experimentare).

Ca urmare a analizei efectuate, se desprind următoarele concluzii:

- Calculul transferului de căldură în camera de ardere este descris de un număr mare de relații, aplicate fiecărui anumit tip de motor, prin introducerea unor coeficienți determinați experimental. Aceste relații sînt valabile pentru domeniul limitat în care s-au efectuat încercările, deci nu sînt susceptibile de generalizare.

- Din punct de vedere al formulării matematice a transferului de căldură, în diferite zone ale camerei de ardere este necesară determinarea unui coeficient local de transfer. Analiza teoretică a procesului este deosebit de dificilă, deoarece nu se cunosc condițiile limită la periferia geometrică a pieselor. Nici în acest caz nu este posibilă generalizarea unor relații de calcul.

- Calculul procesului de transfer de căldură se complică considerabil dacă se ia în considerare radiația gazelor și flăcării în camera de ardere, atît din punctul de vedere al participațiilor cantităților de căldură transmise prin convecție și radiație în cantitatea totală de căldură transferată, cît și în calculul coeficientului de transfer de căldură prin radiație.

- Având în vedere imposibilitatea aplicării unor formule generale de calcul pentru transferul de căldură în camera de ardere, conform cauzelor enumerate studiul schimbului de căldură trebuie orientat în direcția cercetării experimentale prin determinarea condițiilor de transfer la limita geometrică a pieselor care mărginesc camera de ardere.

Analizând cercetările asupra transferului de căldură pe partea gazului, la pistoane se remarcă faptul că numărul lucrărilor publicate este relativ redus. Investigațiile în acest domeniu s-au dezvoltat în ultimii ani ca urmare a introducerii pistoanelor compuse, soluție dictată de solicitările termice din ce în ce mai mari care însoțesc creșterea performanțelor motoarelor. Se remarcă particularizarea studiului experimental pe tipuri de motoare, cercetările având ca obiectiv reducerea solicitărilor termice, prin îmbunătățirea condițiilor de transfer de căldură.

Analiza teoretică a transferului de căldură la piston este deficitară din punctul de vedere al evaluării căldurii care trece prin piston, din cantitatea totală de căldură dezvoltată în camera de ardere, al precizării condițiilor limită și al generalizării rezultatelor obținute de diferiți cercetători.

Pentru schimbul de căldură de la piston la cămășa de cilindru, literatura oferă puține indicații /133/. Fluxul de căldură de la piston la segmenti, apoi la peretele cilindrului, este foarte greu de sesizat cantitativ, astfel că temperaturile la segmenti și cămășa de cilindru trebuie măsurate cu o precizie de fracțiuni de grad /115/, de asemenea trebuie să se țină cont și de pelicula de ulei.

În cazul schimbului de căldură de la mantoaia pistonului la peretele cămășii de cilindru, apare un strat rău conductor de căldură, de grosime și conductibilitate termică necunoscute; este vorba de un film de lubrefiant și o pernă de gaz cu presiune variabilă.

Pentru schimbul de căldură dintre piston și mediul de răcire, literatura oferă multe informații. Ca măsură a transferului de căldură este folosit criteriul de similitudine Nusselt  $Nu = \alpha d / \lambda$ , unde  $\alpha$  este coeficientul de transfer de căldură,  $\lambda$

coeficientul de conductivitate termică a fluidului, iar  $d$  diametrul țevii (în cazul serpentinelor tubulare) sau diametrul echivalent (în cazul spațiilor de răcire de altă formă).

Având în vedere dificultățile expuse mai sus, se apreciază că singura cale posibilă pentru a dobândi cunoștințe suplimentare în acest domeniu este dezvoltarea continuă a cercetării experimentale, combinată cu metode moderne de stabilire a câmpului de temperaturi din piston.

### 3. METODE DE CERCETARE A SCHIMBULUI DE CALDURA LA PISTOANELE MOTOARELOR DIESEL

La cercetările asupra solicitărilor termice ale motoarelor, temperatura unei piese oferă indicații legate de solicitarea termică admisibilă, pe baza unor valori rezultate din practică. Solicitarea termică poate fi stabilită prin cunoașterea, pe lângă temperatura peretelui și a gazului, a coeficientului de transfer de căldură. Aceștia sînt parametri termici care interesează la o cercetare experimentală a schimbului de căldură, pe partea gazelor, în motoarele cu ardere internă.

Măsurarea temperaturii staționare la pereți pe partea gazelor, se face cu traductoare de temperatură cu inerție. Pentru accența, se utilizează, cu mici excepții, termoelementele. Măsurarea propriuzisă cu acestea este lipsită de probleme, dificultățile apărînd însă la realizarea lipiturilor, a conductoarelor și a joncțiunilor necesare. Amănunte despre măsurarea temperaturii peretilor camerei de ardere cu ajutorul termoelementelor au fost comunicate în /70, 111, 146, 147, 186/.

Măsurarea temperaturii pistonului este oarecum deosebită datorită dificultăților ce apar la transmiterea valorii măsurate.

\* În plus, traductorul și legăturile acestuia sînt supuse în forțe masice și de aceea trebuie fixate de piston. Datorită preciziei ridicate și a simplității în utilizare, folosirea termoelementelor ca traductori apare și în acest caz practicabilă. O măsurare continuă a temperaturii pistonului, ca în cazul celorlalți pereți ai camerei

de ardere, conduce la dificultăți deosebite în cazul motorului în funcțiune, deoarece legăturile la lipitură, nu și aparatul de măsură, sînt și ele în mișcare. Rezolvarea lor a fost prezentată în /130, 133/.

Pentru a evita soluția greoaie prezentată mai sus, se utilizează deseori metode cu contact discontinuu. De obicei, este suficient un contact corespunzător la  $\pm 25^{\circ}$ R.A.C. în jurul punctului mort exterior. Această metodă este prezentată în /140/. Dificultățile legate de metoda prin contacte pot fi evitate cu ajutorul unui procedeu fără contacte, care lucrează pe bază de semiconductoare și transmiterea inductivă a parametrilor măsurați la piston, la sistemul fix /39, 150/. În comparație cu metodele anterioare, nici elementele de transmisie sînt fără uzură, iar ca traductor de temperatură se folosesc rezistențele NTC, care pot funcționa corect pe motor pînă la 5000 de ore. O altă metodă de măsură fără contacte o reprezintă transmiterea telemetrică a parametrului măsurat, semnalul fiind transmis la un receptor plasat în exteriorul motorului, prin intermediul unui emițător local mobil. Amănunte tehnice legate de telemetrie se găsesc, printre altele, în /35, 130, 165, 176/.

Aprecierea temperaturii gazului de lucru din motoarele cu ardere internă este o problemă dificilă și în prezent din punct de vedere al tehnicii de măsură. Metodele uzuale de măsură, bazate pe contactul traductorului de măsură cu mediul, nu pot fi aplicate în acest caz, din diferite motive. Pe de o parte, ele realizează o măsurare punctiformă, care nu determină temperatura reală din camera de ardere. Pe de altă, o indicare fără inerție a modificărilor de temperatură în timp, reclamă un traductor cu masa foarte mică, de unde rezultă probleme de ordin strict mecanic. Dificultățile prezentate pot fi evitate prin intermediul procedeelor de măsură a temperaturii fără contact. Pînă în prezent, s-au utilizat metodele pirimetrice sau spectroscopice și cele acustice. În timpul comprimării și destinderii, în spațiul de lucru al motorului se poate conta pe o distribuție uniformă a temperaturii, cu valori sub  $1600^{\circ}$ K. În timpul arderii apar diferențe locale im-

portante prin formarea eterogenă a amestecului, temperaturile putând atinge 2800°K sau mai mult. Nici unul din procedeele enumerate nu este capabil să controleze ambele domenii de temperatură, fapt ce constituie un dezavantaj important în cazul unor cercetări de schimb de căldură, în care se adaugă problemele de tehnica măsurării și a aparaturii necesare. Procedeu acustic, care utilizează pentru măsurare dependența temperaturii de viteza sunetului, nu poate fi folosit în timpul arderii, în timp ce metodele pirometrice și spectrometrice nu dau măriri corecte în zona temperaturilor joase /115, 144, 145/.

La cercetările pe motoare, se practică în mod uzual măsurarea variației de presiune și se determină prin calcul, cu ajutorul ecuației de stare a gazului, temperatura volumului de gaz din cilindru, în o anumită poziție cunoscută a pistonului, cu relația:

$$T_g = \frac{p_g V_g}{m_g R} \quad (3.1.)$$

Pe lângă presiunea  $p_g$ , variabilă în timp și cilindrul  $V_g$ , calculată din geometria motorului și masa gazelor din cilindru  $m_g$  este dependentă de unghiul de rotație arbore cotit, respectiv de timp. Masa este constantă în motoare doar în timpul comprimării, arderii și destinderii. În cazul motoarelor Diesel, trebuie luată în considerare și cantitatea de combustibil injectată în timpul arderii. Pentru durata schimbului de încălzire, masa gazelor poate fi stabilită printr-un calcul pas cu pas, din care rezultă și masa de gaze la începutul comprimării. Această masă poate fi calculată cu aproximație în momentul "admisiei închise" cu relația 3.1., dacă se cunoaște temperatura gazului la sfârșitul schimbului de încălzire, cu relațiile indicate de Zopf /178/ și Pullaty /21/.

Temperatura stabilită cu relația 3.1. reprezintă o valoare medie pentru masa de gaze din spațiul de lucru și precu pune că aceasta se află într-o stare de echilibru termodinamic.

Pentru cercetarea schimbului de căldură în motorul cu ardere internă rășine, deci, ca unică posibilitate utilă, calculul temperaturii gazului cu relația 3.1. Prin utilizarea calculatoare-



lor electronice, nu mai există dificultăți la rezolvarea ecuațiilor diferențiale ce descriu modificarea parametrilor de stare ai gazului de lucru, funcție de unghiul de rotație arbore cotit și calculul temperaturii medii masice din variația măsurată a presiunii /90, 169/. Dacă se pune problema studierii separate a influenței radiației gazelor și flăcărilor asupra schimbului de căldură, trebuie să se apeleze la procedeele spectroscopice, prezentate de exemplu în /2, 31, 44, 86, 101, 107, 138, 159/.

Cu procedeu de stabilire a coeficienților de transfer de căldură, se cunosc procedee analitice și experimentale.

Procedeele analitice utilizează legitățile stratului limită. Transferul de căldură în motor (cu excepția radiației), este strâns legat de condițiile curgerii masei de gaz închisă în spațiul de lucru. În imediata vecinătate a peretelui, viteza gazului tinde la zero. Viteza nu crește în salturi, de la valoarea zero la perete, la cea din curentul de fluid, astfel încât în vecinătatea peretelui trebuie să existe un strat limită laminar, care trece apoi în unul turbulent, la majorarea distanței față de perete. În imediata vecinătate a peretelui, în stratul limită laminar, are loc un transfer de căldură la perete prin conducție și, utilizând legea lui Fourier a conducției termice în stratul limită, avem relația coeficientului de transfer de căldură:

$$\alpha = -\lambda \frac{\left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_p}{T_p - T_g} \quad (3.2.)$$

Coefficientul de transfer de căldură  $\alpha$  nu depinde numai de coeficientul de conductivitate termică a stratului limită și de temperatura peretelui și a gazului, ci și de grosimea stratului limită, adică de condițiile de curgere.

O apreciere prin calcul a coeficienților de transfer de căldură cu relația 3.2. implică stabilirea temperaturii în stratul limită. Pentru cazuri simple și condiții de contur clare, este posibilă efectuarea calculului cu suficientă precizie. Spre deosebire de situația unei țevi, parcursă de un fluid în regim staționar, la motorul cu ardere internă se manifestă o complexitate

a măsurilor ce influențează fenomenele de schimb de căldură, încât încercarea de stabilire analitică a coeficienților de transfer a căldurii reclame simplificări majore. Astfel, în cazul vitezei de curgere a gazului în spațiul de lucru a unui motor, mărimea și variația ei în spațiu și timp nu pot fi determinate. Eberle /30/ și Elser /36/ precum aprecierile legate de fenomenele din stratul limită, efectuate de Mader /87/, Herzfeld /62/ și Pfrim /117/ și dezvoltă relații pentru schimbul de căldură nestaționar din camera de ardere. Acestui proces i se suprapun influența convecției și cea a transferului de căldură prin radiație. Procedeele pur analitice pot da numai indicații calitative, în timp ce încercările experimentale pe motor dau indicații practice asupra fenomenelor de schimb de căldură.

Stabilirea experimentală a coeficientului de transfer de căldură prin convecție  $\alpha_g$  pe partea gazului, se face cu ajutorul relației (vezi și figura 3.1.):

$$\alpha_g = \frac{Q}{A_p} \frac{1}{T_g - T_p} \quad (3.3.)$$

unde valorile  $T_g$ ,  $Q$ ,  $\alpha_g$  și  $T_p$  sînt mărimi nestaționare. Pînă în prezent, măsurarea temperaturii rapid variabilă a gazului din cilindru  $T_g$  nu s-a putut face /3/. De aceea, trebuie să se apeleze la o determinare indirectă a acestora din diagramele indicate ridicate, prin intermediul ecuațiilor termice de stare /76/. Temperatura peretelui în contact cu gazul  $T_p$  se modifică periodic, dar variază pe ciclu doar cu 15 ... 30 grade, astfel încît utilizarea unei valori medii constante este admisibilă /115, 144/. Stabilirea experimentală a fluxului de căldură  $Q$  se poate face fie prin măsurarea cantității de căldură cedată de fluidul motor, fie a celei preluate de fluidul de răcire (metoda bilanțului termic) sau prin măsurarea gradientilor de temperatură locali în piesă.

Gradientii de temperatură variabili în timp pot fi apreciați nemijlocit la suprafața pereților (metoda temperaturii superficiale), ceea ce presupune însă un câmp de temperaturi unidimensional. Gradientii de temperatură staționari se stabilesc în

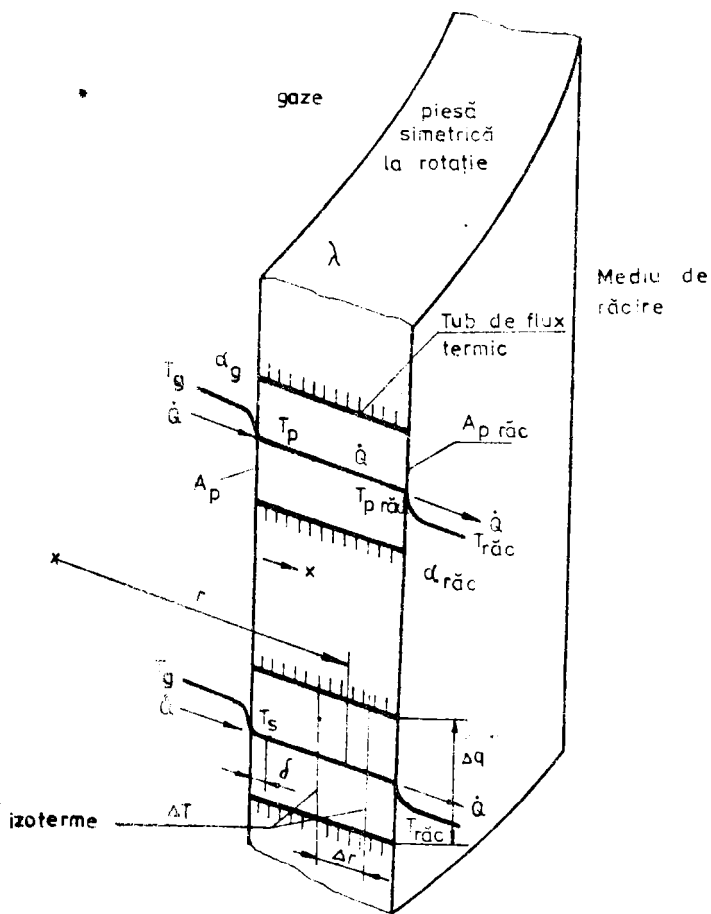


Fig. 3.1. Schema determinării experimentale a fluxului de căldură

interiorul piesei (metoda cimpului de temperaturi); în acest caz și în situația că există suficient de multe valori măsurate, compatibile să definească cimpul de temperaturi în mod satisfăcător, aceasta nu mai trebuie să fie unidimensional.

### 3.1. Metoda bilanțului termic

La această metodă se întocmește bilanțul termic al motorului /36, 113, 172/. El poate cuprinde fie căldura cedată de fluidul motor la pereții camerei de ardere, fie cea cedată de aceștia către mediul de răcire. Măsurarea oferă valoarea integrată a căldurii transmisă de către gaz la pereți, într-un ciclu motor. Nu se pot obține însă informații despre evoluția în timp a fluxului de căldură.

Pentru a se obține totuși cu metoda bilanțului termic un coeficient de transfer a căldurii variabil în timp, trebuie să calculăm printr-o relație potrivită  $\alpha_g = f(\varphi)$  și, prin integrare peste un ciclu motor, se obține fluxul incident la piesă, rezultat din prelucrarea diagramei indicate. Constantele și exponenții necunoscuți din ecuația aleasă se modifică până când, pentru toate regimurile de funcționare cercetate, densitatea medie a fluxului de căldură măsurată devine identică cu cea calculată. Coeficientul de transfer de căldură astfel determinat se referă la întreaga suprafață a camerei de ardere, fiind o valoare medie locală.

### 3.2. Metoda temperaturii superficiale

Această metodă se bazează pe stabilirea fluxului de căldură prin determinarea gradientului de temperatură care se instalează la suprafața imediată a organelor motor /34, 65, 133/:

$$\dot{q} = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} \quad (3.4.)$$

În situația că temperatura la suprafață variază periodic, gradientul de temperatură într-un câmp unidimensional, constă dintr-o parte staționară și una nestaționară:

$$\left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} = -\frac{q_m}{\lambda} + \sum_1 \sqrt{\frac{i\omega}{2\pi}} \left[ (B_1 - A_1) \sin i\omega\tau + (B_1 + A_1) \cos i\omega\tau \right] \quad (3.5.)$$

Pe lângă două temperaturi staționare, ce se instalează la distanța bine definită  $\xi$ , trebuie să se măsoare cît mai aproape de suprafață temperatură periodic variabilă. Coeficienții necunoscuți  $A_1$  și  $B_1$  din partea nestaționară, sînt determinați prin analiză armonică, din temperatura superficială măsurată, variabilă în timp:

$$t_p(x=0) = t_m + \sum_1 (A_1 \sin i\omega\tau + B_1 \cos i\omega\tau) \quad (3.6.)$$

Deja în anii treizeci, Michelberg și colaboratorii au utilizat metoda temperaturii superficiale la stabilirea coeficienților locali de transfer de căldură /28, 33, 36, 65, 133/. Tehnicile de măsurare de atunci nu au permis încă aprecierea temperaturilor superficiale reale și s-au sesizat doar modificări de temperatură într-o zonă apropiată de suprafață. În prezent, se utilizează pentru aceasta termoelementele de suprafață, a căror lipitură constă dintr-un strat de cîtiva microni de nichel, aplicat pe suprafață, care formează legătura dintre un bloc crom-nichel și o sîrmă de nichel, amplasată concentric și izolată față de aceasta. Schema constructivă a unui termoelement de suprafață este prezentată în figura 3.2. Strict teoretic, o plăcuță cu

cu grosimea de  $1/\mu\text{m}$ , corespunde unei constante de timp de o microsecundă. Dimensiunile exterioare sînt cuprinse între  $\phi 0,3 \dots 2,8$  mm, astfel că se pot amplasa în locuri greu accesibile în motor. Termoelementul este legat la un osciloscop, iar indicațiile sînt raportate la poziția momentană a pistonului /124/. Arătăm-te despre cercetările pe motoare cu ardere internă prin folosirea termoelemen-

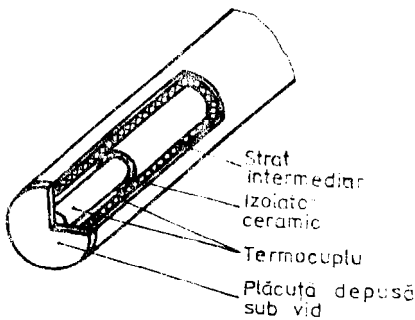


Fig. 3.2. Schema constructivă a unui termoelement de suprafață

tolor de suprafață sînt comunicate în/11, 97, 106, 108, 124, 187/. Această metodă se propune pentru stabilirea coeficienților de transfer de căldură locali, variabili în timp. Pentru obținerea unei valori medii locale reprezentative, trebuie să se fixeze în piesa studiată un număr mare de termoclemente de suprafață.

### 3.3. Metoda câmpului de temperaturi

Această metodă se bazează pe determinarea câmpului staționar de temperaturi multidimensional în piesă. Se instalează un număr mare de termoclemente în piesă, se execută măsurări pe motor, apoi se determină cît mai exact câmpul staționar de temperaturi, prin electroanalogie sau procedee numerice.

În continuare, se trasează liniile de flux termic corespunzătoare și tuburile termice, limitate fiecare de două linii de flux termic, pînă la intersecția lor cu limita piesei; fluxul de căldură  $\dot{Q}$  prin fiecare tub termic, se poate calcula, în piesele axisimetrice (figura 3.1.), cu relația următoare:

$$\dot{Q} = \lambda 2\pi r \frac{\Delta z}{\Delta r} \Delta T \quad (3.7.)$$

unde:  $r$  - raza medie a tubului termic;

$\Delta r$  - lățimea tubului termic;

$\Delta z$  - distanța dintre două izoterme;

$\Delta T$  - diferența de temperaturi a celor două izoterme.

Deoarece în această metodă, schimbul de căldură se consideră a fi staționar, coeficientul de transfer de căldură astfel determinat este o valoare medie în timp, locală. Cu această metodă se pot determina coeficienții de transfer de căldură locali pe întreaga suprafață a piesei, adică atât pe partea gazului, cît și pe cea a mediului de răcire, în timp ce metoda bilanțului termic și cea a temperaturii superficiale, oferă o valoare variabilă în timp a acestui coeficient doar pe partea gazului.

Variațiile de temperaturi la suprafața camerei de ardere, cauzate de variația pronunțată a valorilor temperaturii gazului  $T_g$  și coeficientului de transfer de căldură  $\alpha_g$ , se amortizează foarte rapid spre interior /115, 144/, așa încît schimbul de căldură pe partea fluidului de răcire poate fi tratat ca o problemă staționară,

cu excepția acestuia la piesele cu mișcare rapidă ca pistonul, segmenții și supapele.

Pentru determinarea coeficientului de transfer de căldură pe partea mediului de răcire (figura 3.1.), se utilizează o relație analogă cu 3.3., de formă:

$$\alpha_{r\ddot{c}i} = \frac{Q}{A \cdot p_{\cdot r\ddot{c}i.}} \cdot \frac{1}{T_{p_{\cdot r\ddot{c}i.}} - T_{r\ddot{c}i.}} \quad (3.8.)$$

unde densitatea fluxului termic  $Q/A$  se calculează din căldura preluată de mediul de răcire /77, 114/ sau din fluxul termic cunoscut într-un tub termic al piesei /26, 133, 149/.

### 3.4. Metoda utilizată la efectuarea cercetării

În această lucrare s-a determinat schimbul de căldură la pistonul unui motor Diesel rapid. Coeficienții de transfer de căldură locali pe partea gazului și a mediului de răcire pentru piston (piesă simetrică la rotație), s-au stabilit cu ajutorul metodei câmpului de temperaturi. Ca termen de comparație este disponibil coeficientul mediu de transfer de căldură pe partea gazului de lucru, obținut cu relația lui Woschni /172/, din prelucrarea diagramei indicate ridicate pe motor.

Pentru măsurarea temperaturilor în piston s-au folosit termocuple cromel - alumel de tipul ZABAC 0,5, cu manta de 60,5 mm din oțel inoxidabil (fabricație S.A.E.R.N. Suresnes, Franța), iar temperatura medie a gazelor din cilindru a fost determinată prin intermediul scutiilor termice de stare, din diagrama indicată ridicată pe motor.

Pentru rezolvarea unei de cercetare, s-au parcurs următoarele etape:

1. Măsurarea parametrilor funcționali ai motorului, simultan cu cît mai multe temperaturi staționare în peretii camerei de ardere.
2. Calculul schimbului de căldură din camera de ardere cu relația lui Woschni. Plecînd de la diagrama indicată ridicată pe motor,

se calculează temperatura medie a gazelor, coeficientul mediu de transfer de căldură și cantitatea de căldură cedată peretilor (piston, chiulnași și cămășa de cilindru).

3. Evaluarea schimbului de căldură la piston cu metoda câmpului de temperaturi rezolvat cu elemente finite. Prin iterații, folosind temperaturile măsurate în piston, se determină coeficienții locali de schimb de căldură pe partea gazelor și coeficientul mediu, măsurat, de transfer de căldură, care se compară cu coeficientul mediu de transfer de căldură, calculat în punctul anterior. După evaluarea câmpului de temperaturi din piston și determinarea coeficienților locali de schimb de căldură, se efectuează bilanțul termic pe piston.
4. Compararea rezultatelor obținute prin cele două metode, calcul și măsurări.

#### 4. REZULTATELE CALCULULUI SCHIMBULUI DE CALDURA LA PISTON

Relațiile de calcul pentru schimbul de căldură pe partea gazului au fost stabilite în diferite perioade, ipoteze simplificatoare și sisteme de măsură. Aceste relații se împart în două grupe. Prima grupă are ca origine un tip de relație comunicată de Nusselt în 1923, aplicabilă în domeniul motoarelor cu ardere internă. A doua grupă se bazează pe teoria similitudinii, dezvoltată tot de Nusselt, în anii 1910 - 1915, pentru schimbul de căldură.

În prezenta lucrare s-a folosit relația lui Voschni /172/, datorită faptului că în literatură se găsesc coeficienții necorespunzător stabiliți de acesta pentru un motor similar cu cel studiat /24, 175/.

Cu relația lui Voschni /172/, a fost calculat fluxul de căldură de la gaze la piston și comparat cu cel determinat din câmpul de temperaturi măsurate în piston. Câmpul de temperaturi din piston a fost rezolvat cu metoda elementelor finite /64/, în ipoteza existenței câmpurilor termice simetrice la rotație.



#### 4.1. Considerații teoretice și ipoteze de calcul

Woschni a dezvoltat și comunicat între anii 1965 și 1970 trei relații. Aceste relații au rămas neschimbate, în forma lor de bază /168, 171, 172/. El a pornit în mod sistematic de la relațiile teoriei similitudinii, găsite de Nusselt pentru schimbul de căldură într-o țevă parcursă de un fluid. Acest schimb de căldură a fost prezentat prin criteriile  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ , precum și prin mărimile geometrice diametrul țevii  $d$  și lungimea ei  $l$ :

$$Nu = f(Re, Pr, d/l) \quad (4.1.)$$

În mărimile caracteristice enumerate sînt conținute, după cum se știe, proprietăți ale fluidului, coeficientul de conductivitate termică  $\lambda$ , viscozitatea dinamică  $\eta$ , căldura specifică  $c$  și densitatea  $\rho$ , care pot fi aduse la forma unei funcții de presiune  $p_g$  și temperatură  $T_g$  a gazului din cilindru. În expresia criteriului  $Re$ , viteza fluidului a fost exprimată în funcție de viteza medie a pistonului  $w_p$ .

Woschni a dezvoltat cu aceste elemente prima formă 1965 /168/ a relației sale pentru coeficientul de schimb de căldură:

a) în formă generală, cu viteza efectivă  $w$ :

$$\alpha_g = 110 D^{-0,214} w^{0,786} p_g^{0,786} T_g^{-0,525} \quad (4.2.)$$

b) în formă specială, cu proporționalitate între viteza efectivă  $w$  și viteza medie a pistonului  $\bar{w}_p$ :

$$\alpha_g = c D^{-0,214} (\bar{w}_p p_g)^{0,786} T_g^{-0,525} \quad (4.3.)$$

unde:  $c = 265$  pentru motoare în patru timpi;

$c = 390$  pentru motoare în doi timpi.

Mai târziu, în funcția  $\bar{w}_p$  a adăugat un termen numit termen de ordine, pentru procesul de ardere și cel de destindere, cu constanta  $C_2$ , astfel că viteza gazului devine:

$$w = C_1 \bar{w}_p + C_2 \frac{V_g T_1}{P_1 V_1} (p_g - p_0) \quad (4.4.)$$

Cu aceasta și rotunjirea exponenților, relația coeficientului de schimb de căldură în forma 1967 /171/:

$$\alpha_g = 110 D^{-0,2} p_g^{0,8} T_g^{-0,53} \left[ C_1 \bar{w}_p + C_2 \frac{V_g T_1}{P_1 V_1} (p_g - p_0) \right]^{0,8} \quad (4.5.)$$

Constantele au valorile următoare:

$C_1 = 6,18$  pentru schimbul de încălzire;

$C_1 = 2,28$  pentru cursele de comprimare și destindere;

$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ , în timpul cursei de destindere  $p_g > p_0$ ; în rest,

$$p_g = p_0.$$

Pe baza unor încercări suplimentare și considerente noi, valorile numerice ale constantelor  $C_1$  și  $C_2$  au fost adaptate diferitelor procedee de ardere, astfel apare relația coeficientului de transfer de căldură sub forma 1970 /172/:

$$\alpha_g = 110 D^{-0,2} p_g^{0,8} T_g^{-0,53} \left[ C_1 \bar{w}_p + C_2 \frac{V_g T_1}{2 P_1 V_1} (p_g - p_0) \right]^{0,8} \quad (4.6.)$$

Aici, pentru constante se introduce:

$C_1 = 6,18 + 0,417 w_u / \sqrt{w_p}$  pentru schimbul de încălzire;

$C_1 = 2,28 + 0,308 w_u / \sqrt{w_p}$  pentru cursele de comprimare și destindere.

Al doilea termen din constanta  $C_1$  ține seama de influența vârtejului la admisiune și  $w_u = D n_d$  reprezintă viteza periferică a aerului pentru turația  $n_d$  a anemometrului cu aripioare, avînd diametrul  $0,7 D$ , în regim staționar.

$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$  m/s gră pentru injecție directă și procedeul M;

$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$  m/s gră pentru motor cu antecameră ( nu se face distincție între starea gazului în antecameră și camera principală de ardere).

Celelalte mărimi ale relației sînt: presiunea gazului de lucru  $p_g$ , temperatura gazului de lucru  $T_g$ , presiunea, temperatura și volumul gazului la începutul comprimării  $P_1$ ,  $T_1$  și  $V_1$ , volumul cilin-

dreii  $V_g$ , raza cilindrului  $D$ , viteza medie a pistonului  $\bar{w}_p$  și presiunea gazului de lucru fără ardere  $p_0$ .

După cum se vede, nici Woschni nu s-a putut descurca fără introducerea unor coeficienți pentru diferite tipuri de motoare, stabiliți prin comparații și cercetări. După ce Nusselt a observat influența redusă a radiației gazelor asupra cantității totale de căldură transmisă la pereții camerei de ardere, el a renunțat la acest termen în relația sa. Pentru a lua în considerare modificarea bruscă în procesul de lucru datorită arderii, inclusiv a radiației flăcărilor, a introdus ca element suplimentar termenul pentru ardere. Acest termen a necesitat însă diferiți coeficienți, în funcție de procesul de ardere din motor. În continuare, Woschni a adaptat relația la ciclul în doi sau patru timpi. Pentru coeficienții schimbului de încălzire, s-a putut baza pe încercările efectuate de Zapf /177/. În acest fel, dacă se neglijează problema radiației gazelor, pornind de la prima relație 1965, s-a ajuns la relația 1970 /172/, bazată pe ipoteze teoretice clare, foarte mobilă și ușor de aplicat.

#### 4.2. Principalele relații utilizate pentru schimbul de căldură la piston

Pentru schimbul de căldură de la gazul de lucru la piston, s-a folosit relația lui Woschni /168, 171, 172, 175/, care în sistemul de unități S.I. ia forma /172/:

$$\alpha_g = 130 D^{-0,2} p_g^{0,8} T_g^{-0,53} \left[ C_1 \bar{w}_p + C_2 \frac{V_g T_1}{P_1 V_1} (p_g - p_0) \right]^{0,8} \quad (4.7.)$$

Aici, pentru constante se introduce:

$C_1 = 6,18 + 0,417 w_u / \bar{w}_p$ , pentru schimbul de încălzire;

$C_1 = 2,28 + 0,308 w_u / \bar{w}_p$ , pentru cursele de comprimare și destindere;

$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ , pentru injecție directă și procedeul M;

$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ , pentru motor cu antecameră.

Celălalte mărimi ale relației sînt: presiunea gazului

de lucru cu ardere  $p_g$ ; temperatura gazului de lucru cu ardere  $T_g$ ; presiunea gazului la începutul comprimării  $p_1$ ; temperatura gazului la începutul comprimării  $T_1$ ; volumul gazului la începutul comprimării  $V_1$ ; volumul cilindrului  $V_g$ ; aleeajul cilindrului  $D$ ; viteza medie a pistonului  $\bar{w}_p$ ; presiunea gazului de lucru fără ardere  $P_0$ .

Coeficientul mediu de transfer de căldură în camera de ardere a motorului rezultă prin integrarea de-a lungul unui ciclu a coeficientului de transfer de căldură  $\alpha_g$ :

$$\alpha_{gm} = \frac{1}{720} \int_0^{720} \alpha_g d\varphi \quad (4.8.)$$

Temperatura gazului din cilindru se stabilește cu ajutorul ecuației generale de stare a gazului. Ea depinde de presiunea din cilindru, variabilă de-a lungul unui ciclu, volumul ocupat de gaz, calculabil din geometria motorului în funcție de unghiul de rotație arbore cotit, respectiv timp și masa gazului din cilindru.

Pentru temperatura încălzirii proaspete din cilindru, în punctul mort exterior, pentru motoare Diesel /185/ recomandă relația empirică:

$$T_a = 313 + \frac{5}{6} t_s \quad (4.9.)$$

unde  $t_s$  este temperatura aerului înainte de intrarea în motor.

Zopf /178/ a stabilit relații pentru calculul temperaturii din cilindru, în punctul mort exterior, la motoare Diesel cu aspirație naturală și supraalimentate.

Bullaty /21/ recomandă pentru temperatura aerului în punctul mort exterior următoarea relație:

$$T_a = 0,833 T_g + 86 \quad (4.10.)$$

iar în momentul închiderii supapei de admisie:

$$T_1 = T_a \left( \frac{V_{PME}}{V_1} \right)^{0,4} \quad (4.11.)$$

In lucrare s-au folosit relațiile lui Bullaty /21/ la aprecierea temperaturii aerului în momentul închiderii supapei de admisie, cu care s-a calculat masa încărcăturii la începutul comprimării.

Temperatura medie a gazelor, necesară la stabilirea câmpului de temperaturi din piston, se determină cu relația:

$$T_{gm} = \frac{1}{720} \frac{\int_0^{720} T_g \alpha_g d\varphi}{\alpha_{gm}} \quad (4.12.)$$

Căldura incidentă în piesele camerei de ardere în timpul unui ciclu motor, rezultă din relația:

$$Q = \sum_{i=1}^3 \left[ \int_0^{720} \alpha_g \Lambda_p (T_g - T_p) d\varphi \right] + \int_{d.nd.}^{f.nd.} \alpha_{c.nd.} \Lambda_{c.nd.} (T_{aer} - T_{c.nd.}) d\varphi + \int_{d.ev.}^{f.ev.} \alpha_{c.ev.} \Lambda_{c.ev.} (T_{g.ev.} - T_{c.ev.}) d\varphi \quad (4.13.)$$

Primi termeni ai relației de mai sus se referă la căldura cedată de la gaz la piston, cămăra de cilindru și chiulasă, iar ultimii doi țin seama de schimbul de căldură dintre gazul proaspăt și canalul de admisie, respectiv gazele de ardere și canalul de evacuare. Pentru coeficientul de transfer de căldură în canalele de admisie, respectiv evacuare, avem după Zapf /177/:

$$Nu_{c.nd.} = 0,214 Re^{0,68} (1 - 0,765) \frac{h_v}{D_1} \quad (4.14.)$$

$$Nu_{c.ev.} = 2,58 Re^{0,5} (1 - 0,797) \frac{h_v}{D_1} \quad (4.15.)$$

In timpul schimbului de încărcătură, presiunea de supraalimentare și contrapresiunea pe conducta de evacuare sînt admise a fi constante.

#### 4.3. Determinarea câmpului de temperaturi în piston prin metoda elementelor finite

După cum s-a amintit, temperatura gazului are variații periodice importante, producând oscilații de temperatură la suprafața pereților dinspre camera de ardere a pieselor componente ale acestora. Oscilațiile se amortizează rapid spre interiorul pieselor, astfel încât temperatura poate fi considerată în general staționară. Pentru câmpurile de temperaturi staționare în piese, este valabilă relația:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.16.)$$

În ipoteza coeficientului de conductivitate termică constant în piesă ( $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$ ) și inexistenței surselor și consumatorilor de căldură. Pentru piese cu forme ce pot fi exprimate matematic simplu ca de exemplu plăci, cilindru sau sferă, această ecuație este rezolvabilă în cazul că se cunosc condițiile de contur.

În situația unor piese cu forme mai complicate, ca de exemplu pistonul, o rezolvare cu mijloace simple a ecuației diferențiale de mai sus nu mai este posibilă. Ea poate fi rezolvată doar cu ajutorul procedurilor numerice, respectiv a electronanalogiei, dacă sînt cunoscute condițiile de contur (temperatura la suprafața piesei sau cantitatea de căldură cedată la limitele piesei, adică coeficientul de transfer de căldură și temperatura ambiantă).

În lucrarea de față, s-a stabilit câmpul de temperaturi pentru piston, considerat ca fiind un corp simetric de rotație. Diferențele de temperatură pe circumferință au fost neglijate. La piesele simetrice la rotație este suficientă luarea în considerare doar a unei secțiuni. Această secțiune este divizată printr-un caroinaj, iar în fiecare nod al rețelei astfel obținute, ecuația de potențial se poate scrie sub forma unei ecuații de diferențe satisfăcute. În cazul cînd temperaturile de la limita pistonului sînt cunoscute, se impune calculul temperaturilor din interiorul lui.

Rezolvarea acestei probleme se face astfel: temperatura

necunoscută dintr-un nod se exprimă prin condiția de contur cunoscută și temperaturile necunoscute din celelalte noduri. În acest mod, se obțin  $n$  ecuații pentru cele  $n$  temperaturi necunoscute în toate nodurile, sistemul de ecuații putându-se rezolva /13/.

În sistem de coordonate bidimensional, ecuația diferențială care descrie schimbul de căldură prin conducție are forma /64/:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y}) + Q = 0 \quad (4.17.)$$

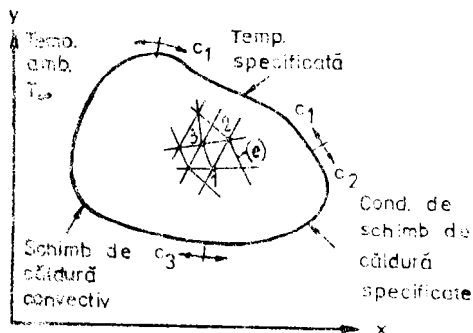
Condițiile limită sînt separate în felul următor:

$$T = T(x, y) \text{ pe } C_1 \text{ (distribuția temperaturii specificată la limită)} \quad (4.18.)$$

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y = q \text{ pe } C_2 \quad (4.19.)$$

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + \alpha(T - T_\infty) = 0 \text{ pe } C_3 \quad (4.20.)$$

unde  $\lambda_x$  și  $\lambda_y$  sînt conductivitățile termice pe direcțiile principale,



$Q$  o funcție specifică  
 $q$  fluxul intern generat,  $q$  fluxul de căldură specificat la limită datorită conductiei,  $\alpha(T - T_\infty)$  este fluxul specificat datorită convecției la temperatura ambiantă  $T_\infty$ , cu coeficientul de transfer de căldură prin convecție,  $n_x$  și  $n_y$  reprezintă com-

Fig. 4.1. Soluționarea câmpului de temperaturi în domeniul bidimensional contur după axele  $x$  și  $y$ .

În figura 4.1. se prezintă modul de soluționare a problemei în domeniul bidimensional și variația condițiilor de contur.

Distribuția temperaturilor în corpurile axisimetrice tridimensionale se poate scrie:

$$\frac{\partial}{\partial r} (\lambda_r r \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_z r \frac{\partial T}{\partial z}) + r q = 0 \quad (4.21.)$$

cu condițiile limită:

$$T = T(r, z) \text{ pe } S_1; \quad (4.22.)$$

$$\lambda_r r \frac{\partial T}{\partial r} n_r + \lambda_z r \frac{\partial T}{\partial z} n_z + r q = 0 \text{ pe } S_2; \quad (4.23.)$$

$$\lambda_r r \frac{\partial T}{\partial r} n_r + \lambda_z r \frac{\partial T}{\partial z} n_z + r \alpha (T - T_\infty) = 0 \text{ pe } S_3; \quad (4.24.)$$

Se presupune că  $\lambda_r = \lambda_z = \lambda(r, z)$  și  $q, q$  și  $\alpha$  sînt cunoscute ca funcții specificate de coordonate. În figura 4.2. se prezintă sistemul de coordonate pentru corpul bidimensional și pentru cel axisimetric tridimensional.

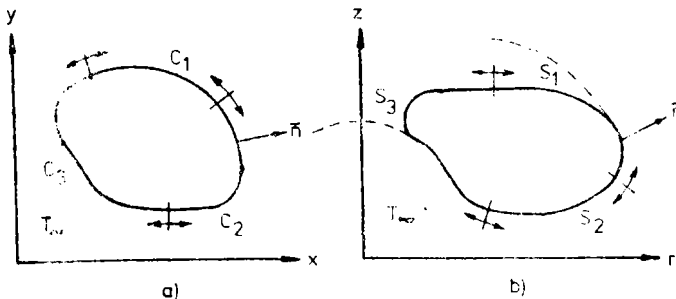


Fig. 4.2. Definierea sistemului de coordonate:  
 a) pentru problema bidimensională;  
 b) pentru problema axisimetrică tridimensională;

Problema care trebuie soluționată poate fi rezumată în felul următor:

- Se dă:
- geometria corpului pistonului;
  - date privind proprietățile fizice legate de transmiterea căldurii;
  - condițiile de solicitare termică (condiții limită).



Se cere:

- distribuția temperaturii în capul pistonului;
- fluxurile de căldură în pereții ce prezintă interes deosebit.

Corpul este împărțit în elemente finite triunghiulare și se admite că temperatura variază liniar peste fiecare element. Ecuațiile elementului finit pentru câmpul de temperaturi /64/ sînt următoarele:

$$\begin{bmatrix} K_T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T \end{Bmatrix}^{(e)} = \begin{bmatrix} K_Q \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_Q \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_\infty \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T \end{Bmatrix}^{(e)} + \begin{bmatrix} K_{T_\infty} \end{bmatrix} \quad (4.25.)$$

unde:

$$K_{T_{ij}} = \frac{K}{4\Delta} (b_i b_j + c_i c_j), \quad i, j = 1, 2, 3 \text{ (aceștia sînt termenii matricii de rezistență termică).} \quad (4.26.)$$

$$\begin{Bmatrix} T \end{Bmatrix}^{(e)} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{Bmatrix} \quad (\text{matricea temperaturilor}) \quad (4.27.)$$

$$\begin{bmatrix} K_Q \end{bmatrix} = \frac{\Delta}{12} \begin{bmatrix} 2 & 1 & 1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{Q}_1 \\ \bar{Q}_2 \\ \bar{Q}_3 \end{Bmatrix} \quad (\text{matricea de influență pentru generarea fluxului intern}) \quad (4.28.)$$

$$\begin{bmatrix} K_\infty \end{bmatrix} = \alpha_{ij} \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & \frac{1}{6} & 0 \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{matricea de influență pentru conturul supus acțiunii căldurii convective}) \quad (4.29.)$$

$$\begin{bmatrix} K_Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \end{bmatrix} \quad (\text{matricea de influență pentru fluxul de căldură specificat la nodurile interioare}) \quad (4.30.)$$

$Q_i$  este un flux de căldură alocat la nodul  $i$  al unui element.

$$\left\{ K_q \right\} = \frac{q}{2} \begin{Bmatrix} 1_{ij} \\ 1_{ij} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{matricea de influență pentru fluxul de căldură extern, cînd este specificat pe contur}) \quad (4.31.)$$

$$\left\{ K_T \right\} = \frac{\alpha T_\infty}{2} \begin{Bmatrix} 1_{ij} \\ 1_{ij} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{matricea de influență pentru temperaturile ambiante lîngă limitele convective}) \quad (4.32.)$$

Cu cele de mai sus, ecuațiile elementului finit sînt pregătite pentru codificare. Programul de calcul pentru găsirea distribuției de temperaturi și fluxului are trei faze:

- întocmirea setului necesar de matrici, descrierea rețelei triunghiulare de elemente finite și acceptarea tuturor datelor de intrare, incluzînd și proprietățile materialului și toate condițiile limită;

- evaluarea ecuațiilor matriciale pentru fiecare element și adăugarea lor în matricea principală;

- modificarea ecuațiilor matriciei principale, pentru a corespunde condițiilor la limită și soluționarea sistemului de ecuații.

Programul de calcul (anexat) este scris în limbaj FORTRAN IV și ordinograma lui este prezentată în figura 4.3. Datele de intrare sînt aranjate în 8 clase și trebuie respectată următoarea ordine de intrare:

- I. Identificarea problemei (plană sau axisimetrică);
- II. Numărul nodurilor și al elementelor;
- III. Numărul nodurilor și coordonatelor nodale;
- IV. Topologia sistemului (numărul elementelor și al nodurilor asociate);
- V. Numărul nodurilor și temperaturile nodale specificate;
- VI. Conductivitatea termică și fluxul de căldură intern generat pentru fiecare element;
- VII. Numărul nodurilor și valorile fluxului de căldură extern (fluxul este zero numai în nodurile unde nu sînt specificate temperaturile);

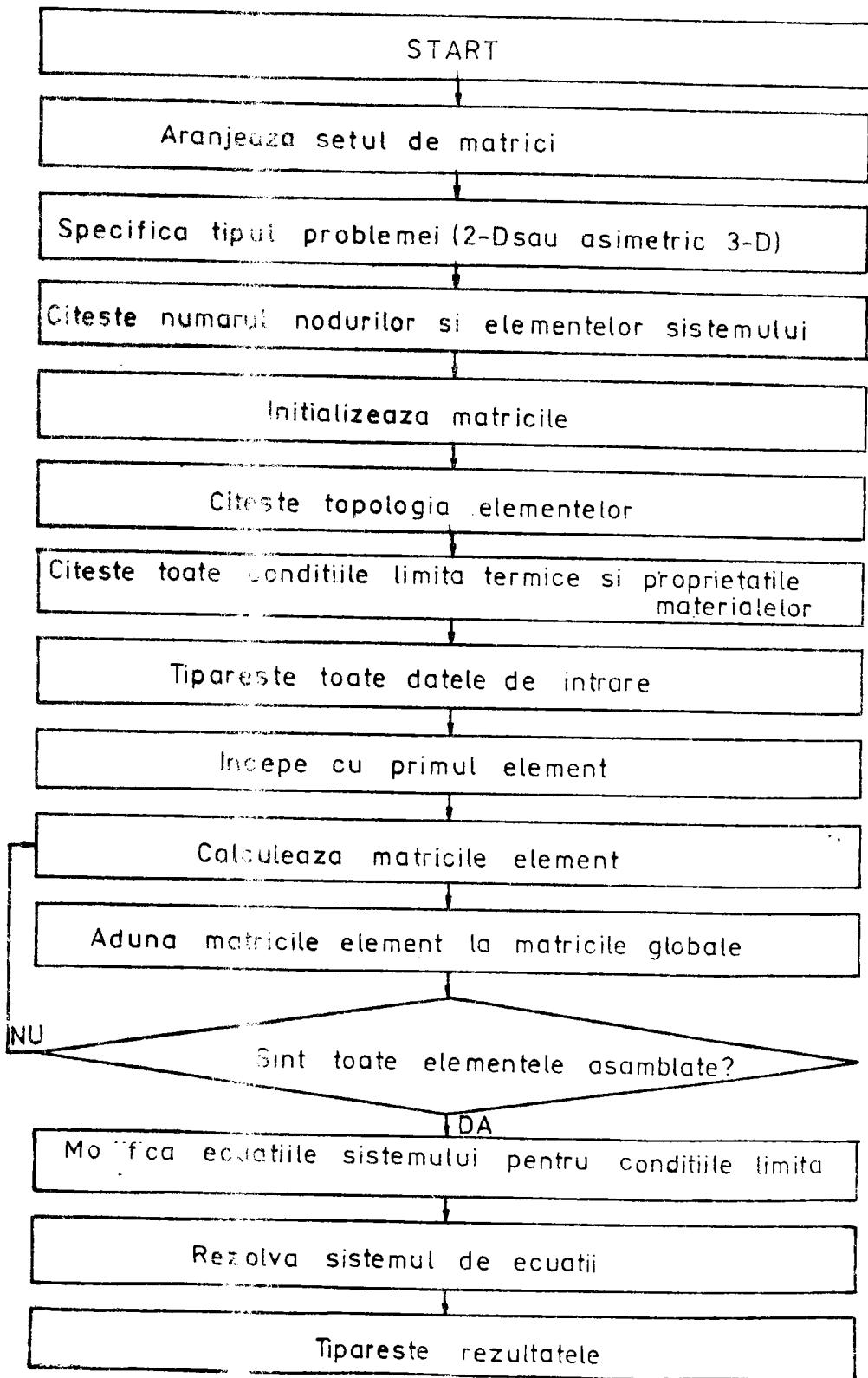


Fig. 4.3. Ordinograma programului de calcul

VIII. Definierea condițiilor limită ale transferului de căldură convectiv.

Ca date de ieșire, programul dă tipul problemei (bi- sau tridimensională, axisimetrică), apoi sînt tipărite toate datele de intrare, iar la sfîrșit, ca rezolvare a problemei, apare lista tuturor nodurilor, cu temperaturile aferente și fluxurile de căldură. Fluxul de căldură nodal trebuie interpretat ca un flux extern net, corespunzător la jumătatea distanței dintre noduri. În final, se tipărește temperatura medie a corpului pistonului, aceasta servind la estimarea căldurii continuate în corp.

Soluționarea ecuațiilor pentru temperaturile necunoscute se face direct, prin eliminare Gaussiană /45, 46, 64/.

În figura 4.4., este prezentat pistonul cercetat, cu rețeaua de 160 elemente finite fig. 44.

Conductivitatea termică pentru materialul pistonului este  $\lambda = 159$  W/m grad /192/, iar pentru cel al inelului de protecție al primului segment,  $\lambda = 34,39$  W/m grad /35/.

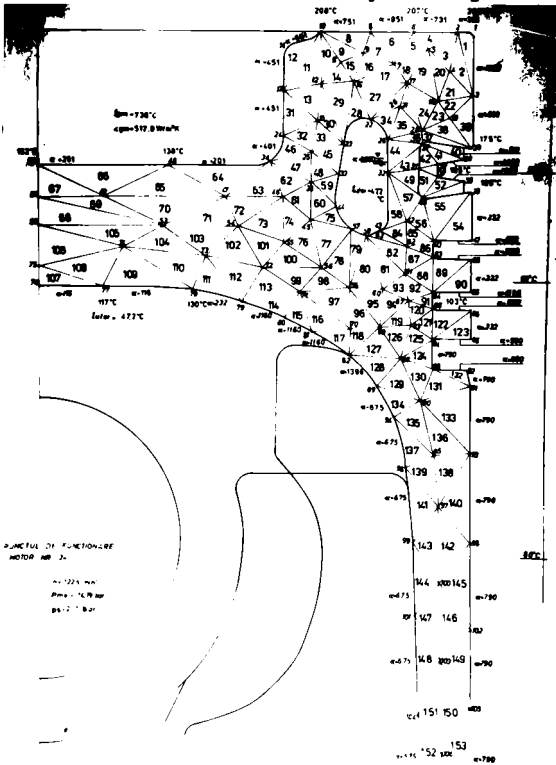


Fig. 4.4. Rețeaua de elemente finite pentru piston și condițiile limită pentru un regim de funcționare al motorului

## 5. CERCETAREA EXPERIMENTALA A SCHEMULUI DE CALDURA LA PISTONUL UNUI MOTOR DIESEL RAPID

### 5.1. Instalatia experimentală

#### 5.1.1. Motorul experimental

Măsurările au fost efectuate pe un motor Diesel rapid, în patru timpi, monocilindru, figura 5.1.

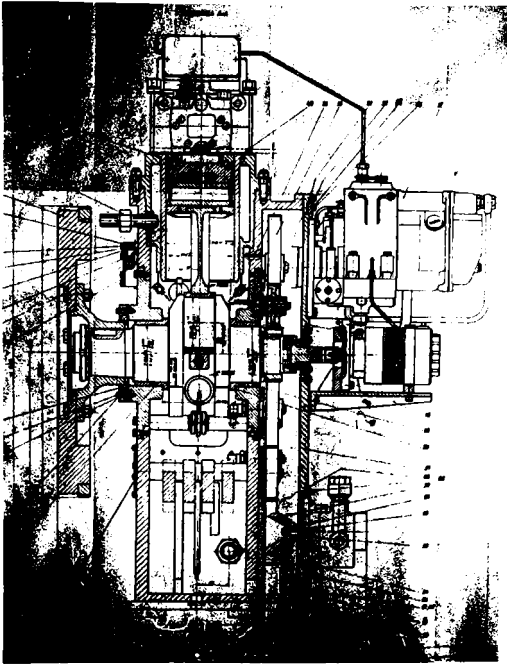


Fig. 5.1. Motor experimental  $\phi 165 \times 155$  mm

Caracteristicile

- le lui principale sînt:
- alezaj/cursă:  $\phi 165/155$  mm;
  - raport de comprimare:  $\xi = 15$ ;
  - putere nominală/turație:  $74 \text{ kW}/2400 \text{ min}^{-1}$ ;
  - procedeul de ardere: injecție directă, injector cu duză controlată, cu 5 orificii  $\phi 0,35$  mm și jet la  $155^\circ$ ; în piston se află o cupă centrală  $\phi 93 \times 26$  mm;
  - avansul static la injecție:  $28^\circ \text{ R.A.C. înainte P.M.I.}$

Mo cî-

- te două supape de admisie și evacuare, cu fazele de distribuție:
- admisia deschide la  $36^\circ$

R.A.C. înainte de P.M.I.;

- admisia închide la  $67^\circ \text{ R.A.C. după P.M.E.}$ ;
- evacuarea deschide la  $75^\circ \text{ R.A.C. înainte de P.M.E.}$ ;
- evacuarea închide la  $28^\circ \text{ R.A.C. după P.M.I.}$

A fost disponibil un piston "Wahle" cu canal de răcire. Aducțiunea uleiului de răcire la canal s-a realizat prin jet liber, provenit de la un pulverizator. Motorul experimental a fost cuplat la o frână hidrolică prin intermediul unui arbore cardanic, fiind posibilă și efectuarea de cercetări cu antrenare din exterior.

Motorul poate funcționa opțional cu aspirație naturală sau supraalimentat. Pentru supraalimentare, s-a folosit o instalație la presiune constantă, compusă din electrocompresor I.E.C. la "Timpuri Noi" București ( $9 \text{ m}^3/\text{min}$ , 7 bari), rezervor tampon ( $12 \text{ m}^3$ ), reductor de presiune (10/0,2 bari), rezervor de liniștire a pulsațiilor și preîncălzitor electric (20 kW).

În figura 5.2. se redă imaginea generală a standului experimental.

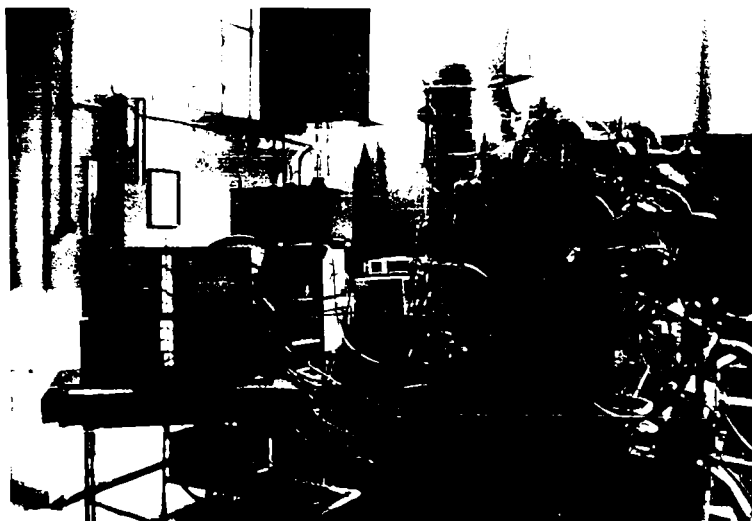


Fig. 5.2. Stand de cercetare, vedere generală

Instalația de evacuare a gazelor este compusă dintr-un rezervor de liniștire, ventil dublu cu talere și amortizor de zgomot. Cu ventilul dublu cu talere, se poate realiza contrapresiunea dorită pe conducta de evacuare a gazelor din motor. Rezervorul

de liniștire este izolat termic, pentru măsurarea cât mai exactă a temperaturii la evacuare.

Pompa de injecție de tip NO - PE ... ZW 140/410/3 RS 46/2 HEPIN Sincia, este comandată de către o pompă manuală, alimentată prin cădere liberă din rezervorul de zi al standului.

Circuitul de răcire este antrenat independent, trecerea apei de răcire de la cămăra de cilindru la chiulasă făcându-se prin 8 găuri  $\varnothing 8$  mm, verticale, distribuite pe circumferință.

Pompa din circuitul de ungere este antrenată de motor. Aducțiunea uleiului de răcire la piston se face de la circuitul de ungere. La pupitrul de comandă există, printre altele, indicatori pentru presiunea și temperatura uleiului la intrare, temperatura apei de răcire și turația motorului.

### 5.1.2. Punctele de măsură pe stand, aparatura folosită și precizia de măsurare

Pentru fiecare regim de funcționare al motorului, s-au măsurat:

- presiunea aerului de supraalimentare (manometru 0,6);
- temperatura aerului de supraalimentare (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1^\circ$  grad);
- debitul aerului de supraalimentare (diafragmă dublă, 1 ... 2,8%);
- presiunea gazelor de evacuare (manometru 0,6);
- temperatura gazelor la evacuare (termocuplu cromel - alumel,  $\pm 1$  grad);
- temperatura apei la intrare în motor (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- temperatura apei la intrare în chiulasă (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- temperatura apei la ieșire din chiulasă (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- presiunea apei la intrare în motor (manometru 0,6);
- debitul apei la intrare în motor (detector electromagnetic de debit, cu adaptor,  $\pm 1\%$ , I.T.R.D. Prageni);

- temperatura uleiului la intrare in motor (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- temperatura uleiului la intrare in piston (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- temperatura uleiului la iesire din piston (termocuplu cromel-alumel,  $\pm 1$  grad);
- presiunea uleiului la intrare in motor (manometru 2,5);
- debitul de ulei in arteziană (prin prelevare, cãntãrire și cronometrare, precizia 0,6 ... 0,7 %);
- consumul de combustibil (gravimetric,  $\pm 1,33\%$ );
- turatia motorului (traductor inductiv și frecvențmetru reciproc tip Eo2o5 I.E.M.I. București,  $\pm 0,02\%$ );
- momentul de frinare (frinã hidraulică U 252 I.R.A. Timișoara,  $\pm 0,34 ... 1,35\%$ );
- gradul de fum (fummetru Bosch);
- ridicarea și înregistrarea diagramei indicate (traductor piezo-

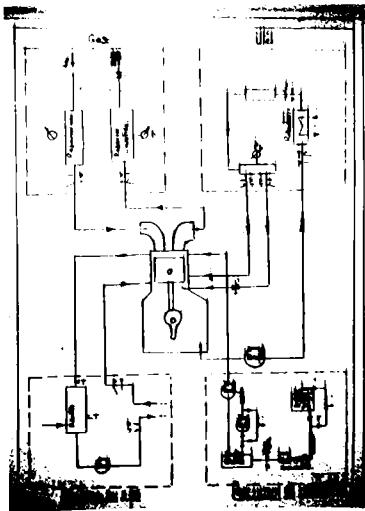


Fig. 5.3. Schema punctelor de măsurã ale standului

- electric și piezograf IAN lol,  $\pm 0,1$  bar);
- ridicare și înregistrarea variației presiunii de injecție (traductor piezoelectric și piezograf IAN lol,  $\pm 0,1$  bar);
- presiunea ambiantã (barometru,  $\pm 0,1$  mm Hg);
- temperatura ambiantã (termometru cu Hg,  $\pm 0,1$  grad);
- umiditatea ambiantã (psihrometru Assmann,  $\pm 1\%$ ).

In figura 5.3. se prezintã schema unctelor de măsurã din zona standului.

Pentru înregistrarea temperaturilor, s-au utilizat înregistratoare electronice cu compensare automatã, pentru mai multe puncte, tip Eo36A12D2,



chromel - alumel, F.B.A. București, cu clasa de precizie 0,2.

### 5.1.3. Măsurarea temperaturii pieselor componente ale camerei de ardere

Pentru măsurarea temperaturii din piesele componente ale camerei de ardere, s-au folosit termocuplo chromel - alumel de tipul 2 ABAC 0,5, cu manta  $\phi 0,5$  mm, din oțel inoxidabil și lungimea de 0,4 mm (fabricație S.A.E.R.N. Suresnes, Franța).

În chiulasă s-au instalat patru, în cămășa de cilindru 10, iar în piston 11 termoelemente. În timp ce pistonul și cămășa de cilindru pot fi considerate ca piese simetrice la rotație, chiulasa are o formă foarte complicată, așa încât s-a renunțat la stabilirea cîmpului de temperaturi în aceasta. Tempe-

raturile măsurate în chiulasă servesc doar la stabilirea temperaturii medii în spațiu și timp a suprafeței, a cărei cunoaștere este necesară la calculul schimbului de căldură din camera de ardere. Cele patru puncte de măsură din chiulasă se află pe două plane perpendiculare, figura 5.4.

Din considerente de execuție, orificiile sînt realizate decalat. Cele 10 termoelemente, fixate prin lipituri moale în cămășa de cilindru, sînt situate într-un singur plan. Sîrmole de legătură sînt scoase prin orificiul de intrare a apei în motor, astfel încît etangerea spațiului de apă nu a fost modificată.

Pentru măsurarea temperaturilor în piston, s-a fo-

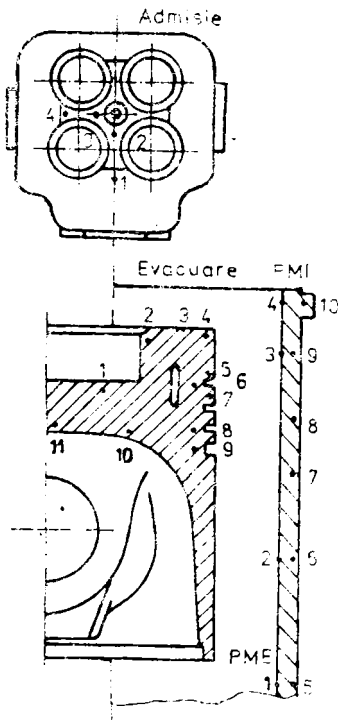


Fig. 5.4. Poziționarea punctelor de măsură

losit procedul de măsură discontinuu, dezvoltat de GÖschel, Güllne și Steinbrenner /50,58, 115/. Termocuplele au fost plantate în piston, la 1 mm față de suprafața de transfer de căldură. La fixarea termocuplelor în piston, s-au folosit știfturi  $\phi 4 \times 3$  mm, presate în găuri practicate în piston. Știfturile sînt confecționate din același material cu pistonul și înainte de presare, în ele au fost fixate termocuplele.

Legăturile termocuplelor sînt conduse la partea inferioară a pistonului, unde sînt racordate la contacte cromel - alumel, cîte două pentru fiecare element termic. Contactele au forma unor patine /148/, sînt confecționate din cromel - alumel și plasate la partea exterioară și inferioară a pistonului, izolate de acesta termic și electric (izolație din teflon). Fixarea patinelor se realizează cu piuliță și șoabă izolatoare /50/, figura 5.5.

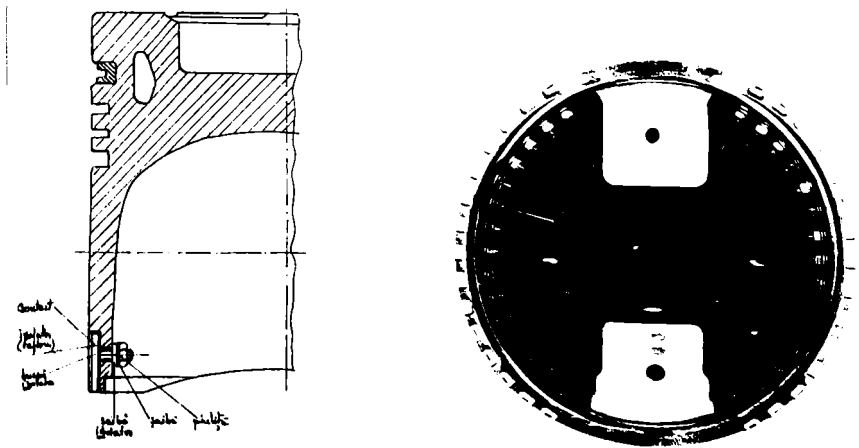


Fig. 5.5. Dispunerea contactelor la partea inferioară a pistonului

În acest fel, s-au plasat 11 termocuple în piston, care permit culegerea de informații despre temperaturile din acest organ al motorului. Cele 11 puncte de măsură se află dispuse în două plane decalate cu  $7^{\circ}$ , pe partea activă a pistonului, în plan perpendicular pe axul boltului, figura 5.6.

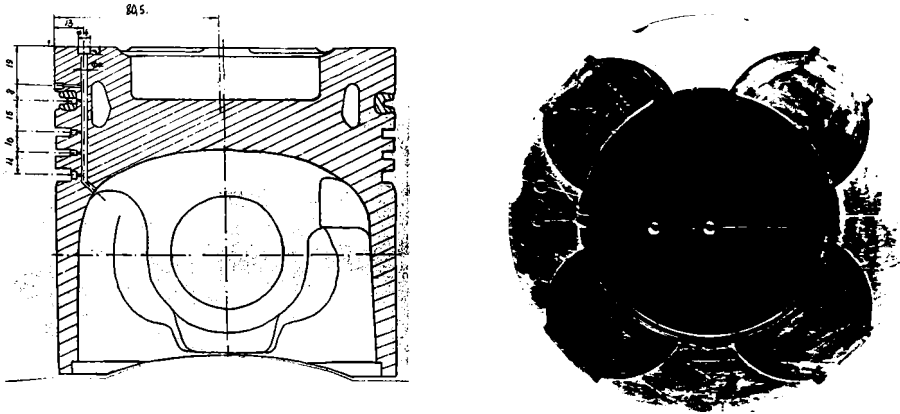


Fig. 5.6. Capul pistonului și găurile practicate în vederea plantării termocuplelor

Acest montaj are următoarele avantaje:

- asigură ieșirea mai multor termocuple printr-un singur orificiu comun, astfel încât câmpul termic este mai puțin deranjat ca în cazul practicării mai multor găuri;
- amplasamentul termocuplelor este mai precis definit decât la alezajele infundate;
- termocuplele pot fi amplasate și între canelele de segmente.

În cămăra de cilindru, la partea inferioară, sînt mon-

tate ȝtifturi colectoare de tensiune, figura 5.7. Aceste ȝtifturi

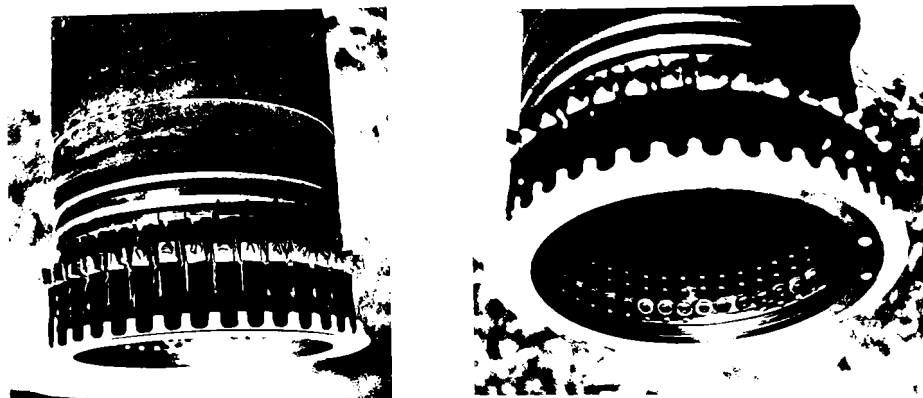


Fig. 5.7. Dispunerea ȝtifturilor colectoare la partea inferioară a cîmăgii de cilindru

cu dimensiunile  $\phi 3 \times 18$  mm, sînt confecționate din cromel - alumul, culisează în buge din bronz Iz 14, iar acestea sînt izolate de cîmăga de cilindru cu buge din textolit. Inițial, ȝtifturile au fost tensionate cu arcuri lamelare, care nu au dat însă rezultatele scontate la încercările pe motor. De aceea, s-au folosit arcuri elicoidale, care au dat satisfacție; în acest caz, a trebuit să se renunțe la dispozitivul de ridicare a lamelilor arc.

De ȝtifturile colectoare din cîmăga de cilindru sînt fixate cablurile de legătură cu aparatul de înregistrare, din cromel-alumul, izolate și protejate cu o manta din plumb sau oțel.

Pentru înregistrare, s-au utilizat înregistratoare electronice cu compensare automată pentru mai multe puncte, tip E 036 A 12 D 2, cromel - alumul, F.E.A. București, cu precizie 0,2.

## 5.2. Metodica de cercetare experimentală și programul de cercetare. Ordinograma cercetării experimentale

Scopul principal al acestei lucrări este verificarea prin măsurări a formulei 4.7., propusă de Woschni /172/, pentru coeficientul de schimb de căldură din camera de ardere a motorului. Pentru aceasta, se culeg informații simultane despre parametri de funcționare ai motorului și temperaturile pieselor componente din camera de ardere. În prima etapă, pe baza diagramelor indicate, ridicată pe motor, se calculează schimbul de căldură din camera de ardere, folosind relația 4.7. Astfel, se determină temperatura medie a gazelor  $T_{gm}$ , coeficientul mediu de transfer de căldură  $\alpha_{gm}$  și căldura preluată de piston, cămeșă de cilindru și chiulasă. În etapa a doua, folosind metoda câmpului de temperaturi, rezolvat cu elemente finite, se evaluează schimbul de căldură pe baza temperaturilor măsurate în piston. Plecând de la condițiile limită inițiale  $T_{gm}$  și  $\alpha_{gm}$ , calculate în prima etapă, se modifică valorile coeficientului de schimb de căldură, pînă cînd temperaturile evaluate verifică temperaturile măsurate în piston. Astfel, pe baza temperaturilor măsurate în piston, se obține o distribuție radială a coeficienților locali de schimb de căldură și un coeficient mediu măsurat de transfer de căldură pe partea gazelor. Comparînd rezultatele obținute în cele două etape, se obțin informații despre valabilitatea relației 4.7.

În acest scop, au fost efectuate 5 serii de încercări. Fiecare serie a avut ca parametru constant precizia de supraalimentare, turația arborelui cotit și presiunea medie efectivă fiind variabile. Turația a variat între 700 ... 1200  $\text{min}^{-1}$ , iar presiunea medie efectivă între 3 ... 18 bar. Tabelul 5.1. (anexat) prezintă programul de încercare al motorului.

Pentru toate încercările s-a folosit un piston "Noble" cu canal inelar de răcire. Pentru fiecare regim de funcționare, s-au efectuat măsurări în două situații, canalul de răcire din piston fiind alimentat sau nu cu ulei (tabelul 5.2.).

Tabelul 5.2. Programul de încercare al pistonului

Seria de încercări	Canalul de răcire în piston	Modul răcirii (canal de răcire în piston)	Presiunea de suptă preliminară (bar)
I	Piston cu canal inelar de răcire	cu ulei	aspirație naturală
II		fără ulei	
III		cu ulei	
IV		fără ulei	
V		fără ulei	

S-au cules simultan informații despre temperaturile din piston, cămăra de cilindru și chiulă.

În cadrul celor 5 serii de încercări, s-au făcut înregistrări pentru 35 regimuri de funcționare a motorului.

În continuare, este prezentată ordinograma cercetării experimentale, figura 5.8. Folosind ca date inițiale parametri de funcționare ai motorului și temperaturile măsurate în componentele camerei de ardere, se execută un calcul de schimb de căldură în camera de ardere, folosind relația 4.7. (partea stângă a ordinogramei) și o evoluare a schimbului de căldură la piston, prin metoda câmpului de temperaturi rezolvat cu elemente finite (partea dreaptă a ordinogramei). În final, se compară rezultatele celor două metode.

Calculul schimbului de căldură din camera de ardere parcurge următoarele etape: pe baza diagramei indicate înregistrată  $p = f(\varphi)$ , se calculează curba temperaturii gazelor, în funcție de unghiul de rotație arbore cotit  $T_g = f(\varphi)$ ; apoi, folosind relația 4.7. /172/, se calculează coeficientul de schimb de căldură de-a lungul unui ciclu motor  $\alpha_g = f(\varphi)$ . Din curba temperaturilor și a coeficientului instantaneu de schimb de căldură, se calculează

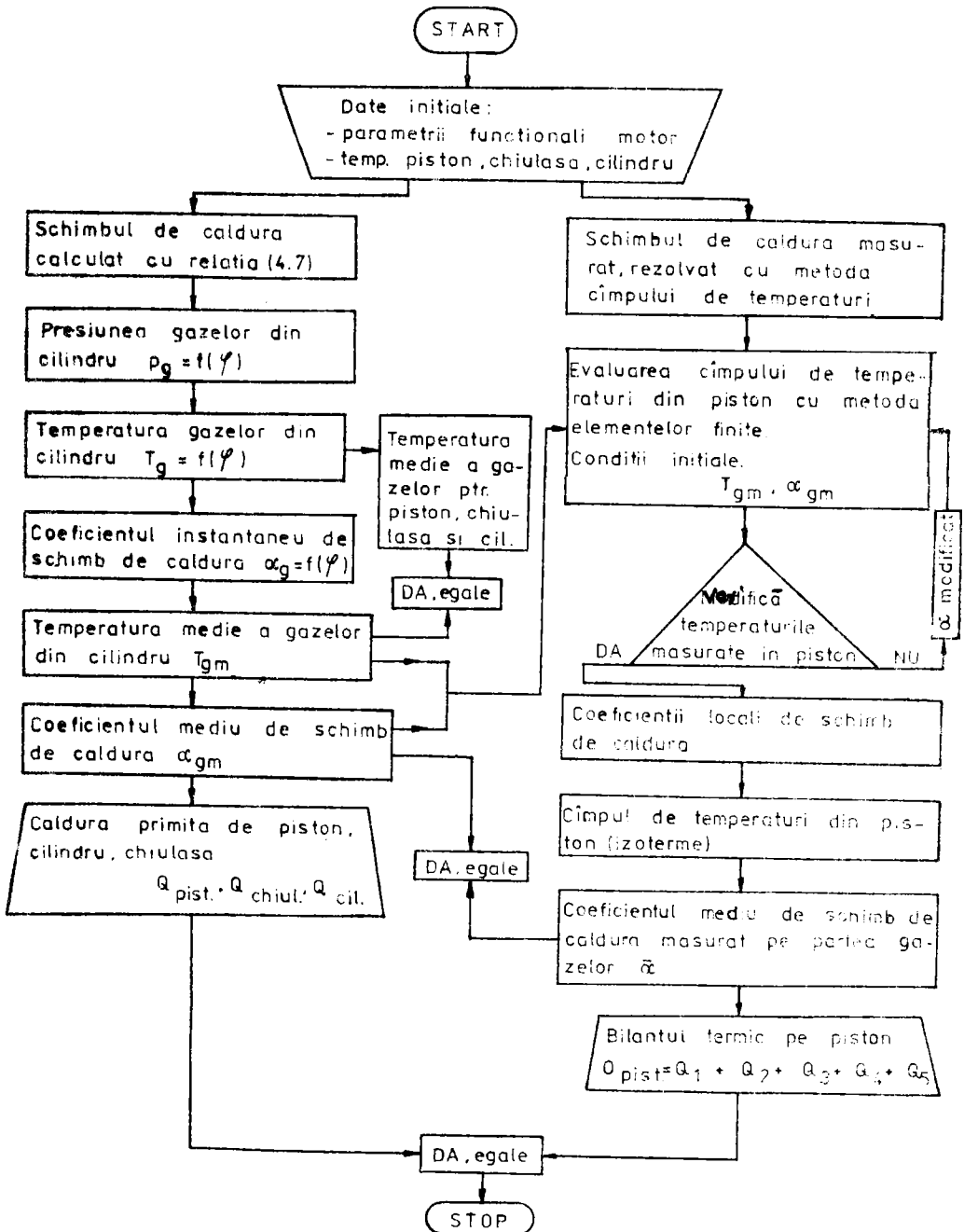


Fig. 5.8. Ordinograma cercetării experimentale

ză temperatura medie a gazelor  $T_{gm}$  și coeficientul mediu de schimb de căldură  $\alpha_{gm}$ , de-a lungul unui ciclu motor. În final, folosind temperaturile măsurate în camera de ardere, se calculează căldura preluată de piston, chiulasă și cîmaga de cilindru.

Evaluarea schimbului de căldură la piston cu metoda cîmpului de temperaturi, rezolvat cu elemente finite, presupune următoarele: stabilirea condițiilor limită inițiale și aprecierea cîmpului de temperaturi din piston, compararea temperaturilor evaluate cu cele măsurate, modificarea condițiilor inițiale de contur și aprecierea cîmpului de temperaturi cu verificarea temperaturilor evaluate cu cele măsurate. Dacă temperaturile coincid, se consideră calculul schimbului de căldură încheiat. Cu această metodă, se stabilesc coeficienții locali de schimb de căldură pe conturul pistonului, distribuția radială a coeficienților locali de schimb de căldură pe partea gazelor, coeficientul mediu măsurat de schimb de căldură, care se compară cu cel calculat cu relația 4.7. și cîmpul de temperaturi din piston. Pe baza celor de mai sus, se trece la trasarea izotermelor din piston și la efectuarea bilanțului termic pe piston.

### 5.3. Rezultatele măsurărilor

La efectuarea încercărilor, s-a urmărit ca termocuplurile din piston să funcționeze ireproșabil. Măsurarea a început de fiecare dată după stabilizarea regimului de funcționare a motorului. Ca și criteriu pentru aceasta, a fost menținerea mărimilor măsurate în limite strînse, în perioada efectuării măsurării (circa 15 minute).

Datele de măsură necesare pentru calculul schimbului de căldură din camera de ardere se află centralizate în tabelele 5.3. ... 5.7. (anexate la finele lucrării).

Puterea calorică inferioară a combustibilului utilizat a fost de 42.456 kJ/kg /195/, iar analiza chimică elementară a motorinei a fost efectuată la Facultatea de Chimie Industrială Timișoara /197/.



Temperaturile pieselor, necesare la determinarea câmpului de temperaturi, sînt centralizate în tabelele 5.8. ... 5.22. (anexate), poziția punctelor de măsură fiind redată în figura 5.4. Pentru exemplificare, în figura 5.9. se prezintă valorile temperaturii măsurate la piston, cămășa de cilindru și

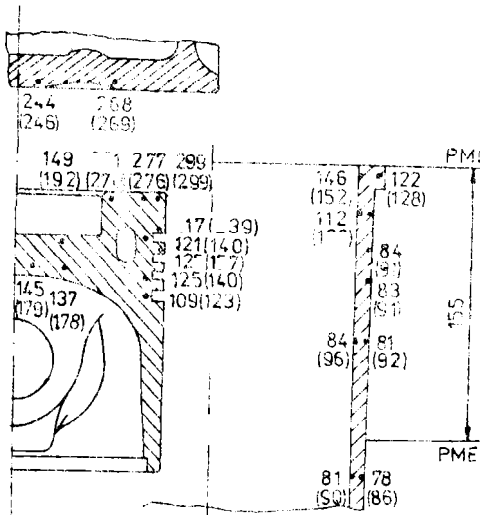


Fig. 5.9. Valorile temperaturii măsurate la piston, cămășa de cilindru și chiulasă

și de cilindru.

chiulasă, cămășa de cilindru și chiulasă, cu valoarea medie a temperaturii din paranteză coresundând cu valoarea medie a temperaturii măsurate la răcire a pistonului.

Din măsurările efectuate - rezultatul este că temperaturile din zona camerei de ardere cresc (peste limită) cu sarcina, respectiv turanția motorului. Se mai observă că răcirea cu ulei a pistonului nu influențează prea mult temperaturile în zona chiulasei, dar are o influență substantială asupra temperaturilor pistonului și a cămă-

#### 5.4. Prelucrarea rezultatelor măsurărilor

La evaluarea rezultatelor măsurărilor, se compară fluxul de căldură de la gaze la piston, calculat cu relația 4.7. /172/ cu cel rezultat din câmpul de temperaturi, măsurate în piston, pentru cazul cînd canalul de răcire a fost alimentat cu ulei."

Tabelul 5.23. cuprinde principalele relații utilizate

în calculul schimbului de căldură din camera de ardere a motorului. Pornindu-se de la curba de variație a presiunii din cilindru, funcție de unghiul de rotație arbore cotit (figura 5.10.), s-au stabili-

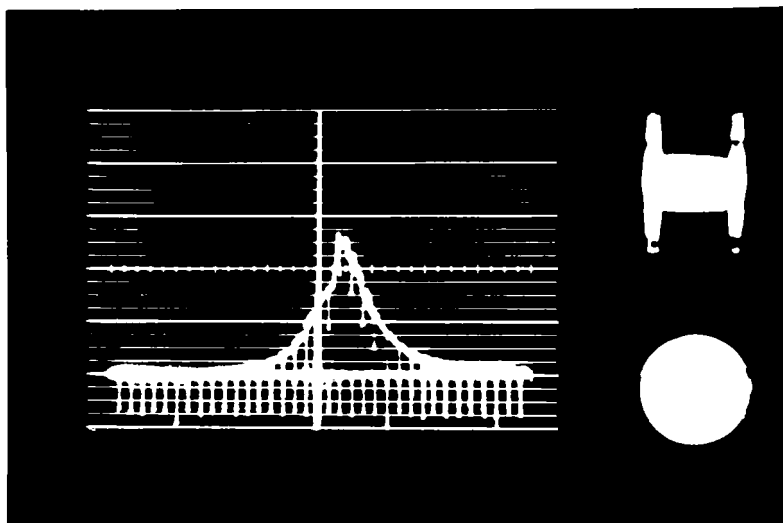


Fig. 5.10. Diagrama indicată a presiunii din cilindru

lit următoarele: temperatura gazelor din cilindru, funcție de unghiul de rotație arbore cotit, coeficientul instantaneu de transfer de căldură, funcție de același parametru, temperatura medie a gazelor, coeficientul mediu de transfer de căldură și căldura preluată de piston, chiulasă și cămășa de cilindru (tabelul 5.25., anexat).

Temperatura gazelor din cilindru a fost stabilită cu ajutorul ecuației de stare a gazului. Studiul procesului de ardere a fost efectuat după procedeele prezentate de Vibe [160, 161], rezultatele fiind centralizate în tabelul 5.24., anexat. Pentru exemplificare, în figura 5.11. a fost prezentată variația presiunii și temperaturii, funcție de unghiul de rotație arbore cotit și caracteristica de degețare a căldurii, corespunzătoare unui regim de funcționare a motorului.

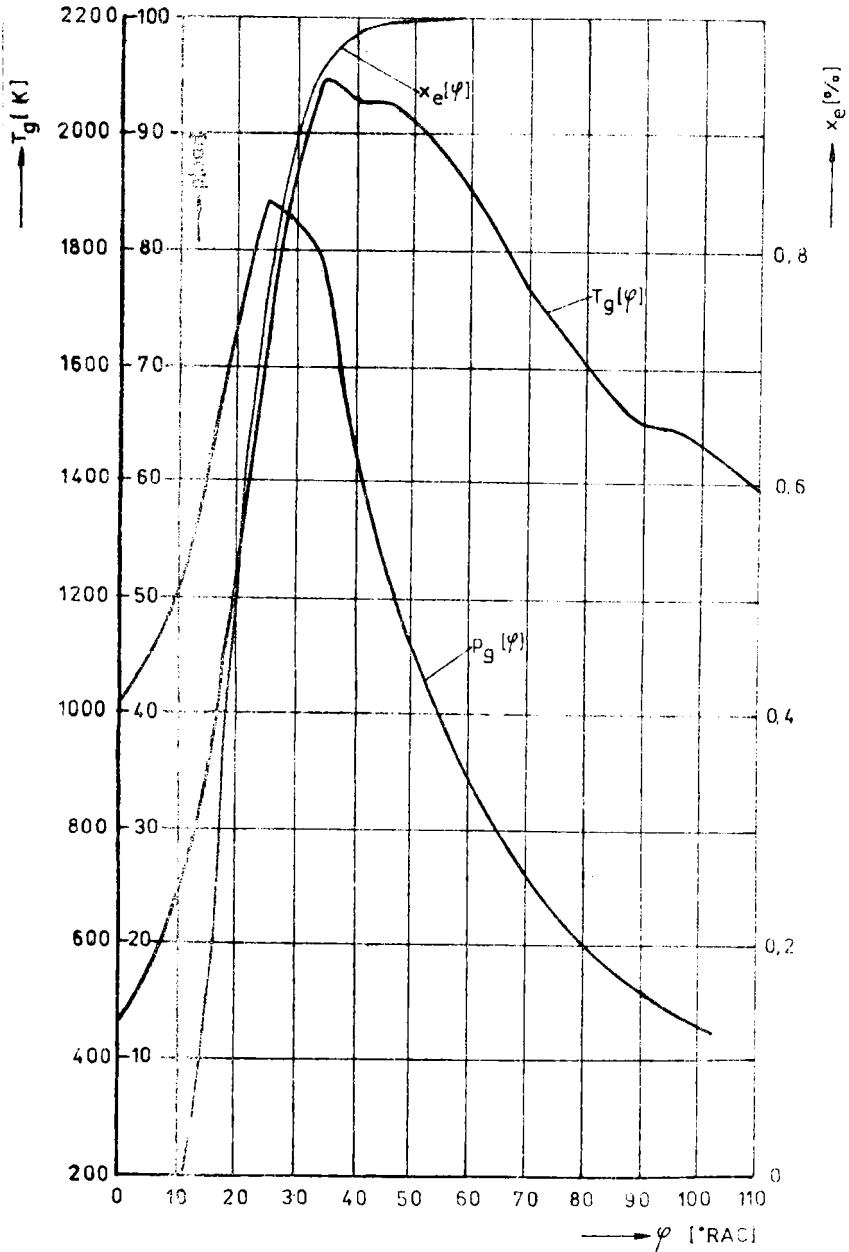


Fig. 5.11. Variația presiunii și temperaturii gazului din cilindru, funcție de unghiul rotație arbore cotit și caracteristica de degajare a cilindrului

Pentru evaluarea schimbului de căldură la piston prin metoda câmpului de temperaturi, se parcurg următoarele etape: stabilirea condițiilor limită pentru piston, evaluarea câmpului de temperaturi în piston și bilanțul termic al aceluiași organ.

Stabilirea condițiilor limită pentru piston s-a efectuat folosind valorile temperaturilor măsurate (tabelale 5.8. ... 5.12.) și, pentru coeficienții de transfer de căldură, valori comunicate în literatură de specialitate. Pentru partea pistonului în contact cu gazele din cilindru, s-au adoptat pentru început drept condiții limită inițiale, coeficientul mediu de transfer de căldură și temperatura medie a gazului, calculate anterior (tabelul 5.25.).

Pentru zona de contact a pistonului cu cămăra de cilindru și cea dinspre cartor, s-au utilizat valori ale coeficienților locali de transfer de căldură, comunicate în /24, 115/, funcție de presiunea medie efectivă din cilindru, iar ca temperaturi ambiante, s-au folosit valorile măsurate în cămăra de cilindru și uleiul de răcire.

În canalul de răcire al pistonului, s-au ales valori ale coeficientului de transfer de căldură, comunicate în /24, 100, 166/, funcție de debitul de ulei și turația motorului, iar pentru temperatura uleiului, valoarea medie dintre temperaturile măsurate la intrare și ieșirea sa din canal.

Coeficientul de transfer de căldură pe partea gazului, funcție de unghiul de rotație arbore cotit, s-a stabilit cu relația 4.7. /172/. În figura 5.12., se prezintă variația presiunii și a temperaturii gazului, precum și cea a coeficientului de transfer de căldură, de-a lungul unui ciclu motor.

Figure 5.13. centralizează valorile calculate ale coeficientului mediu de transfer de căldură, funcție de turația motorului și presiunea de supraalimentare.

În cazul când alimentarea cu ulei este întreruptă, coeficientul de transfer de căldură din canal devine egal cu zero.

Cu aceste condiții limită inițiale, a fost evaluat câmpul de temperaturi din piston, apoi coeficienții locali de transfer de căldură au fost corecțati și câmpul de temperaturi corespunzător evaluat, până când temperaturile apreciate concordă cu cele măsurate,

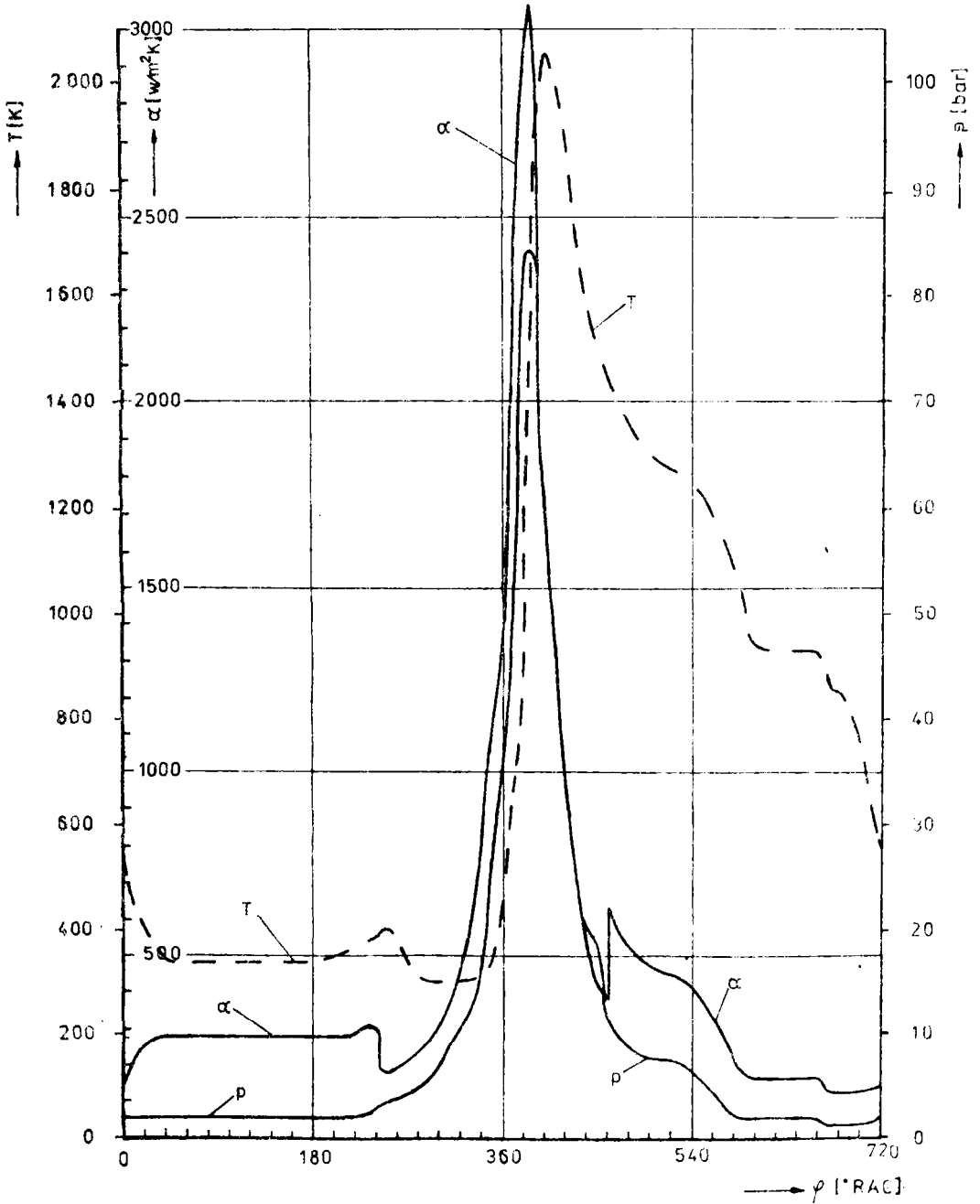


Fig. 5.12. Variația presiunii, temperaturii și coeficientului de transfer a căldurii, funcție de unghiul de rotație arbore cotit

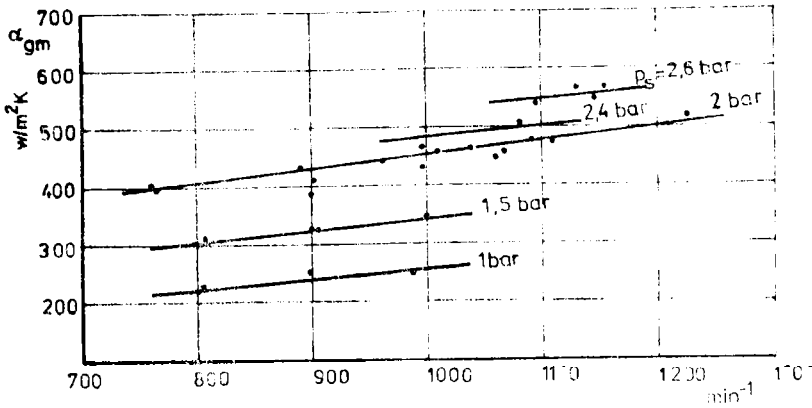


Fig. 5.13. Coeficientul mediu calculat de transfer de căldură, funcție de turația motorului și presiunea de supraalimentare

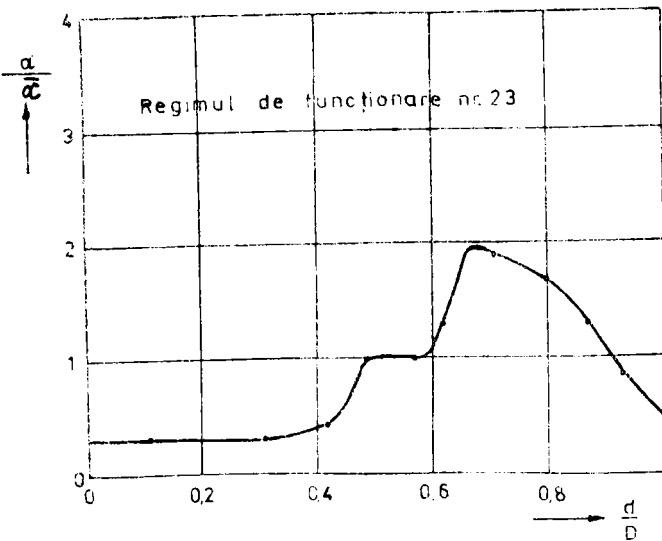


Fig. 5.14. Distribuția radială a coeficientului de transfer de căldură la piston, pe partea grăzilor

În limitele toleranței de  $\pm 5\%$  /20, 58/. În rezolvarea câmpului de temperaturi din piston, s-a folosit metoda elementelor finite /64/.

În tabelele 5.26. ... 5.30., sînt controlați coeficienții de transfer de căldură locali, pentru rîul d / ... V.

Exprimînd sub formă adimensională

nală distribuție radială a coeficientului de transfer de căldură la piston pe partea gazului, pentru regimurile în care s-a testat motorul, s-a obținut tabelul 5.31., anexat. Figura 5.14. reprezintă distribuția radială a coeficientului de transfer de căldură la piston pe partea gazului, pentru un anumit regim de funcționare a motorului.

Din valorile locale ale coeficienților de transfer de căldură și suprafețele corespunzătoare, s-au obținut valorile medii ale coeficienților de transfer de căldură pentru suprafața pistonului în contact cu gazele. Figura 5.15. reprezintă valorile

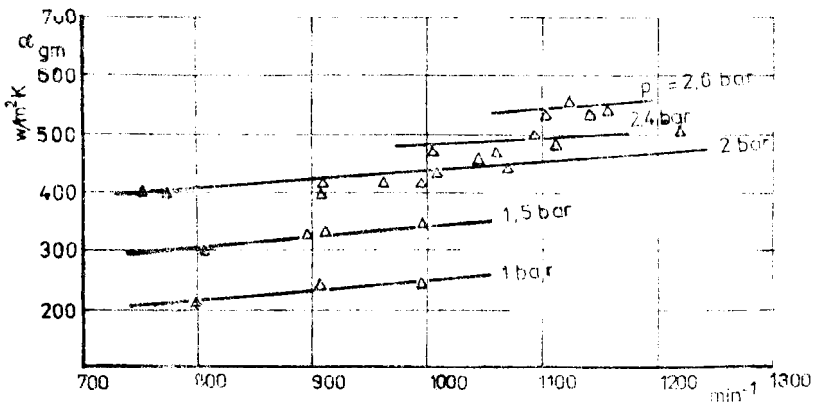


Fig. 5.15. Coeficientul mediu măsurat de transfer de căldură, în funcție de turația motorului și presiunea de supraalimentare

coeficientului mediu de transfer de căldură, obținute pe baza temperaturilor măsurate în piston, funcție de turația motorului și presiunea de supraalimentare.

În figurile 5.16. ... 5.38, sînt prezentate cîmpurile de temperaturi din piston și valorile coeficienților locali de schimb de căldură, pentru cele 5 serii de încercări ale motorului. Izotermele nu fost trasate din loc în loc grade.

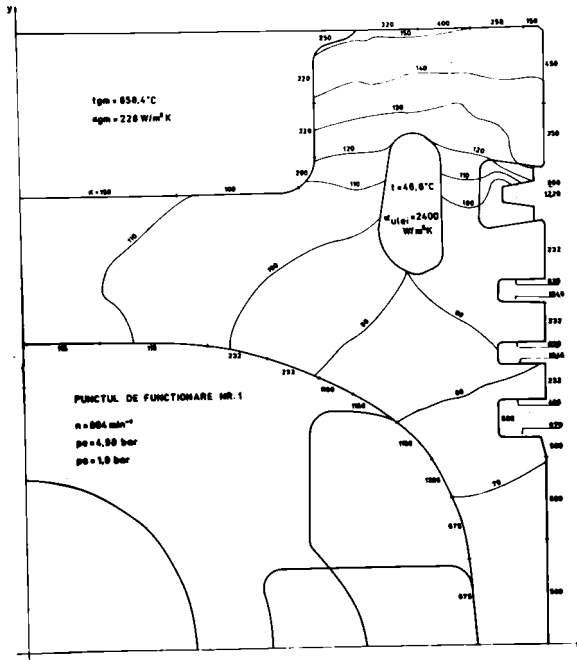


Fig. 5.16.

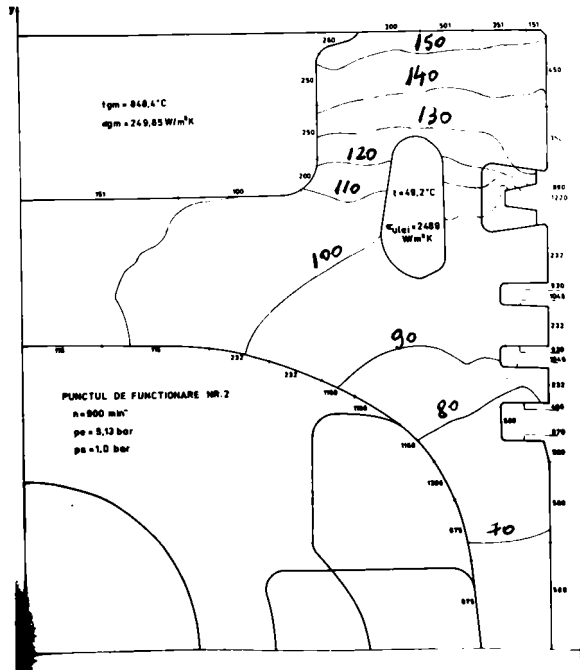


Fig. 5.17.



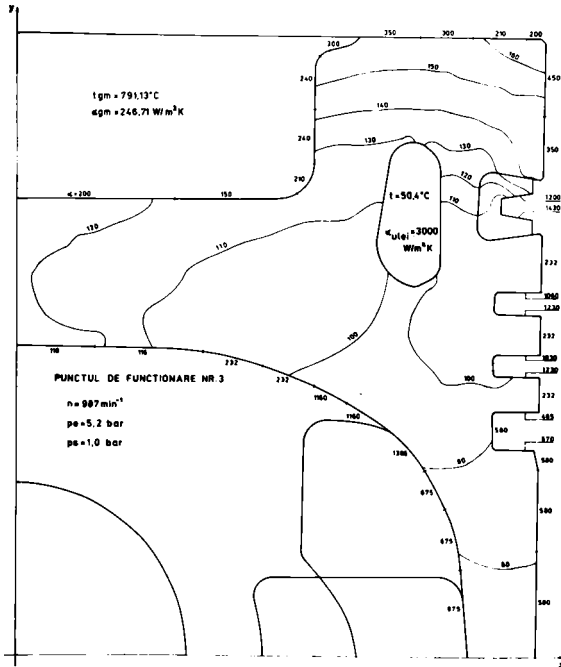


Fig. 5.18.

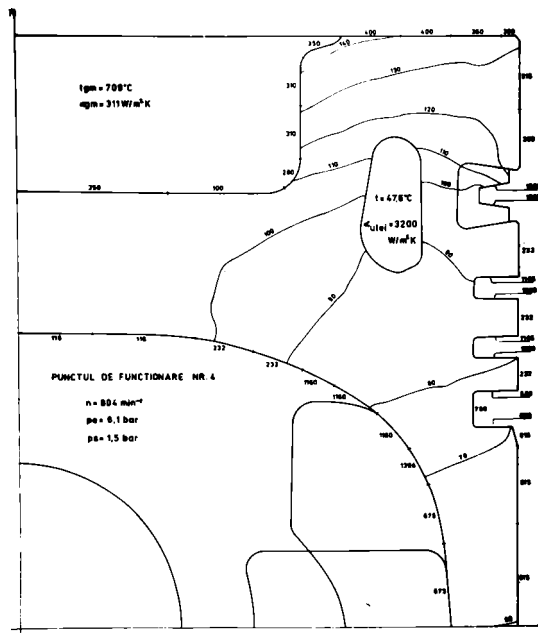
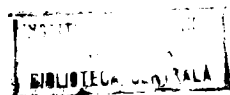


Fig. 5.19.



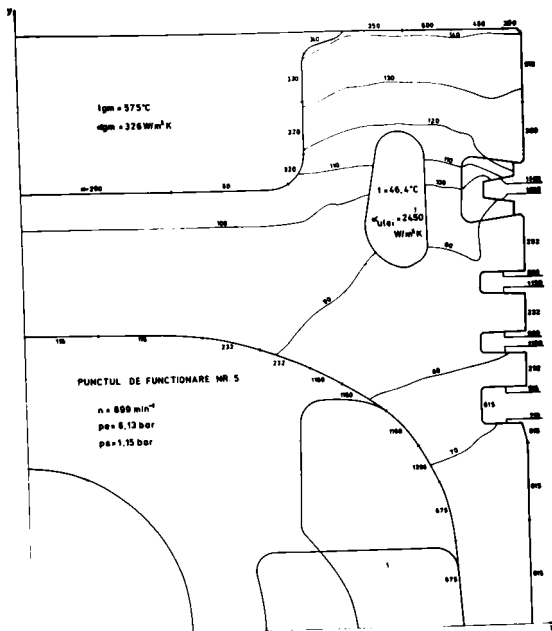


Fig. 5.20.

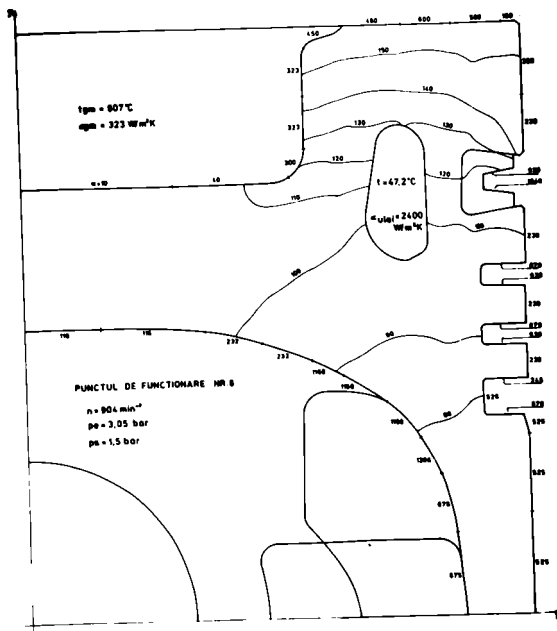


Fig. 5.21.

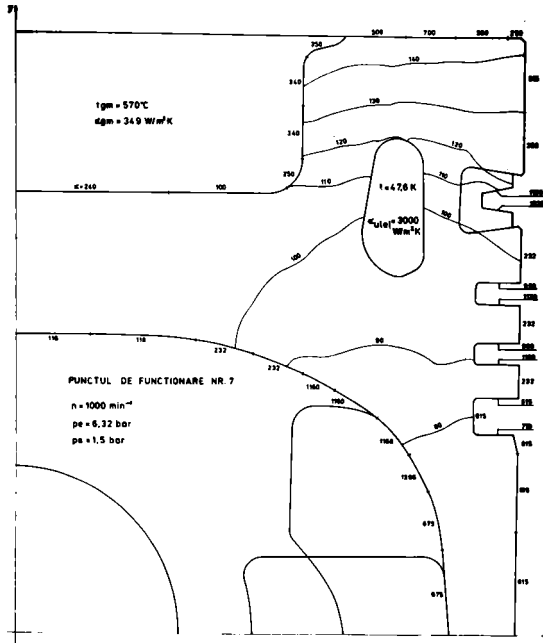


Fig. 5.22.

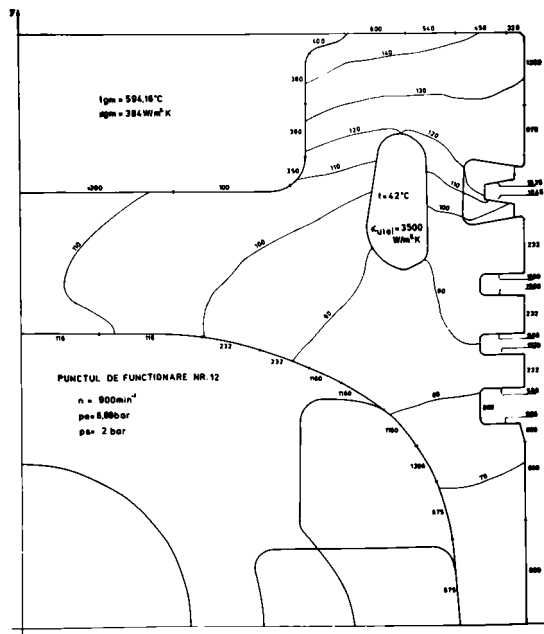


Fig. 5.23.

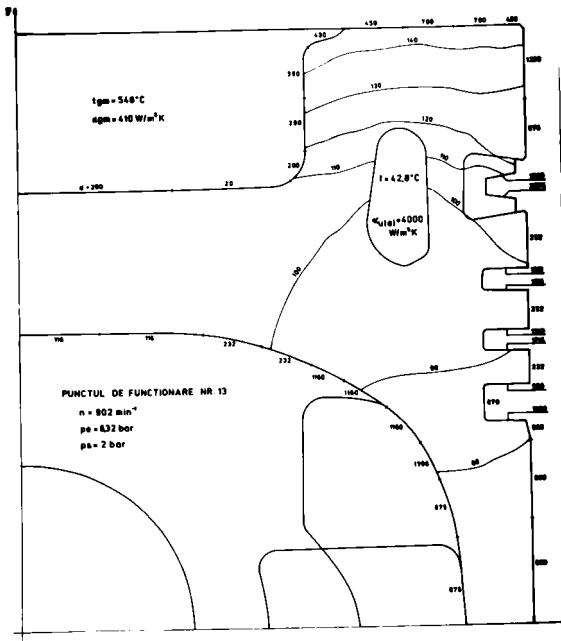


Fig. 5.24.

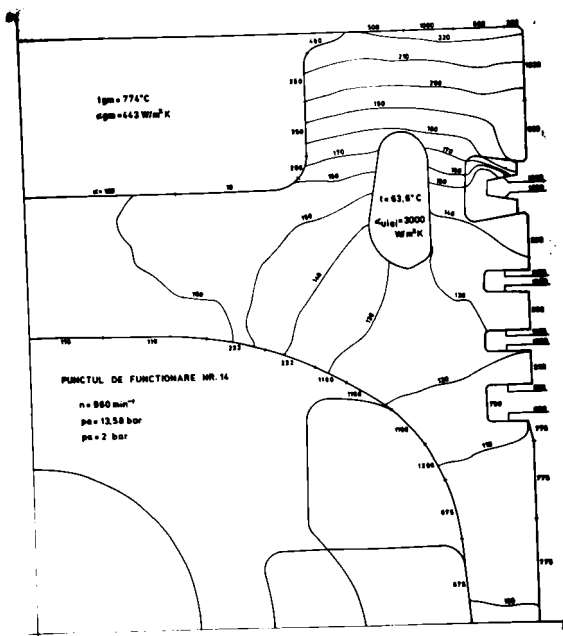


Fig. 5.25.

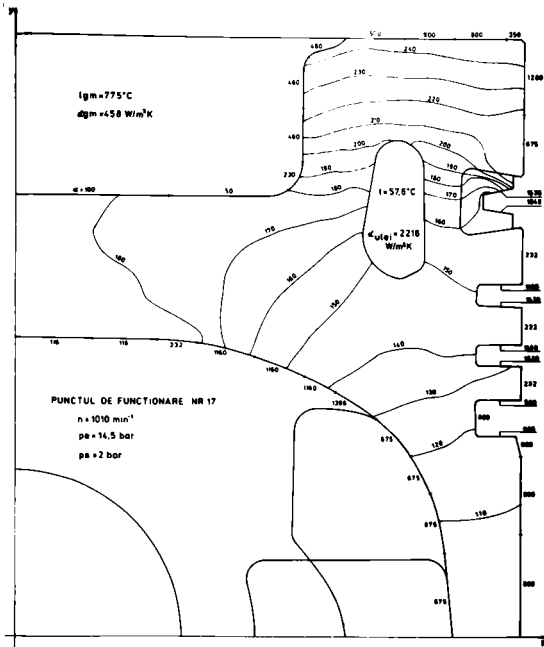


Fig. 5.26.

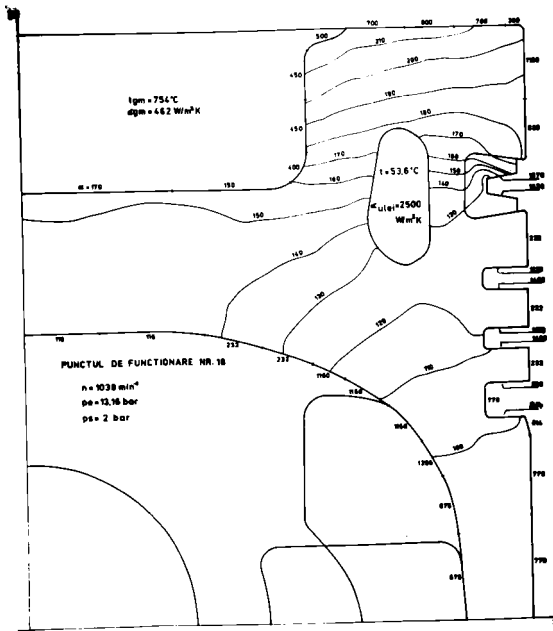
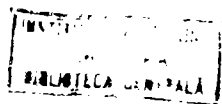


Fig. 5.27.



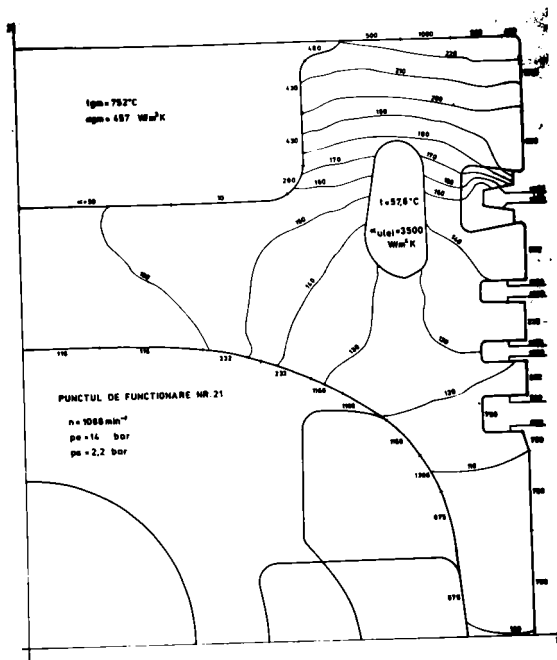


Fig. 5.28.

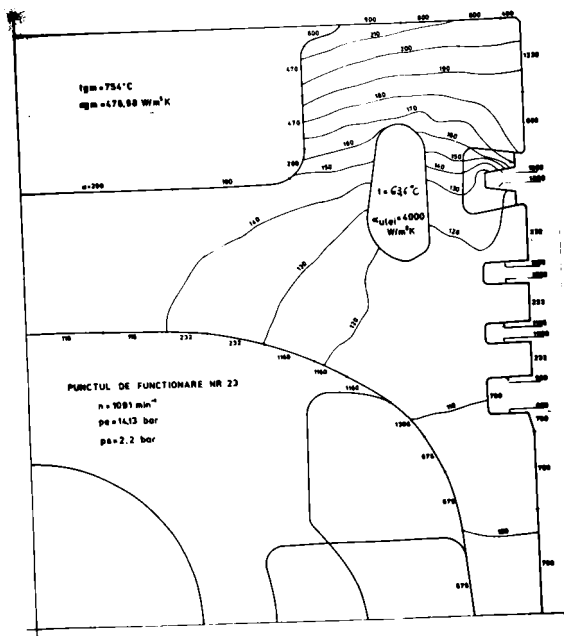


Fig. 5.29.

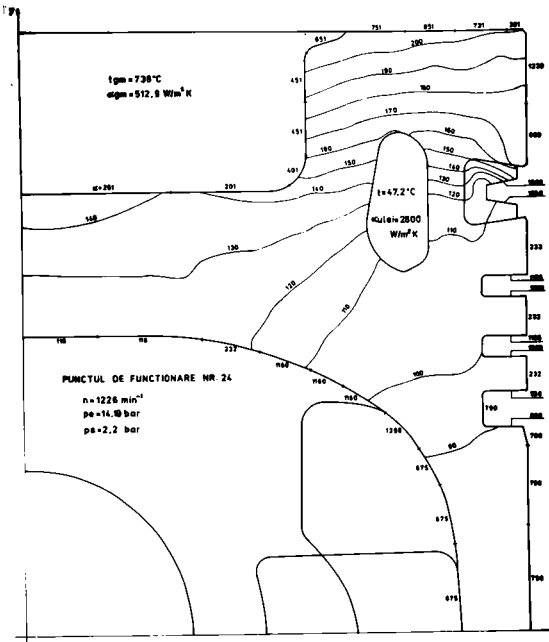


FIG. 5.30.

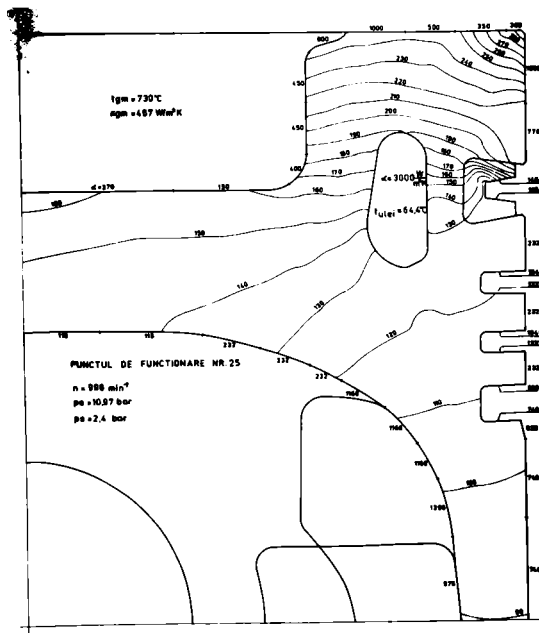


FIG. 5.31.

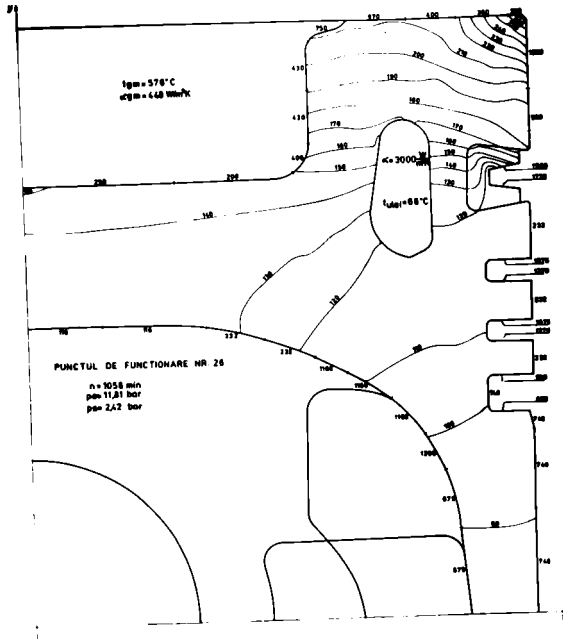


FIG. 5.32.

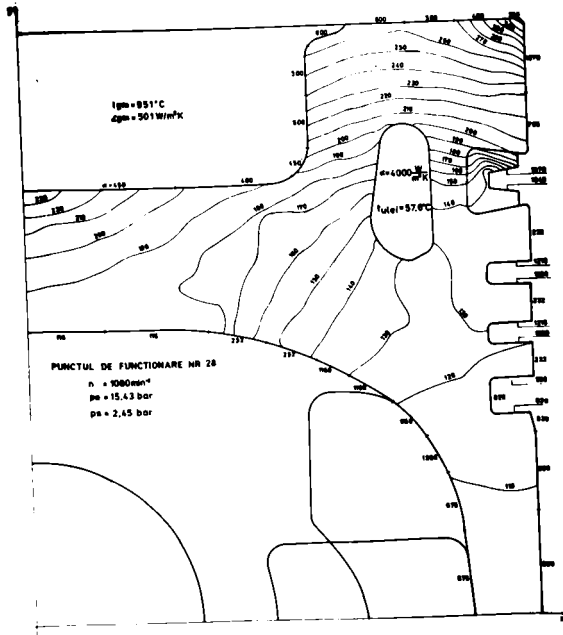


FIG. 5.33.



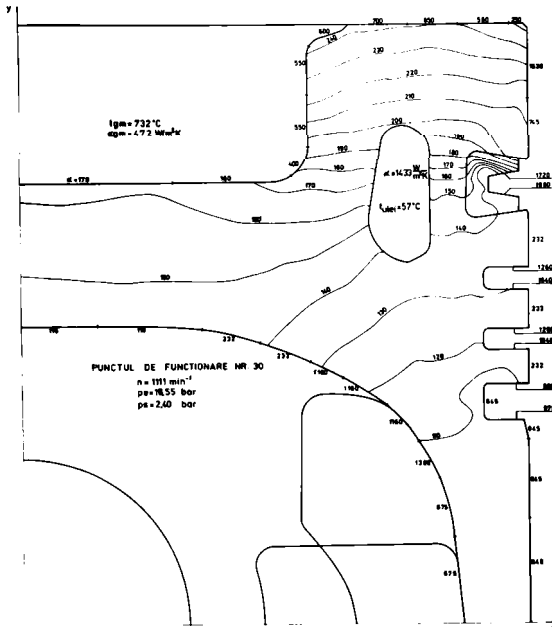


Fig. 5.34.

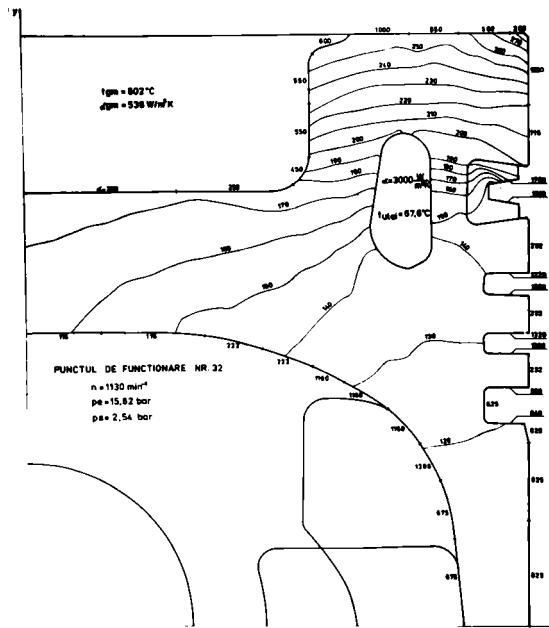


Fig. 5.35.

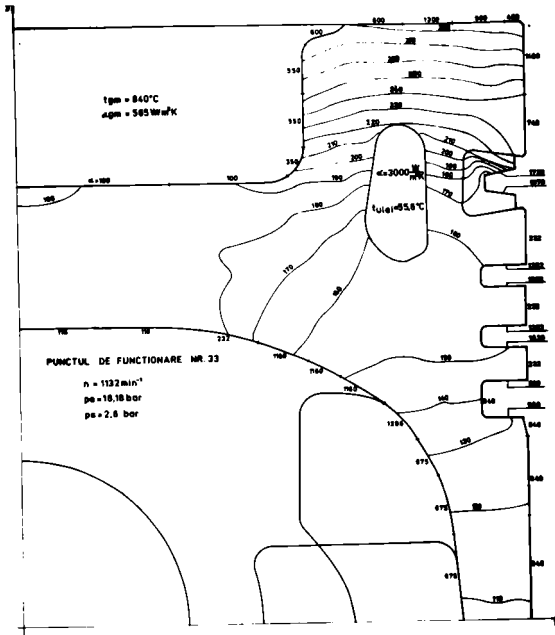


Fig. 5.36.

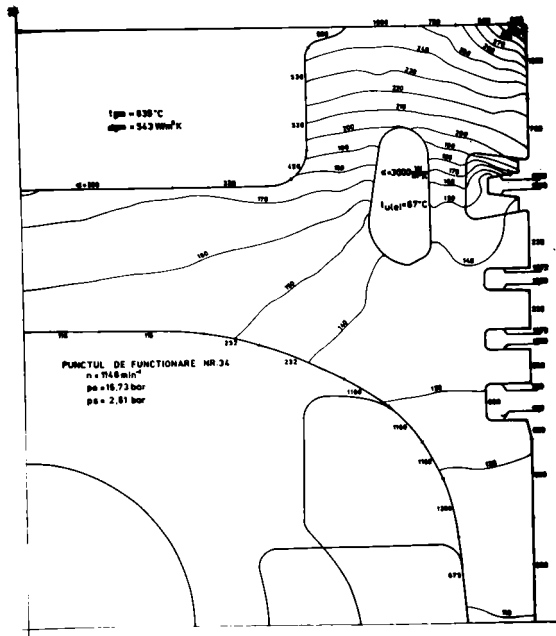


Fig. 5.37.

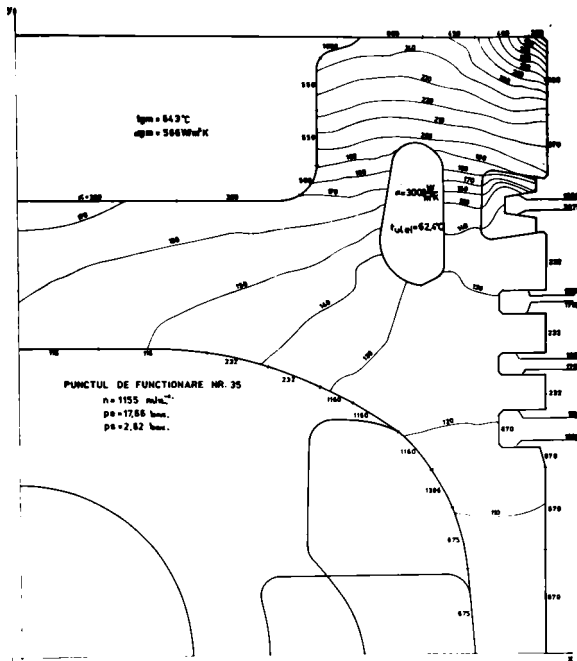


Fig. 5.38.

Cunoscându-se coeficienții locali de transfer de căldură (tabelele 5.26 ... 5.30.), suprafețele aferente acestora, temperaturile pe conturul pistonului și temperatura mediului ambiant, s-a efectuat bilanțul termic pe piston. Căldura incidentă la suprafața pistonului în contact cu gazele, a fost evacuată astfel: o parte din aceasta trece prin puntea de foc, zona segmentilor și mantrua pistonului în cămăra de cilindru, iar alta prin partea dinspre carter a pistonului și canalul de răcire, la aerul din carter și ulei.

Bilanțul termic pentru piston, în cazul climatării cu ulei a canalului de răcire și pentru regimurile de funcționare ale motorului studiate, este prezentat în tabelul 5.32. anexat.

In figura 5.39. este prezentat bilanțul termic al pistonului,

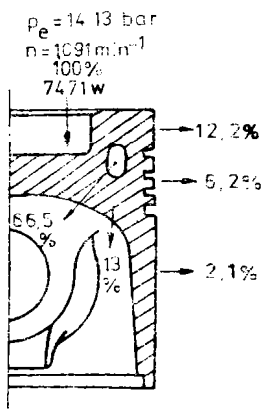


Fig. 5.39. Bilanțul termic al pistonului (regimul nr.23)

lui, cu canalul de răcire alimentat cu ulei, pentru regimul de funcționare nr. 23 al motorului ( $n = 1091 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 14,13 \text{ bar}$  și  $p_s = 2,2 \text{ bar}$ ). Fluxul de căldură total, incident pe partea gazelor, este de 7471 W, din care 917 W sînt transferați prin puntea de foc, 465 W prin zona segmentelor, 149 W prin mantaua pistonului, 971 W prin partea dinspre carter și 4969 W prin uleiul ce parcurge canalul de răcire.

Acese rezultate nu fost obținute exclusiv pe baza temperaturilor măsurate în piston și a conductibilității termice a materialului acestuia.

Calculul de schimb de căldură, folosind relația 4.7., determină pentru regimul de funcționare al motorului prezentat mai sus, un flux de căldură de 7722 W. Eroarea relativă este de numai 3,4%. Această concordanță bună dintre evaluarea schimbului de căldură cu ajutorul cîmpului de temperaturi și relația 4.7., se regăsește pentru toate regimurile de funcționare ale motorului studiate, eroarea relativă fiind cuprinsă între 1 ... 10% (tabelul 5.32. anexat).

Calculul de schimb de căldură, folosind relația 4.7., determină pentru regimul

## 6. INTERPRETAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

### 6.1. Compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale

Pentru a studia schimbul de căldură dintre gazul din cilindru și piston, la stabilirea cîmpului de temperaturi staționar s-a plecat de la temperatura medie a gazului și coeficientul mediu de transfer de căldură, calculat cu relația 4.7. Temperaturile măsurate pentru comparație, pe motor, nu se suprapun cu izotermele

exemplului de temperaturi determinat în condițiile de mai sus, deoarece condițiile reale de schimb de căldură la piston, nu pot fi descrise de valoarea medie a coeficientului de transfer de căldură. Prin corectarea coeficienților locali de transfer de căldură, pînă cînd temperaturile evaluate concordă cu cele măsurate, s-au obținut condițiile reale de schimb de căldură dintre gaz și piston. Această metodă permite stabilirea unor considerații asupra distribuției coeficientului local de transfer de căldură. Distribuția de temperaturi măsurate în piston, condiționează o repartiție corespunzătoare a coeficienților locali de transfer de căldură, figura 5.14., exprimată prin raportul dintre coeficientul local de transfer de căldură  $\alpha$  și cel mediu  $\bar{\alpha}$ , raportat la suprafața pistonului:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{A} \int_0^A \alpha \, dA \quad (6.1.)$$

Pe baza alurei curbei, schimbul de căldură este intens la marginea cupei din piston, fapt ce indică, printre altele, existența unei curgeri intense a gazului în cupă, din spațiul exterior în timpul comprimării și din cupă spre exteriorul ei, în timpul destinderii.

Forma camerei de ardere și mărimea motorului influențează distribuția radială a coeficientului de transfer de căldură. Cîm diametrul cupei este  $\phi 93$  mm și adîncimea 26 mm, pentru reprezentarea grafică, raportul diametrelor s-a putut face prin folosirea unui diametru  $D' = 217$  mm, corespunzător desăfurătorii profilului capului de piston.

Analizînd tabelul 5.31., se pot face următoarele observații:

- Coeficienții locali de transfer de căldură pe partea gazelor au valori diferențiate, iar distribuția lor este asemănătoare pentru toate regimurile de funcționare ale motorului, conform geometriei camerei de ardere, care rămîne neschimbată.

- Se constată o reducere a schimbului de căldură spre marginea, respectiv mijlocul pistonului. Valoarea medie a coefi-

cientului de transfer de căldură în zona fundului cupei, a machiei cupei și cea de la marginea pistonului, este sub valoarea medie pentru toată suprafața pistonului, în contact cu gazul. Acest rezultat este surprinzător și nu concordanță cu părerea larg răspândită că radiația flăcării are o influență considerabilă asupra schimbului de căldură în motor /24/. El poate fi însă explicat prin efectul convecției forțate, inițiată de mișcarea pistonului, asupra schimbului de căldură, astfel încât cel mai intens schimb de căldură apare întotdeauna în zona de intrare - ieșire în și din cupă, unde se formează un jet puternic de gaze înopre cupă în timpul comprimării și dinopre aceasta în timpul destinderii. Însă sub semnul întrebării dacă creșterea severă a valorilor coeficientului local de transfer de căldură în această zonă este cauzată numai de convecția forțată sau și de contactul direct cu flacăra.

Făcându-se o comparație a coeficientului mediu măsurat de transfer de căldură  $\bar{\alpha}$  cu cel determinat cu relația coeficientului mediu calculat pe ciclu  $\alpha_{gn}$ , se ajunge la concluzia că relația 4.7. dă o bună concordanță, corespunzător raportului:

$$(\alpha_{gn})_{\text{Woschni}} / \bar{\alpha} = 1 \quad (6.2.)$$

În tabelul 6.1. anexat, sînt prezentate comparativ valorile coeficienților medii de transfer de căldură, obținuți prin cele două metode cu care s-a lucrat; prin calcul cu relația 4.7. și pe bază de măsurări. Cele două procedee au condus la rezultate apropiate. Diferențele care au rezultat se pot explica prin erorile la aprecierea masei și a temperaturii încălziturii proaspete la începutul comprimării /58/.

În figura 5.1., s-au reprezentat, în funcție de turație motorului și presiunea de supraalimentare, coeficienții medii de transfer de căldură măsurați, respectiv calculați cu relația 4.7. Se poate remarca o bună concordanță între cele două categorii de valori.

Cu ajutorul curbelor prezentate în figura 5.14. și tabelul 5.31. a coeficientului mediu de transfer de căldură, calculat cu relația 4.7. și pentru pistoane comparabile din punct de vedere al ge-

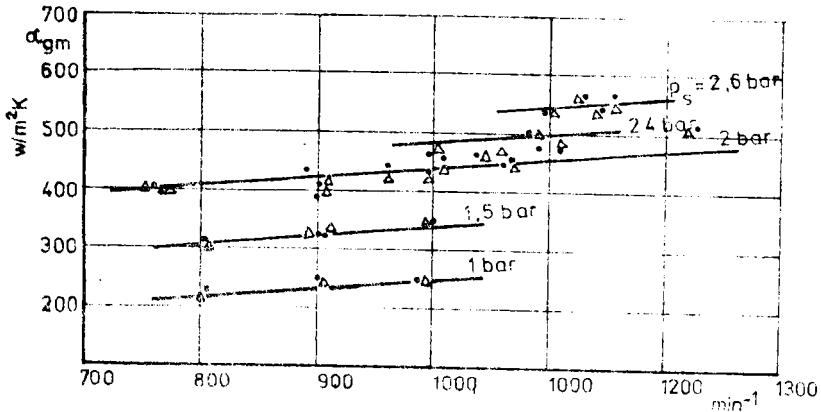


Fig. 6.1. Coeficienții medii de transfer de căldură măsurați, respectiv calculați

ometriei camerei de ardere, se pot obține valori orientative pentru distribuția locală a valorilor coeficienților de transfer de căldură și se poate evalua câmpul de temperaturi.

Pentru condiții de funcționare modificate ale motorului, se poate evalua câmpul de temperaturi din piston prin folosirea coeficientului mediu de transfer de căldură, calculat cu relația 4.7., în noile condiții de funcționare /24, 175, 185/. Dacă se cunoaște distribuția locală  $\alpha_1(r)$  a coeficienților de transfer de căldură, în funcție de raza pistonului, pentru o anumită încărcare (1) a motorului, la trecerea la o nouă încărcare (2), de exemplu prin modificarea condițiilor de supraalimentare, se determină cu ajutorul unui calcul de ciclu real și cu relația 4.7., valoarea noului coeficient mediu de transfer de căldură  $\alpha_{gm2}$ . Cu acesta, plecând de la distribuția locală  $\alpha_1(r)$  a coeficientului de schimb de căldură, se determină o distribuție orientativă

$$\alpha_2(r) = \alpha_1(r) \frac{\alpha_{gm2}}{\alpha_{gm1}} \quad (6.3.)$$

a coeficienților de schimb de căldură, ce va constitui condiția limită inițială pentru evoluerea câmpului de temperaturi, în noile condiții (2) de funcționare a motorului.

Analizând tabelele 5.26. ... 5.30., în care sînt prezentate valorile locale ale coeficienților de transfer de căldură, se pot face considerații asupra schimbului de căldură dintre piston și cămăra de cilindru. Pe traseul de la piston, segmenti sau mantrua pistonului, la cămăra de cilindru și, în continuare, la mediul de răcire, există fenomene foarte diferite și greu de evidențiat de transfer de căldură.

Între segmenti și cămăra de cilindru, se instalează o peliculă de ulei, iar între mantrua pistonului și cămăra de cilindru, un film de lubrifiant și o pernă de gaz cu presiune variabilă, adică un strat rău conductor de căldură, de grosime și conductibilitate termică necunoscute.

Pentru a ocoti aceste dificultăți, segmentul și suprafețele ce îl înconjoară au fost considerate ca o rezistență termică unitară față de peretele cilindrului și piston. Schimbul de căldură dintre suprafața pistonului, în zona segmentilor și peretele cilindrului, poate fi neglijat față de fluxul termic prin segmenti, care este foarte intens. Un schimb intens de căldură se mai observă și în zona de contact a punții de foc cu cămăra de cilindru. Acesta se explică prin faptul că plamul în care s-au efectuat măsurările, situat pe partea de presiune a pistonului, ajunge de mai multe ori în contact cu suprafața cămării de cilindru. În această zonă a pistonului, are loc o încălzire a acestuia de la gaze, care compensează cederea de căldură și, în același timp, pistonul acumulează căldură prin frecare. Valorile coeficienților locali de transfer de căldură în zona punții de foc și a primului segment, cresc cu majorarea sarcinii motorului și sînt independenți de turație.

Schimbul de căldură pe partea dinspre carter a pistonului este intens, îndeosebi din cauza uleiului care ajunge în această zonă fie de la lagărul fusului maneton, fie din carter și duza de alimentare a pistonului cu ulei.

Bilantul termic pe piston (tabelul 5.32.) pune în eviden-



șă schimbul de căldură la acest organ al motorului. Căldura produsă de piston a fost evacuată prin puntea de foc, segmentii și manta, la cămăra de cilindru și prin zona din spate carter și canalul de răcire, la aerul din carter și uleiul adus la piston. Prin puntea de foc, pistonul a evacuat 8 ... 16%, prin zona segmentilor 5 ... 14%, prin manta până la 6%, prin partea din spate carter 8 ... 20%, iar prin uleiul din canalul de răcire, până la 60% din căldura primită de piston de la gazul de lucru. Aceste rezultate concordă cu literatura /115/. Răcirea influențează distribuția evacuării căldurii de la piston și câmpul de temperaturi.

Analizând câmpurile de temperaturi (figurile 5.16. ... 5.38.), se observă evoluția izotermelor în funcție de presiunea medie efectivă din motor. De asemenea, se mai poate observa efectul inelului portsegment, care protejează zona segmentilor. Temperatura maximă măsurată în canalul primului segment a fost de  $161^{\circ}\text{C}$  la pistonul alimentat cu ulei și  $200^{\circ}\text{C}$  la pistonul fără ulei. Același efect îl realizează și canalul de răcire al pistonului, care chiar și fără ulei, are un rol termoizolator.

În tabelul 5.33. este prezentată repartiția căldurii incidente la fundul, muchia capei și coroana pistonului. Participarea suprafețelor celor trei zone ale pistonului este 23/26/51%. Diferența de proporție dintre fluxurile termice și suprafețele geometrice se datorește exclusiv diferențelor locale dintre coeficienții de transfer de căldură. În acest tabel este prezentată căldura incidentă, determinată pe baza temperaturilor măsurate în piston și comparată cu cea calculată cu relația 4.7. Se observă o bună concordanță între valorile căldurii incidente, obținute prin cele două metode. Pentru toate regimurile de funcționare ale motorului studiate, abaterea relativă este cuprinsă între 1 ... 10% (tabelul 5.32.).

## 6.2. Schimbul de căldură la piston pentru cazul regimurilor de excepție

Pentru regimurile de funcționare ale motorului, prezentate în capitolul 6.1., abaterea dintre temperaturile măsurate

în piston, pe partea gazului și cele evaluate cu metoda elementelor finite, a fost sub 5% /20, 58/.

În acest capitol se prezintă și cazurile de excepție, când abaterea sus menționată a fost mai mare. Pentru aceste cazuri, în tabelul 6.2. (anexat) este prezentat schimbul de căldură din camera de ardere a motorului, calculat cu relația 4.7.

La evaluarea câmpului de temperaturi din piston cu metoda elementelor finite, s-au folosit drept condiții inițiale coeficientul mediu de transfer de căldură, determinat cu relația 4.7. și temperatura medie a gazului, conform tabelului 6.2. După o serie de iterații, nu s-a reușit să se suprapună câmpul de temperaturi evaluat cu elemente finite, peste cel măsurat. Temperaturile evaluate sînt totdeauna mai mari cu 5 ... 24% decît cele măsurate, iar valorile coeficientului mediu de transfer de căldură pe partea gazului, evaluate pe această cale, sînt apropiate de cele obținute cu relația 4.7.

Rezultatele acestor cercetări sînt prezentate tabelar (anexă).

În tabelul 6.3. sînt prezentate coeficienții locali de schimb de căldură la piston, obținuți în condițiile de mai sus. Distribuția radială a valorilor coeficienților locali de transfer de căldură pe partea gazelor, este prezentată în tabelul 6.4.

În tabelul 6.5. sînt prezentate comparativ valorile calculate cu relația 4.7. și cele măsurate ale coeficientului mediu de transfer de căldură la piston, pe partea gazelor.

Cum diferența dintre temperaturile evaluate și cele măsurate a fost mai mare de 5%, s-au prezentat separat aceste regimuri, pentru a arăta în întregime cercetarea efectuată. Aceste diferențe se pot datora, printre altele, vehiculării de căldură de către gazul proaspăt în timpul schimbului de încălzire /122/. Menționăm că încercările au fost efectuate pe un motor Diesel monocilindru, supraalimentat la presiune constantă cu un compresor cu piston, iar măsurările au fost efectuate pe etape. Pentru regimurile de excepție în comparație cu celelalte, s-au înregistrat valori ridicate pentru consumul specific de aer.

Cum numărul acestor regimuri de excepție este mic în comparație cu celelalte prezentate anterior, considerăm că nu afectează rezultatele acestei cercetări.

### 6.3. Aplicarea rezultatelor cercetării la studiul criteriilor de solicitare termică a motorului

Proiectarea unui motor într-o concepție originală prinde constructorului să ia decizii în câteva probleme fundamentale, care se referă la alegerea cilindrului, cursa pistonului, turația arborelui cotit, presiunea medie efectivă, etc.

Una din problemele extrem de complexe ale proiectării este fixarea puterii efective dezvoltată de un cilindru al motorului (puterea efectivă unitară). O restricție fundamentală, care limitează puterea pe cilindree, este starea termică a pistonului, caracterizată prin două mărimi: temperatura și gradientul de temperatură. Nivelul maxim de temperatură se limitează pentru a menține factorul de solicitare termică la o valoare ridicată și pentru a preveni blocarea primului segment. Gradientul de temperatură se limitează pentru a evita creșterea tensiunilor și deformațiilor termice.

Se obișnuiește să se aprecieze starea termică a pistonului prin încălzirea sa termică:

$$\sigma_p = \sigma_3 P_{cl} / (\sqrt{D^2/4}) = \sigma_3 P_A \quad (6.4.)$$

unde  $P_A$  este puterea efectivă raportată la aria pistonului.

Într-o vreme s-a admis proporționalitatea  $\sigma_p \sim P_A$ , însă /5A/ recomandă pentru proiectarea prin similitudine o relație de formă:

$$\sigma_p = \sigma_3 K_q \quad (6.5.)$$

unde  $K_q$  este criteriul de încălzire termică:

$$K_q = c p_e^{0,8} = c_{SU} \frac{(4 c_{SU} P_{el} / \pi D^2)^{0,75}}{D^{0,25} \psi^{0,5}} \left( \frac{900}{n} \right) \quad (6.6.)$$

unde  $c$  - constantă de proporționalitate, ce diferă de la o clasă de motoare la alta.

Cu această relație, pentru motorul experimental cercetat, la regim nominal ( $n = 2400 \text{ min}^{-1}$ ,  $74 \text{ kW/cil}$  și  $p_e = 11,18 \text{ bar}$ ) a rezultat o constantă  $c = 1,985$ .

În continuare, prezentăm câteva observații asupra criteriului propus în /54/, rezultate pe baza cercetărilor pe motorul experimental. Pentru acest motor, s-a dispus de două surse de informații: cercetările efectuate în /24/ și cele din cadrul lucrării de față.

În tabelul 6.6. (anexat), sînt prezentate valorile criteriului de solicitare termică  $K_q$  și ale constantei de proporționalitate  $c$ , pentru turația motorului constantă ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ) și presiunea medie efectivă variabilă ( $p_e = 3, 5, 7, 9, 11 \text{ bar}$ ). Analizînd tabelul 6.6., rezultă o creștere a valorilor criteriului  $K_q$  în funcție de presiunea medie efectivă, în timp ce coeficientul de proporționalitate  $c$  prezintă o ușoară scădere. Din reprezentarea valorilor a rezultat faptul că  $c = \text{ct}$  numai atunci cînd se efectuează următoarea corectie în relația 6.6.:

$$K_q = 1,84 p_e^{0,75} c_{SU} \frac{(4 c_{SU} P_{el} / \pi D^2)^{0,75}}{D^{0,25} \psi^{0,5}} \left( \frac{900}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.7.)$$

Pentru același motor, în tabelul 6.7. (anexat) sînt prezentate valorile criteriului  $K_q$  și ale constantei  $c$ , pentru o presiune medie efectivă constantă ( $p_e = 10 \text{ bar}$ ) și valori variabile ale turației ( $n = 1000, 1200, 1400, 1600, 1800 \text{ min}^{-1}$ ). Se observă că atât pentru  $K_q$ , cît și pentru  $c$ , avem o tendință de creștere cu mărirea turației. Analizînd rezultatele și reprezentîndu-se grafic, a rezultat necesitatea modificării exponentului turației de la  $1/3$  la  $0,75$ . Efectuînd aceste modificări în relația 6.6., a rezultat că  $K_q$ , criteriul de solicitare termică, depinde de produsul  $(n \psi)^{0,25}$

și de presiunea medie efectivă  $p_e^{0,75}$ . Corectat, criteriul de solicitare termică devine:

$$K_c = 69,36 \cdot 10^{-3} (S D)^{0,25} p_e^{0,75} = C_{SU}^{0,75} \left( \frac{4C_{SU} \frac{P_{e1}}{D^2}}{n} \right)^{0,75} \frac{900^{\frac{1}{3}}}{D^{0,25} 0,5} \quad (6.8.)$$

unde  $S$  - cursa pistonului /dm/,  $D$  - diametrul cilindrului /dm/ și  $P_{e1}$  - presiunea medie efectivă /bar/.

În tabelul 6.8. (anexat), sînt centralizate valorile criteriului de solicitare termică  $K_q$  și cele ale coeficientului de proporționalitate  $c$ , obținute cu relația 6.6. propusă în /54/, pentru cercetările efectuate în lucrare.

Comparînd valorile criteriului  $K_q$  cu cele ale coeficientului de proporționalitate  $c$ , obținute pentru aceeași mașină, pe baza cercetărilor experimentale /24/, tabelul 6.6., cu cele obținute în prezenta lucrare, tabelul 6.8., se observă o identitate de valori pentru programul de cercetare comun ( $n = \text{loco} \dots 1200 \text{ min}^{-1}$ ).

Din tabelul 6.6., rezultă că la o dublare a presiunii medii efective, de la 5 la 10 bar și la o turație constantă, raportul criteriilor de solicitare termică din /54/ are valoarea 1,68.

Analizînd cercetările experimentale efectuate în /24/ pe același motor, se constată că la o dublare a presiunii medii efective, pentru o turație constantă, rezultă o sporire a fluxului de căldură prin piston de 1,70 ori în cazul unui piston cu canal de răcire; de 1,78 ori pentru un piston fără canal de răcire, respectiv de 1,81 ori pentru un piston fără canal de răcire și cu partea dinspre carter izolată.

În lucrarea /54/ se scundează că Micholberg și Pflaum, în experiențele făcute pe un motor Diesel M.A.N. cu supraalimentare înaltă, au găsit și ei, în aceeași condiții, o creștere de 1,6 ori a fluxului de căldură prin piston.

Deci, prin folosirea relației 6.6., propusă în /54/, pentru criteriul de solicitare termică, se obțin valori foarte apropiate de cele determinate experimental.

## 7. CONCLUZII

### 7.1. Concluzii asupra sarcinilor

În cadrul acestei lucrări s-au efectuat 5 serii de încercări, distinse prin valorile presiunii de supraalimentare, pe un motor monocilindru Diesel rapid, în patru timpuri. Au fost efectuate măsurări în vederea întocmirii bilanțului termic și a determinării câmpurilor termice.

Bilanțul termic ridicat pe baza prelucrării diagramei indicate cu relația lui Moschzi, a fost comparat cu cel obținut din date măsurate pe piston. Concordanța bună dintre rezultatele obținute pe cele două căi, dovedește valabilitatea metodei 4.7. de calcul a coeficientului mediu de schimb de căldură. Exactitatea rezultatelor este satisfăcătoare, mai ales decât se ia în considerare procedeele de evaluare complicate.

Câmpurile termice au fost determinate numai pentru piston, piesă simetrică la rotație. Deși ipoteza existenței câmpurilor termice simetrice la rotație nu se adevărează în practică, s-a reușit determinarea cu suficientă exactitate a câmpurilor termice din piston cu ajutorul metodei elementelor finite. Abaterea temperaturilor evaluate cu metoda elementelor finite, față de temperaturile măsurate, a fost sub 5%. Abateri mai mari s-au înregistrat la câteva regimuri de execuție, menționate în capitolul 6.2., la care s-au înregistrat valori excesive ale consumului specific de aer.

Coefficienții locali de transfer de căldură pe partea gazului și a agentului de răcire, au fost determinați pentru piston cu ajutorul temperaturii medii a gazului de lucru, obținută din prelucrarea diagramei indicate și cu temperaturile măsurate în piston, camera de cilindru și uleiul de răcire.

Analizând schimbul de căldură pe partea gazelor, rezultă următoarele concluzii:

1. Forma geometrică a pistonului în contact cu gazele determină o distribuție a temperaturilor măsurate, asemănătoare la toate regimurile de funcționare a motorului.

2. Cu creșterea sarcinii motorului, se măjorează și valorile temperaturilor măsurate în piston.

3. Distribuția temperaturilor măsurate în zona de contact cu gazele determină o distribuție a valorilor coeficienților locali de schimb de căldură asemănătoare la toate regimurile de funcționare ale motorului.

4. Coeficienții locali de transfer de căldură din zona cupei pistonului prezintă valori mai scăzute decît cea medie pentru toată suprafața pistonului, în contact cu gazul și aceasta pentru toate regimurile de funcționare ale motorului.

5. Valorile coeficienților locali de schimb de căldură prezintă o creștere severă în zona de intrare/ieșire în și din cupa pistonului. Rămîne sub semnul întrebării dacă această creștere este cauzată numai de convecția forțată sau și de contactul cu flacăra.

6. Folosind relația empirică 4.7. pentru calculul coeficientului mediu de transfer de căldură, se obțin valori ce sînt în bună concordanță cu cele obținute prin măsurări.

7. Cu creșterea presiunii de supraalimentare a motorului, se măjorează și valorile coeficientului mediu de transfer de căldură.

8. Dacă se menține constantă presiunea de supraalimentare și presiunea medie efectivă a motorului și se variază turația, atunci cu majorarea turației cresc și valorile coeficientului mediu de transfer de căldură.

9. Dacă se menține constantă presiunea de supraalimentare și turația motorului și se variază presiunea medie efectivă, cu creșterea sarcinii motorului, coeficientul mediu de transfer de căldură se menține constant.

Analizînd schimbul de căldură pe partea mediului de răcire a pistonului, se pot scrie următoarele concluzii:

10. Schimbul de căldură pe partea dinspre carter a pistonului este intens. Coeficienții locali de transfer de căldură au valori mai ridicate în zona de racordare a fundului cu partea cilindrică a pistonului, datorită ulciului ce ajunge în această zonă sub formă de jet de la arteziana și lagărul maneton.

11. În zona de contact a punții de foc a pistonului cu cămașa de cilindru, s-a constatat un schimb intens de căldură. Aceasta se explică prin faptul că planul în care s-au efectuat măsurările, situat pe partea de presiune a pistonului, ajunge de mai multe ori în contact cu suprafața cămășii de cilindru.

12. Valorile coeficienților locali de schimb de căldură în zona punții de foc și a primului segment, cresc cu majorarea sarcinii motorului și sînt independenți de turație. Restul coeficienților locali de transfer de căldură din zona de contact cu cămașa de cilindru nu sînt influențați nici de sarcina motorului și nici de turație.

13. Răcirea pistonului influențează distribuția evacuării căldurii de la piston și cîmpul de temperaturi al acestuia.

14. Valoarea izotermelor din piston crește cu majorarea presiunii medii efective din cilindru.

15. Poziția canalului de răcire și inelul de protecție al primului segment protejează zona segmentilor contra temperaturilor ridicate, care ar periclita buna lor funcționare.

16. Pistonul a funcționat în bune condiții și în alternativă fără alimentare cu ulei, pînă la presiunea medie efectivă  $p_g = 16,18$  bar, turația  $n = 1132$  min<sup>-1</sup> și presiunea de supraalimentare 2,6 bar. Temperaturile măsurate în ambele cazuri (piston cu și fără alimentare cu ulei), au fost prezentate în lucrare. Menționăm că funcționarea pistonului fără ulei a fost de scurtă durată.

Pentru a se obține informații despre fluxul termic în piston, s-a efectuat bilanțul termic. Analizînd bilanțul termic pe piston, rezultă următoarele concluzii:

17. Căldura incidentă la piston, calculată cu relația lui Woschni, corespunde cu căldura incidentă determinată pe baza temperaturilor măsurate. Pentru toate regimurile de funcționare ale motorului, abaterrea relativă a fost între 1 ... 10%.

18. Dacă se menține constantă presiunea de supraalimentare și presiunea medie efectivă, cu creșterea turației se măjorează și cantitatea de căldură preluată de piston.



19. Dacă se menține constantă presiunea de supraalimentare și turația motorului, cu majorarea presiunii medii efective crește și căldura preluată de piston.

20. Repartiția căldurii incidente la fundul cupoi, muchia cupoi și la coroana pistonului, depinde de mărimea suprafețelor geometrice ale acestora și de coeficienții locali de transfer de căldură. Diferența de proporție dintre fluxurile termice și suprafețele geometrice se datorește diferențelor locale dintre coeficienții de transfer de căldură.

21. Pentru pistonul cercetat, repartizarea căldurii evacuate concordă cu literatura de specialitate /115/. Din căldura primită de piston de la gazele de lucru, au fost evacuate următoarele cantități procentuale: prin puntea de foc 6 ... 16%; prin zona segmentilor 5 ... 14%; prin maneta pistonului circa 6%; prin partea dinspre carter 8 ... 20% și prin uleiul din canalul de răcire până la 68%.

Analizând aplicarea rezultatelor cercetărilor la studiul criteriilor de solicitare termică a motorului, prezentat în capitolul 6.2., rezultă următoarele concluzii:

22. Prin folosirea relației propusă în /54/, pentru criteriul de solicitare termică se obțin valori foarte apropiate de cele determinate experimental.

23. La o dublare a presiunii medii efective, pentru o turație constantă a motorului, rezultă experimental o sporire a fluxului termic prin piston de 1,7 ori, în cazul pistonului cu canal de răcire, iar raportul criteriilor de solicitare termică /54/ ia valoarea 1,68.

Din cele prezentate mai sus și întreaga lucrare, se desprind următoarele concluzii:

24. Cu ajutorul metodei elementelor finite se poate evalua câmpul de temperaturi din piston, folosind relația lui Woschni pentru valoarea coeficientului mediu de transfer și o distribuție a coeficienților locali de transfer de căldură, corespunzătoare formei geometrice a pistonului în contact cu gazul de lucru.

25. Lucrarea constituie o contribuție la determinarea

experimentală a valorilor coeficienților locali de schimb de căldură, pentru care literatura este deficitară. Cu aceste valori, se rezolvă cea mai dificilă problemă, aceea a condițiilor de contur la piston.

## 7.2. Propuneri

Lucrarea dovedește că utilizând relația lui Woschni pentru coeficientul mediu de transfer de căldură și o distribuție a coeficienților locali de transfer de căldură, corespunzătoare formei geometrice a pistonului în contact cu gazul de lucru, se pot determina cu ajutorul elementelor finite cîmpurile de temperatură din piston, în cadrul anumitor toleranțe admisibile. Această metodă de evoluare a cîmpului de temperatură din piston, a fost verificată în cadrul acestei lucrări și se recomandă a fi folosită de către specialiștii în domeniul pistonelor.

În același timp, lucrarea pune la dispoziția valorii pentru coeficienții locali de schimb de căldură, stabilite experimental. Ele se folosesc la rezolvarea problemei condițiilor de contur la piston, pentru evaluarea cîmpului de temperatură.

Cum în lucrare au fost calculate valorile coeficientului mediu de transfer de căldură, folosind relația lui Woschni și comparate cu cele obținute prin măsurări numai pentru piston, se propune extinderea cercetărilor experimentale pentru supapa de evacuare și cămășa de cilindru.

Pentru piston, raportul valorilor calculate și a celor măsurate, ale coeficientului mediu de transfer de căldură pe partea gazului, s-a găsit a fi în medie 1. Pentru cămășa de cilindru, și supapa de evacuare, valorile acestui raport sînt probabil mai mari /58/. Coeficienții de transfer de căldură măsurați în partea superioară a cămășii ar trebui să fie mai mici decît cei calculați, deoarece suprafața cămășii este în mare măsură protejată de piston în timpul perioadei în care are loc combustia și unde coeficienții transferului de căldură instantaneu au valorile cele mai mari.

Extinderea cercetărilor pentru supapa de evacuare și cămă

magi de cilindru ar contribui la acumularea de informații experimentale în acest domeniu, pentru care literatura este deficitară.

### 7.3. Efecte economice

Dintre organele care delimitează camera de ardere a motoarelor cu ardere internă, pistonul este expus uneia dintre cele mai nefavorabile regimuri termice, din cauza duratei de contact mare cu gazele de ardere și a posibilităților limitate de răcire.

Ridicarea presiunii medii efective, deci mărirea performanțelor motorului prin supraalimentare, atrage după sine condiții din ce în ce mai grele de funcționare ale pistonului. Menținerea lui sub limita maximă de temperatură, impusă de calitatea materialelor din care a fost confecționat, este posibilă numai prin alegerea unor soluții constructive adecvate, în care fie că se borează fluxul de căldură către piston, fie că se asigură evacuarea fluxului mărît de căldură. Problemele cele mai dificile în cazul pistoanelor, le ridică solicitările termice. De aceea, trebuie acordată o atenție deosebită repartiției fluxurilor de căldură prin piston, adică alegerii formei corecte a acestuia. De aceea, în faza de proiectare trebuie să dispunem de metode operative pentru determinarea cîmpului de temperaturi la diferite forme constructive posibile. Apoi, pe baza rezultatelor acestor studii, se trece la adoptarea formei optime.

În lucrare, pentru analiza cîmpului de temperaturi al pistonului s-a folosit metoda elementelor finite. Ea pune la dispoziția inginerului proiectant, specialist în pistoane, o metodă verificată și eficientă de evaluare a cîmpului de temperaturi în piston. Folosind avantajele calculatoarelor electronice, se obține o economie de timp și o precizie ridicată la evaluarea cîmpului de temperaturi.

Contribuția majoră a acestei lucrări este stabilirea experimentală a valorilor coeficienților locali de transfer de

căldură, pentru care literatura de specialitate este deficitară. Cu ajutorul acestor valori, se pot stabili condițiile de contur, care constituie problema cea mai dificilă la evaluarea ciclului de temperaturi.

Cu cele prezentate mai sus, se poate executa optimizarea formei pistonului, pentru a obține o bună concordanță între solicitările termice și concepția acestuia.

Astfel se îmbunătățesc performanțele noilor pistoane, se scurtează timpul de proiectare - cercetare pe stand și se diminuează cheltuielile aferente obținerii noilor pistoane.

Cele de mai sus, conduc la scurtarea ciclului de proiectare - cercetare, pentru obținerea unor tipuri de motoare noi și la diminuarea cheltuielilor aferente concepției și materializării lor.

Pentru concretizare, prezenta lucrare de cercetare se poate extinde la motoarele 6 LDA 28 și 12 LDA 28, fabricate în țara noastră și folosite la tracțiunea feroviară.

La Catedra de mașini termice a I. P. Timișoara, a fost efectuat un studiu care a evidențiat posibilitatea de creștere a puterii motorului 6 LDA 28, prin modificarea cursei și alezajului, precum și creșterea gradului de supraalimentare. Principalele modificări avute în vedere sînt mărirea alezajului de la 280 la 340 mm și a cursei de la 320 la 340 mm, precum și a presiunii de supraalimentare la 3,1 bar. Cu aceste modificări și păstrarea turației la  $750 \text{ min}^{-1}$  și a numărului de cilindri la 6, puterea motorului ar putea crește la circa 2700 kW. Studiul amintit ar trebui completat cu unul privind solicitările termice pentru piston.

Pentru motoarele 12 LDA 28, care se folosesc în țara noastră de peste 25 ani, există evidențe statistice de urmărire în exploatare a deficiențelor de funcționare /27/. Printre acestea, se pot semna deteriorarea prematură a segmentilor, eliberarea gulerului pistonului, uzura canalelor de segmenti, ruperi în zona bosajelor pentru bolt, străpungeri de piston prin topire de material, etc. Avînd în vedere deficiențele semnalate la func-

ționarea pistonului de-a lungul anilor de exploatare, se impune efectuarea unei cercetări a solicitărilor termice, urmată de o reproiectare a pistonului. Aceasta ar conduce la creșterea duratei și siguranței de funcționare a pistonului și la efecte economice favorabile.

Pentru oportunitatea acestei recomandări, se prezintă un exemplu de calcul de evaluare a eficienței economice, în următoarele ipoteze: /27/

- Se presupune că există 1000 bucăți locomotive și că fiecare parcurge 120.000 km/an;

- Se presupune că la 150.000 km se înlocuiesc segmentii;

- Se admite că la 300.000 km se face înlocuirea a 3 bucăți pistoane și regularea a 4 bucăți pistoane pentru fiecare motor;

- Se consideră că la 10% din motoare, se produce străungerea unui piston prin topirea metalului;

- Se consideră că prețul unui piston este de 7540 lei/bucată, a unei regulări 1300 lei/bucată și că un segment costă în medie 300 lei/bucată;

- Pentru evaluarea economiilor greu de apreciat, se acceptă o reducere a consumului specific de combustibil cu 0,5%, în condițiile că fiecare locomotivă activă funcționează zilnic 10 ore la sarcină nominală, timp de 300 zile pe an și că staționarea unei locomotive la reparații este de 50 zile pe an;

- Se apreciază că prin efectuarea unui studiu de cercetare a solicitărilor termice, urmat de reproiectarea pistonului, deficiențele de exploatare s-ar reduce cu minimum 30%.

Cu aceste ipoteze, economiile probabile la 1000 bucăți locomotive pe an, sînt:

1. Economii din reducerea numărului de pistoane înlocuite și regulate la reparații:

- Numărul de locomotive la reparații

$$\frac{1000 \text{ locomotive} \times 120.000 \text{ km/an}}{300.000 \text{ km}} = 400 \text{ locomotive/an}$$

- Numărul de pistoane regulate pe an:

$$400 \text{ motoare} \times 4 \text{ pistoane} = 1600 \text{ pistoane/an};$$

- Numărul de pistoane înlocuite pe an:

$$400 \text{ motoare} \times 3 \text{ pistoane} = 1200 \text{ pistoane/an};$$

Economile ce rezultă din reducerea cu 30% a acestor înlocuiri:

$$\frac{1600 \text{ pistoane} \times 30}{100} \times 1300 \text{ lei/piston} + \frac{1200 \text{ pistoane} \times 30}{100} \times 7540 \text{ lei/piston} = 624.000 + 2.714.000 = 3.338.400 \text{ lei/an};$$

2. Economii din reducerea numărului de segmenti înlocuiți:

- Numărul de locomotive la care se înlocuiesc segmentii:

$$\frac{1000 \text{ locomotive} \times 120.000 \text{ km/an}}{150.000 \text{ km}} = 800 \text{ locomotive/an};$$

- Numărul de segmenti care se înlocuiesc anual pe un motor:

$$5 \text{ segmenti} \times 12 \text{ pistoane} = 60 \text{ segmenti/motor};$$

- Economile ce rezultă din reducerea cu 30% a acestor înlocuiri:

$$\frac{60 \text{ segmenti} \times 30}{100} \times 800 \text{ locomotive} \times 300 \text{ lei/segment} = 4.320.000 \text{ lei/an};$$

3. Economii din reducerea avariilor de strâpungere a pistoanelor prin topirea materialului:

- Numărul pistoanelor avariate pe an:

$$1000 \text{ locomotive} \times \frac{10}{1000} = 10 \text{ pistoane/an};$$

- Economia estimată prin reducerea avariilor cu 30%:

$$\frac{10 \text{ pistoane} \times 30}{100} \times 7540 \text{ lei/piston} = 22.620 \text{ lei/an};$$

4. Economii din reducerea consumului de combustibil:

- Numărul de zile pe an de imobilizare la reparații:

$$400 \text{ locomotive} \times 50 \text{ zile/locomotivă} = 20.000 \text{ zile};$$

- Numărul de locomotive active pe an:

$$\frac{(1000 \text{ locomotive} \times 365 \text{ zile}) - (400 \text{ locomotive} \times 50 \text{ zile})}{365} = 900$$

locomotive active;

- Consumul de combustibil pe an:

$$900 \text{ locomotive} \times 10 \text{ ore} \times 0,3 \text{ t/oră} \times 300 \text{ zile/an} = 810.000 \text{ t/an};$$

- Economii de combustibil:

$$\frac{810.000 \text{ t} \times 0,5}{100} \times 280 \text{ lei/t} = 1.134.000 \text{ lei/an}$$

5. Total economii anuale:

$$3.338.400 + 4.320.000 + 22.620 + 1.134.000 = 8.815.020 \text{ lei/an}$$

La aceste economii se adaugă economiile ce rezultă din reducerea avariilor pieselor învecinate pistonului (chiulacă, cămagă de cilindru, bielă, bloc) și economiile greu de apreciat, cu ar fi cele legate de creșterea siguranței în circulație și a competitivității motorului.

Din exemplele prezentate mai sus, rezultă o singură concluzie: atât la proiectarea, cât și la re-proiectarea unui piston,

se impune necesitatea efectuării unui studiu de cercetare a solicitărilor termice, care conduce la efecte economice favorabile.

## 8. BIBLIOGRAFIA

1. Abramovitz, M.; Stegun, I.A.  
"Handbook of Mathematical Functions"  
National Bureau of Standards, Applied Mathematics, Series 55,  
June 1965
2. Aepler, E.; Baturin, C.N.  
"Optische Methode zur Untersuchung der Rußkonzentration im  
Brennraum von Dieselmotoren"  
Maschinenbautechnik 24(1975)3, pg. 103 - 108
3. Aftalion, S.  
"Über die Bestimmung schnell veränderlicher Abgastemperaturen  
von Verbrennungstemperaturen"  
Technische Rundschau Sulzer 40(1958)2, pg. 67 - 74
4. Anderko, K.; Keilbach, D.; Wacker, E.  
"Wärmespannungen an einem Aluminiumkolben für einen mittelgro-  
ßen Dieselmotor mit Hilfe von Dehnmestreifen"  
MTZ 28(1967)3, pg. 93 - 100
5. Amund, W.J.D.  
"Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Com-  
bustion Engines"  
Proc. Inst. Mech. Engrs. 177(1963), pg. 973 - 990
6. Apostolescu, N.; Grünwald, B.  
"Contribuții la teoria transferului de căldură din cilindrul  
motorului cu ardere internă"  
Construcția de mașini 19(1967)8/9, pg. 438 - 449
7. Apostolescu, N.; Tarnza, D.  
"Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice"  
Editura didactică și pedagogică, București, 1979
8. Baker, A.J.S.; Kimber, J.D.  
"Research Engines for Low and Medium Speed Applications"  
Trans. I. Mar. E. 86(1974), Ser. A, Part. 7, pg. 125 - 145



9. Bătașu, N.; Iancu, A.  
"Influența citorva factori principali asupra solicitării termice a motorului cu ardere prin comprimare"  
Conferința de motoare cu ardere internă, București 1970
10. Bătașu, N.  
"Contribuții teoretice și experimentale la studiul solicitării termice pentru motorul cu aprindere prin comprimare"  
Teză de doctorat, I.P.Ingi, 1970
11. Benderoky, D.  
"A thermocouple for measuring transient temperatures"  
Mechanical Engineering 75(1953), pg. 117 - 121
12. Benson, R.S.; Brundett, G.W.  
"Development of a resistance wire thermometer for measuring transient temperature in exhaust systems of internal combustion engines. Temperature, its measurement, control in science and industry"  
Reinhold Publishing Corporation, New York, 1968  
(Vol. II, Part 2, pg. 631 - 652)
13. Berg, H.P.  
"A finite element method for the calculation of transient and stationary temperature fields in two dimensional cartesian and axisymmetric geometry"  
Inst. of Internal Combustion Engines, Trondheim, 1975
14. Borman, G.L.; Myers, P.S.; Uyehara, C.A.  
"Some problem areas in engine simulation"  
Paper I.1.  
Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970
15. Bougends, M.; Putter, R.G.  
"Ermittlung der Ladungsbewegung in motorischen Brennräumen durch Messung instationärer Oberflächentemperaturverläufe"  
MTZ 47(1986)12, pg. 533 - 538
16. Boulouchos, K.; Henschök, N.  
"Der Wärmetransport zwischen Arbeitsmedium und Brennraumwand"  
MTZ 47(1986)9, pg. 337 - 344
17. Breoni, P.

- "Berechnung stationärer und instationärer Temperaturfelder mit Hilfe elektronischer Rechenautomaten"  
Sulzer - Forschungsheft 1970, pg. 85 - 90
18. Brenn, W.  
"Wärmspannungsmessungen an Kolben nach der Kleingußmethode"  
MTZ 30(1969)8, pg. 282 - 287
19. Brilling, N.R.  
"Cercetări asupra proceselor de lucru și schimb de căldură în motoare Diesel" (in limba rusă)  
M. - L. ONTI, Moscova, 1931
20. Buchta, H.; Deicke, K.; Wacker, E.  
"Kolbenkühlung"  
MTZ 36(1975)7/8, pg. 200 - 205
21. Bullaty, T.; Glanzmann, W.  
"Bestimmung der Wiebe - Verbrennungparameter"  
MTZ 45(1984)7/8, pg. 294 - 303
22. Bush, I.E.; London, A.L.  
"Design data for 'Cocktail Shaker' cooled pistons and valves"  
SAE Paper 650727 (1965)
23. Butler, I.F.  
"Water cooled pistons: construction and heat transfer"  
Proc. Instn. Mech. Engrs. 179(1964 - 65), Part. 3C, pg. 168 - 176
24. Chen, W. - J.  
"Experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangs am Kolben eines schnellaufenden Dieselmotors"  
Dissertation, TU Braunschweig, 1976
25. Desai, C.S.; Abol, J.F.  
"Introduction in the Finite Element Method: A Numerical Method for Engineering Analysis"  
Van Nostrand - Rheinhold, New York, 1972
26. Dimopoulos, N.  
"Wärmeübergang an fließendes Wasser unter großen Wärmestromdichten und lokaler Oberflächenverdampfung (Verdampfungs-

- kühlung). Der kühlseitige Wärmeübergang in einem Zweitakt-Dieselmotor; Einfluß der Oberflächenverdampfung"  
Dissertation, ETH Zürich, 1955
27. Dobrescu, A.  
"Cercetări asupra lagărelor motoarelor Diesel de tracţiune feroviare în vederea măririi duratei și siguranței lor de funcționare"  
Teză de doctorat, I.P.Timisoara, 1979
28. Drolshammer, I.  
"Temperaturen und Wärmefluß in Auspuffventilen von Dieselmotoren"  
Mitt. Inst. Thermodynamik u. Verbrennungsmotorenbau, ETH Zürich, (1943)3
29. Dusinberre, G.H.  
"Numerical analysis of heat flow"  
McGraw - Hill, New York - Toronto - London, 1949
30. Eberle, F.  
"Der Wärmeübergang im Verbrennungsmotor unter dem Einfluß des zeitlichen Verlaufes von Druck und Temperatur des Arbeitsgases"  
Dissertation TH Stuttgart, 1950
31. Ebersole, G.D.; Myers, P.S.; Uyehara, O.A.  
"The Radiant and Convective Components of Diesel Engine Heat Transfer"  
SAE 701 C (1963)
32. Eckert, K.  
"Der Wärmeübergang im Zylinderkopf und Zylinder von schnelllaufenden, luftgekühlten Otto- und Dieselmotoren"  
MTZ 22(1961)2, pg. 37 - 44
33. Eichelberg, G.  
"Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragung im Dieselmotor"  
VDI-Z 72(1928), pg. 463
34. Eichelberg, G.  
"Some new investigations on old combustion - engine problems"  
Engineering 148(1939), pg. 463 - 466; 547 - 550; 603 - 605; 682 - 686

35. Elliot, L.  
"Handbook of telemetry control"  
McGraw - Hill, New York, 1967
36. Elser, K.  
"Der instationäre Wärmeübergang in Dieselmotoren (theoretische und experimentelle Untersuchungen)"  
Dissertation ETH Zürich, 1954
37. Emery, A.F.; Carson, W.W.  
"An Evaluation of the Use of the Finite Element Method in the Computation of Temperature"  
Sandia Lab. Rept. SCL-RR-69-83, August 1969 (ASME Paper 69-WA/HT-38)
38. Emmons, H.W.  
"The numerical solution of heat-conduction problems"  
Transactions ASME 65(1943), pg. 607 - 612
39. Essers, L.; Essers, G.; Heyer, E.  
"Über das Messen von Kolbentemperaturen"  
MTZ 27(1966)6, pg. 260 - 263; 9, pg. 355 - 359
40. Felippa, C.A.  
"Refined Finite Element Analysis of Linear and Nonlinear Two-Dimensional Structures"  
Struct. Inter. Res. Rept. PB 178418, University of California at Berkeley, October 1966
41. Felippa, C.A.; Clough, R.W.  
"The Finite Element Method in Solid Mechanics"  
Numerical Solution of Field Problems in Continuum Physics, SIAM-AMS Proceedings, Vol. 2, American Mathematical Society, Providence, RI, 1970
42. Fischer, P.; RieB, W.  
"Einfaches Analogieverfahren für technische Wärmeleitprobleme"  
Konstruktion 12(1960), pg. 285 - 291
43. Fiskin, G.; Iversen, E.A.; Sarsten, A.  
"Computer calculation of stresses in axi - symmetric thermally loaded components"  
Proc. Instn. Mech. Engrs. 182(1967 - 68), Part L3, pg. 152-168

44. Flynn, P.  
"An Experimental Determination of the Instantaneous Potential Radiant Heat Transfer within an Operating Diesel Engine"  
SAE Paper 720022 (1972)
45. Forsythe, G.E.  
"Solving Linear Algebraic Equations can be Interesting"  
Oxford University Press, London, 1964
46. Fox, L.  
"Introduction to Numerical Linear Analysis"  
Oxford University Press, London, 1964
47. French, C.  
"Piston Cooling"  
SAE Paper 720024, 1972
48. Geislinger, L.  
"Vergleichende Untersuchung des Wärmeüberganges an den Kolben bei Vier- und Zweitaktmotoren"  
MTZ 12(1951)2, pg. 29 - 37
49. Gitter, H.  
"Zur weiteren Leistungssteigerung der Dieselmotoren und Betriebssicherheit von Kolben"  
Maschinenbautechnik 25(1976)8, pg. 338 - 344
50. Göschel, K.-H.; Günhe, H.-P.; Steibrenner, H.  
"Kolbentemperaturmessungen an einem schnelllaufenden Hochleistungs-Dieselmotor"  
MTZ 22(1961)7, pg. 282 - 286
51. Grimm, W.  
"Vereinfachte Ermittlung dimensionsloser Kenngrößen für den konvektiven Wärmeübergang bei flüssigen Mineralölprodukten"  
BVK 20(1968)1, pg. 14 - 17
52. Grimm, R.  
"Computerberechnung mit Finiten Elementen"  
Mähle - Kolloquium, 1973, pg. 45 - 52
53. Grünwald, B.; Apostolescu, N.  
"Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă"  
Editura Academiei R.S.R., București, 1975

54. Grünwald, P.  
"Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere"  
Ediția a 2-a, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
55. Grünwald, B.  
"Unele probleme ale proiectării de concepție a motoarelor Diesel"  
Buletinul I.P. București, Seria mecanică, (1978)4
56. Grünwald, B.  
"A thermal - load criterion for the piston of a Diesel engine"  
Rev. Roum. Sc. Techn., S. Electr. Energ. (1977)2
57. Hackeschmidt, M.; Bach, E.; Heider, M.  
"Rezente Verfahren zur Wärmespannungsmessung, insbesondere in Kolben von Verbrennungsmotoren"  
Wiss. Z. Hochsch. Verkehrswesen Dresden 24(1977)1, pg. 93 - 106
58. Hansen, A.; Rasmussen, M.; Sarsten, A.  
"Thermal loading of Diesel Engine components and its prediction"  
Paper A 30, CIMAC 1971, Stockholm
59. Heider, M.; Hackeschmidt, M.  
"Wärmespannungen in gebauten Kolben von Dieselmotoren"  
KFT 28(1978)3, pg. 78 - 82
60. Heinrich, W.; Peschko, F.  
"Meßmethoden schnellveränderlichen Temperaturen"  
Technik 12(1957), pg. 532 - 540
61. Heuser, J.  
"Finite Element Method for Thermal Analysis"  
NASA Rept. TN D-7274, Goddard Space Center, Greenbelt, Md, November 1973
62. Herzfeld, K.  
"Über den Wärmeebergang im Zylinder von Kolbenmaschinen"  
Z.A.M.M. 4(1924), pg. 405 - 411
63. Hohenberg, G.  
"Gastemperatur-Meßverfahren durch Laufzeitmessung von Ultraschallimpulsen - ein neuer Weg zur Erfassung innermotorischer Vorgänge"  
Automobil-Industrie 20(1975)2, pg. 25 - 38
64. Inebner, K.H.  
"The Finite Element Method for Engineers"

- John Wiley & Sons, New York, London, Sydney, Toronto, 1975
65. Hug, K.  
"Messung und Berechnung von Kolbentemperaturen in Dieselmotoren"  
Dissertation, ETH Zürich, 1936
66. Hummel, H.  
"Temperaturfeldbestimmung im Elektrolyttrog"  
Mehle - Kolloquium 1973, pg. 90 - 93  
Mehle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstadt
67. Ibrahim, A.  
"Stationäre Messung des Wärmeüberganges in einem Verbrennungsmotor"  
Mitt. Inst. Thermodynamik u. Verbrennungsmotorenbau, ETH Zürich, (1945)5
68. Ionota, M.S.; Hallam, A.I.; Brock, E.K.; Dexter, S.G.  
"The prediction of Diesel-engine performance an combustion chamber component temperature using digital computers"  
Proc. Instn. Mech. Engrs. 182(1967 - 68), Part. 3L, pg. 58-70
69. Kalmár, I.  
"Momentanwerte der Wärmeübergangszahl in Motoren"  
Paper III.c.  
Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970
70. Kindler, K.  
"Beeinflussung des Temperaturfeldes in festen Wänden durch den Einbau von Thermoelementen"  
Vortrag bei der DGLR - Fachausschlußsitzung "Versuchswesen in der Strömungsmechanik", Göttingen, 1975
71. Kocak, H.  
"Entwicklung einer Wärmeübergangs - Sonde für Verbrennungsmotoren"  
Mitt. Inst. Thermodynamik u. Verbrennungsmotorenbau, ETH Zürich, (1950)9
72. Kodja, B.M.D.  
"Nouvelles techniques d'interpretation des diagrammes des moteurs á allumage par compression"  
Ing. de l'automobile 39(1966)6, pg. 327 - 338

73. Kohl, E.  
"Grundsätzliche Überlegungen zur Kühlung von Kolben"  
MTZ 31(1970)2, pg. 53 - 57
74. Köhne, H.  
"Digitale und analoge Lösungsmethoden der Wärmeleitungsgleichungen"  
Forschungsbericht des Landes NRW Nr. 2120, Köln - Opladen, 1970
75. Köpke, G.  
"Neuere Messungen von Kolbentemperaturen"  
ATZ 70(1968)2, pg. 35 - 40
76. Lange, W.; Woschni, G.  
"Thermodynamische Auswertung von Indikator - Diagrammen, elektronisch gerechnet"  
MTZ 25(1964)7, pg. 284 - 289
77. Leistra, G.F.L.  
"Der kühlseitige Wärmeübergang an einer Zylinderlaufbüchse eines Viertakt - Dieselmotors"  
MTZ 29(1968)3, pg. 103 - 104
78. Librowitsch, B.G.; Brysgow, N.N.  
"Cercetări asupra unui motor cu antecameră" (in limba rusă)  
ONTI, Moscova, 1937
79. Li, de Tao  
"Contribuții la studiul adaptării camerelor de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare cu camere separate de valve la turatii înalte"  
Teză de doctorat, I.P.Timisoara, 1982
80. Liebold, U.  
"Betriebserfahrungen über gepreßte Kolben im schnelllaufenden Dieselmotor 6 VD 18/15 AL 1"  
Maschinenbautechnik 25(1976)7, pg. 316 - 320
81. Link, M.  
"Untersuchungen zum Wärmeübergang an den Auslassventilen von Verbrennungsmotoren"  
Dissertation, TU Braunschweig, 1976



82. List, H.  
"Die Behandlung konstruktiver Probleme neuzeitlicher Dieselmotoren"  
MTZ 33(1972)3, pg. 100 - 108
83. Livengood, I.C.; Taylor, D.F.; Wu, P.C.  
"Measurement of gas temperature in an engine by the velocity of sound method"  
SAE Transactions 66(1958), pg. 683 - 699
84. Löhner, K.; Döhring, E.; Choré, G.  
"Temperaturschwingungen an der Innenwand von Verbrennungskraftmaschinen"  
MTZ 17(1956)12, pg. 413 - 418
85. Löhner, K.  
"Die Brennkraftmaschine"  
2. Aufl. 1963, VDI - Verlag GmbH, Düsseldorf
86. Lyn, W.T.  
"Diesel Combustion Study by Infra - Red Emission Spectroscopy"  
Journal of the Inst. of. Petroleum 43(1957), pg. 25 - 42
87. Mader, O.  
"Betrachtungen über den Wärmeübergang in der Verbrennungsmaschine"  
Beiträge zur technischen Mechanik und technischen Physik (Föppl - Festschrift), pg. 37 - 41
88. Marchal, M.  
"Berechnung von Wärmeleitvorgängen mittels elektronischer Rechenautomaten"  
Technische Rundschau Sulzer 46(1964)3, pg. 155 - 158
89. May, H.  
"Anwendungsmöglichkeiten spektroskopischer Temperatur- und Konzentrationsmessungen zur Untersuchung reaktionskinetischer Vorgänge"  
MTZ 33(1972)5, pg. 214 - 219
90. McAulay, K.J.  
"Development and Evaluation of the Simulation of the Compression - Ignition - Engine"  
SAE Transactions 73(1965), pg. 560 - 589

91. Meier, A.  
"Kolben mit Ölkühlung"  
MTZ 28(1967)3, pg. 84
92. Mettig, H.  
"Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren"  
Walter de Gruyter, Berlin - New York, 1973
93. Millar, G.H.; Uyehara, O.A.; Myers, P.S.  
"Practical application of engine flame temperature measurements"  
SAE Transactions 62(1954), pg. 514 - 530
94. Moebus, H.  
"Kolben für mittelschnellaufende Dieselmotoren"  
KS - Kolloquium 1974  
Karl Schmidt GmbH, Stuttgart
95. Moebus, H.  
"Kolben für die neue Generation der mittelschnellaufenden Dieselmotoren"  
MTZ 35(1974)12, pg. 393 - 396
96. Moebus, H.  
"Vermeidung von Kolbenschäden bei mittelschnellaufenden Dieselmotoren"  
MTZ 39(1978)5, pg. 197 - 201
97. Moeller, C.E.  
"Thermocouples for the measurement of transient surface temperatures. Temperature, its measurement and control in science and industry"  
Reinhold Publishing Corporation, New York, 1962  
(Vol. III, Part 2, pg. 617 - 623)
98. Mollenhauer, K.  
"Untersuchung über die Abgasenergie eines hochaufgeladenen Dieselmotors auf der Grundlage instationärer Druck- und Temperaturmessungen"  
Dissertation, TU Berlin, 1967
99. Motoyoshi, E.; Yamada, M.  
"Vergleich zwischen Vorkammerbauart und direkter Einspritzung bei mittelschnellaufenden hochaufgeladenen Dieselmotoren"  
MTZ 35(1974)1, pg. 22 - 25

100. Munroe, R.; Griffiths, V.D.  
"Construcția pistonului pentru motoare Diesel"  
CIMAC Barcelona, 1975
101. Myers, P.S.; Uyehara, O.A.  
"Radiant Heat Transfer in Internal Combustion Engines"  
JSME Semi - International Symposium, Tokio, 1967
102. Neumann, H.  
"Kolben für Dieselmotoren - ein- oder mehrteilige Ausführung"  
MTZ 31(1970)2, pg. 73 - 75
103. NuBelt, W.  
"Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine"  
VDI-Z 67(1923), pg. 692 - 695; 708 - 711
104. NuBelt, W.  
"Der Wärmeübergang in der Dieselmachine"  
VDI-Z 70(1926), pg. 468 - 470
105. Osterlin, W.  
"Messung von Kolbentemperaturen"  
MTZ 17(1956)8, pg. 280
106. Oguri, T.  
"On the Coefficient of Heat Transfer between Gases and Cylinder Walls of the Spark - Ignition Engine"  
Bulletin of ISME (1960)3
107. Oguri, T.; Inaba, S.  
"Radiant Heat Transfer in Diesel Engines"  
SAE Transactions, Paper 720023 (1972), pg. 127 - 142
108. Overbye, V.D.; Bennethum, J.E.; Uyehara, O.A.; Myers, P.S.  
"Unsteady Heat Transfer in Engines"  
SAE Paper 201 C (1961)
109. Pattas, K.  
"Thermische Belastung des Zylinderkopfes von Hochleistungs-Dieselmotoren"  
MTZ 35(1974)10, pg. 314 - 318
110. Pavletič, R.  
"The influence of the engine speed and cylinder dimensions on the heat transfer"

Paper III.a.

Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970

111. Pflaum, W.

"Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung"

MTZ 22(1961)3, pg. 70 - 74

112. Pflaum, W.

"Diskussionsbeitrag zum Bericht A.11. Schmidt, F.: New investigations and experiences relating to the turbocharging of large two - stroke engines"

CIMAC 1962, Kopenhagen

113. Pflaum, W.

"Heat transfer in internal combustion engines"

La Termotecnica (1963)4, pg. 235 - 246

114. Pflaum, W.; Hoeselmann, L.

"Wärmeübergang bei Kavitation - im Hinblick auf Zylinderlaufbüchsen"

MTZ 33(1972)3, pg. 109 - 115

115. Pflaum, W.; Mollenhauer, K.

"Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine"

Heft 3 der Reihe "Die Verbrennungskraftmaschine"

Springer - Verlag, Wien, New York, 1977

116. Pfriem, H.

"Zur Messung veränderlicher Temperaturen von Gasen und Flüssigkeiten"

Forschung Ing. Wesen 7(1936), pg. 85 - 92

117. Pfriem, H.

"Nichtstationäre Wärmeübertragungen in Gasen, insbesondere in Kolbenmaschinen"

VDI - Forschungsheft 413/1942

118. Pischinger, A.

"Betriebstemperaturen an Einspritzventilen von Zweitakt Dieselmotoren"

MTZ 14(1953)11, pg. 317 - 323

119. Pischinger, A.

"Zur Frage der Wärmebelastung in Dieselmotoren"

- MTZ 16(1955)7, pg. 181 - 186
120. Popa, B.; Bătagă, N.; Mădărușen, T.; Adameșteanu, I.  
"Solicitări termice în construcția de mașini"  
Editura tehnică, București, 1978
121. Precia, E.  
"Untersuchungsergebnisse an gebauten Kolben mit offenem und geschlossenem Oberteil"  
Maschinenbautechnik 25(1976)6, pg. 277 - 281
122. Preß, H.  
"Experimentelle Untersuchung des Liefergrades bei luft- und gemischgekühlten Wankelmotoren unter besonderer Berücksichtigung des Wärmeübergangs im Exzenteraum"  
Dissertation, TU Berlin, 1971
123. Purday, H.F.P.  
"Diesel engine designing"  
Constable & Co., Ltd., London, 1963
124. Pütter, R.G.  
"Brennereinsätze von Vorkammer - Dieselmotoren, ihre korrosive und thermische Beanspruchung"  
Dissertation, TU Berlin, 1977
125. Radu, V.  
"Stadiul actual al cercetării în domeniul schimbului de căldură la pistoanele motoarelor cu ardere internă"  
Referat nr. 1, Timișoara, 1980
126. Radu, V.; Berindean, V.  
"Stadiul actual al cercetărilor în domeniul schimbului de căldură la pistoanele motoarelor Diesel"  
Comunicare la Sesiunea științifică a I.M.M.B. Constanța, 1988
127. Reisacher, J.  
"Stationäre Untersuchungen an Auslaßkanälen"  
M.A.N. - Forschungsheft 8/1958, pg. 89 - 97
128. Roudil, R.  
"Moteurs Diesel"  
Dunod, Paris, 1970
129. Rührle, M.  
"Abneigung von Leichtmetall - Kolben - Legierungen durch pe-

- riodische Wärmebeanspruchung"  
MTZ 30(1969)9, pg. 344 - 353 si 12, pg. 472 - 479
130. Röhrlé, M.  
"Kontinuierliche Übertragung von Meßwerten"  
Mahle - Kolloquium 1973, pg. 57 - 64  
Mahle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstatt
131. Röhrlé, M.  
"Ölgekühlte Kolben für Schiffdieselmotoren"  
MTZ 35(1974)11, pg. 375 - 380
132. Röhrlé, M.  
"Zwangsgekühlte Kolben für Dieselmotoren"  
Mahle Technische Informationen 14/1975, pg. 3 - 11
133. Salzmann, P.  
"Wärmefluß durch Kolben und Kolbenring"  
Dissertation, ETH Zürich, 1932
134. Scheiterlein, A.  
"Die Entwicklung raschlaufender Verbrennungsmotoren unter Berücksichtigung der Anforderungen an die Konstruktion"  
Vortrag an der TU Berlin, 1970
135. Schelling, H.  
"Temperatur- und Öldurchflußmessungen am Motor"  
Mahle - Kolloquium 1973, pg. 94 - 101  
Mahle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstatt
136. Schrötter, A.  
"Die Ausmessung elektrischer Felder in elektrolytischen Trog"  
ATM 5(1962), pg. 312 - 316
137. Schulze, G.  
"Telemetrische Meßwertübertragung von oszillierenden und rotierenden Dieselmotorenteilen"  
SKL - Dieselmotoren Nachrichten (1975)1, pg. 8 - 15
138. Schwarz - Bergkamp, E.  
"Einfache Ermittlung der Prondtl - Kennzahl von flüssigen Mineralölprodukten"  
BWK 27(1975)1, pg. 15 - 16

139. Sfințeanu, D.  
"Cercetări privind transferul de căldură în pistoanele motoarelor Diesel cu performanțe înalte"  
Teză de doctorat, I.P.București, 1977
140. Sibling, K.  
"Beitrag zur experimentellen Bestimmung des instationären gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in Dieselmotoren"  
Dissertation, TU Braunschweig, 1976
141. Silvester, P.; Konrad, A.  
"Axisymmetric Triangular Finite Elements for the Scalar Helmholtz Equation"  
Int. J. Numer. Methods Eng. 5(1973)3, pg. 481 - 497
142. Sitkei, G.  
"Beitrag zur Theorie des Wärmeübergangs im Motor"  
Konstruktion 14(1962)2, pg. 67 - 71
143. Sitkei, G.  
"Hőátadás és hőterhelés belsőégésű motorokban"  
Akadémiai Kiadó, Budapest, 1962
144. Sitkei, G.  
"Heat transfer and thermal loading in internal combustion engines"  
Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974
145. Staudinger, B.  
"Spektroskopisches Temperaturmeßverfahren für Flammen und motorische Verbrennungsvorgänge im Bereich von 1800 bis 3000 K"  
Automobil - Industrie 19(1974)2, pg. 31 - 33
146. Steiger, A.  
"Die Bedeutung der thermischen Belastung bei aufgeladenen Zweitakt - Dieselmotoren"  
Tech. Rundschau Sulzer 51(1969)3, pg. 141 - 159
147. Steinbrenner, H.; Pöll, W.  
"Bestimmung von Temperaturen an Ventilen"  
MTZ 22(1961)2, pg. 47 - 50
148. Steibrenner, H.; Döuble, G.  
"Entwicklungsstand der Kolbentemperatur - Meßeinrichtung mit

- der Kontakt - Methode"  
MTZ 26(1965)7, pg. 304 - 309
149. Stotter, A.  
"Der Wärmefluß am Kolben der Verbrennungskraftmaschine"  
Dissertation, TH Aachen, 1963
150. Strasser, E.  
"KS mißt Kolbentemperaturen kontaktlos"  
KS - Dienst 13(1967)
151. Strasser, E.  
"Ergebnisse neuer kontaktloser Messungen von Temperaturen an  
Kolben und Pleuellagern"  
MTZ 31(1970)10, pg. 423 - 425
152. Svenkerud, T.; Fiskaa, G.; Haarland, E.  
"Temperature field calculation by computer"  
Inst. of Internal Combustion Engines, Trondheim, 1969
153. Svoboda, M.; Kern, G.  
"Finite - Element - Programme zur Berechnung der Temperatur-  
verteilung und der thermischen Beanspruchung von Verbrennungs-  
motoren"  
MTZ 36(1975)2, pg. 39 - 42
154. Syassen, O.  
"Viertakt - Größtmotoren"  
MTZ 37(1976)5, pg. 173, - 178
155. Theocaris, P.S.; Buga, M.  
"Analiza experimentală a tensiunilor"  
Editura tehnică, Bucureşti, 1977
156. Tijen, H.W.; Visser, H.; de Mooy, A.  
"Cylinder Wall Temperatures in Four - Cycle and Two - Cycle  
Diesel - Engines, as dependent on mean indicated pressure,  
piston speed and bore"  
CIMAC 1959, Wiesbaden, Paper A 12
157. Tijen, H.W.  
"Method for Calculation of Cylinder Liner Temperatures in  
Diesel - Engines"  
Dissertation, TH Delft, 1962



158. Uyehara, O.A.; Myers, P.S.  
"Flame - Temperature Measurements in Internal - Combustion Engines"  
Trans. ASME (1946), pg. 17 - 28
159. Uyehara, O.A.; Myers, P.S.  
"Diesel Combustion Temperatures - Influence of Fuels of Selected Composition"  
SAE Quarterly Trans. 3(1949), pg. 178 - 199
160. Vibe, I.I.; Farafantov, M.F.  
"Elektronische Analyse der Arbeitsspiele von Verbrennungsmotoren"  
KFT 17(1967)10, pg. 294 - 297
161. Vibe, I.I.  
"Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren"  
Verlag Technik, Berlin, 1970
162. Vickers, I.M.F.  
"Heat transfer coefficients between fluid jets and normal surfaces"  
Industrial and Engineering Chemistry 51(1959), pg. 967 - 972
163. Wacker, E.; Strecker, E.; Sarsten, A.; Haarland, E.  
"Finite - Element - Programme zur Berechnung von Brennraum-Bauteilen"  
MTZ 32(1971)8, pg. 267 - 279
164. Wacker, E.; Strecker, E.; Sarsten, A.; Haarland, E.  
"Temperatur-, Spannungs- und Verformungsberechnung mit Finite Element - Programme"  
MTZ 34(1973)2, pg. 57 - 58
165. Westbrook, M.N.; Munro, R.  
"The telemetring of information from a working internal - combustion engine"  
Trans. ASME 89(1967), pg. 247 - 254
166. Wiemann, A.  
"Wärme fluß am Kolben"  
Mahle - Kolloquium 1973, pg. 83 - 89  
Mahle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstatt
167. Willmann, H.-J.

- "Betriebserfahrungen an Kolben von SKL - Motoren und Probleme der Kolbenentwicklung für Hochleistungsmotoren"  
Maschinenbautechnik 25(1976)7, pg. 321 - 325
168. Woschni, G.  
"Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor"  
MTZ 26(1965)4, pg. 128 - 133
169. Woschni, G.  
"Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor - Kreisprozessen"  
MTZ 26(1965)11, pg. 439 - 446
170. Woschni, G.  
"Computer programs to determine the relationship between pressure, flow, heat release and thermal load in Diesel engines"  
SAE Trans. 650450/1966, pg. 550 - 559
171. Woschni, G.  
"A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine"  
SAE Trans. 670931/1967, pg. 3065 - 3077
172. Woschni, G.  
"Die Berechnung der Wärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren"  
MTZ 31(1970)12, pg. 491 - 499
173. Woschni, G.; Anisitis, F.  
"Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen"  
MTZ 34(1973)4, pg. 106 - 112
174. Woschni, G.  
"Wärmeübergangs - Bestimmung der örtlichen gas- und kühlmittelseitigen Wärmeübergangszahlen als Randbedingungen zur Vorausberechnung der thermischen Beanspruchung von hochbelasteten Verbrennungsmotoren"  
Heft R 309/1977, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmo-

schinen e.V., Frankfurt/Main

175. Woschni, G.  
"Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnelllaufenden Dieselmotors"  
MTZ 39(1978)12, pg. 575 - 579
176. Young, R.E.  
"Piston engine telemetry"  
Industrial Electronics 3(1965), pg. 131 - 133
177. Zapf, H.  
"Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt - Dieselmotor"  
MTZ 30(1969)12, pg. 461 - 465
178. Zapf, H.  
"Untersuchungen zur Vorausberechnung der Ladungsendtemperatur in Viertakt - Dieselmotoren"  
MTZ 31(1970)8, pg. 342 - 348
179. Zapf, H.  
"Einfluß der Kühlmittel- und Zylinderraumoberflächentemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad von Dieselmotoren"  
MTZ 31(1970)12, pg. 499 - 505
180. Zienkiewicz, O.C.  
"The Finite Element Method in Engineering Science"  
McGraw - Hill Book Company, London, 1971
181. Zinner, K.  
"Zum Problem der Leistungssteigerung von Dieselmotoren"  
Ex. Inf. 8/1970
182. Zinner, K.  
"Einfluß der Zylindergröße auf die Wahl des Verbrennungsverfahrens"  
M.A.N. - Dieselmotoren Nachrichten 50/1972, pg. 26 - 42
183. Zinner, K.  
"Zur Entwicklung der Hocheinfladung von Dieselmotoren - Rückblick und Ausblick"  
MTZ 38(1977)5, pg. 191 - 198
184. Zinner, K.  
"Der Dieselmotor in den achtziger Jahren"

MTZ 40(1979)1, pg. 7 - 12

185. Zimmer, K.

"Aufladung von Verbrennungsmotoren"

2. Aufl. 1980, Springer - Verlag, Berlin, Heidelberg, New York

186. xxx

"Temperaturmessungen mit Philips - Miniatur - Mantel - Thermoelementen"

Philips Elektronik Industrie GmbH, Homburg

187. xxx

"Measure surface temperature with a response time as little as 1 mikrosecond"

Bull. 500, Medtherm Corporation, Huntsville

188. xxx

"Caracteristicile uleiului SAE 30; SAE 40, în funcție de temperatură"

I.C.M. Reșița (uz intern)

189. xxx

"VDE/VDI - Richtlinien 3511: Technische Temperaturmessungen" 1967

190. xxx

"The most important piston design"

Mahle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstatt

191. xxx

"VDI - Wärmetlas"

2. Aufl. 1974, VDI - Verlag GmbH, Düsseldorf

192. xxx

"Kleine Kolbenkunde"

Mahle GmbH, Stuttgart - Bad Cannstatt, 1975

193. xxx

"Studiul familiilor de motoare Diesel lente, semirapide și rapide pentru acoperirea necesităților economiei naționale pe întreg domeniul de puteri și asigurarea nivelului tehnic și de competiție al acestora pe perioada 1981 - 1990"

I.C.P.E.H. Reșița, 1976 (nepublicat)

194. xxx

"Cercetări în vederea optimizării gazodinamicii chiulaselor cu

patru supape destinate motorului cu antecameră, respectiv  
cu injecție directă"

I.N.M.T. - Filiala Timișoara, 1977 (nepublicat)

195. xxx

"Buletin de analiză nr. 2306, Motorină"

I.C.M. Reșița, 11.11.1982

196. xxx

"Buletin de analiză nr. 2307, Ulei M 30 Super 2"

I.C.M. Reșița, 11.11.1982

197. xxx

"Buletin de analiză chimică elementară a motorinei"

I.P. Timișoara, Facultatea de chimie industrială, 1983

9. ANEXE

9.1. Programul de cercetare experimentală

Tabelul 5.1. Programul încercărilor pe motor

Nr. regim funcționare motor	Turație motor <sub>1</sub> /min <sup>-1</sup> /	Presiune medie efectivă /bar/	Presiune de supraaliment. /bar/	Seria de încercări
1	804	4,98	1,00	
2	900	5,13	1,00	I
3	987	5,20	1,00	
4	804	6,10	1,50	
5	899	6,13	1,50	II
6	904	3,05	1,50	
7	1000	6,32	1,50	
8	680	5,95	2,00	
9	760	6,50	2,00	
10	765	5,95	2,00	
11	890	7,44	2,00	
12	900	6,88	2,00	
13	902	6,32	2,00	
14	960	13,58	2,00	
15	996	6,88	2,00	III
16	1000	10,50	2,00	
17	1010	14,50	2,00	
18	1038	13,16	2,00	
19	1046	10,97	2,20	
20	1057	10,97	2,20	
21	1066	14,04	2,20	
22	1086	10,78	2,04	
23	1091	14,13	2,20	
24	1226	14,19	2,20	
25	996	10,97	2,40	
26	1056	11,81	2,42	
27	1072	12,08	2,42	IV

28	1080	15,43	2,45	
29	1096	11,80	2,40	
30	1111	16,55	2,40	
31	1096	12,00	2,64	
32	1130	15,62	2,54	
33	1132	16,18	2,60	V
34	1146	16,73	2,61	
35	1155	17,66	2,62	

9.2. Date de măsură

Tabelul 5.3. Date de măsură pentru seria de încercări I

Mărimea		Seria de încercări I		
n	min <sup>-1</sup>	804	900	987
p <sub>e</sub>	bar	4,98	5,13	5,20
p <sub>z</sub>	bar	53,47	52,89	46,28
Q <sub>comb.</sub>	W	39053	43560	51324
m <sub>aer</sub>	kg/h	83,26	92,19	97,30
λ	λ	1,72	1,71	1,53
p <sub>s</sub>	bar	0,96	0,96	0,96
t <sub>s</sub>	°C	27	29	29
p <sub>g.ev.</sub>	bar	0,99	0,99	0,99
t <sub>g.ev.</sub>	°C	457	475	513
v <sub>ulei</sub>	l/min	7,11	8,76	7,94
t <sub>ulei 1</sub>	°C	40,00	42,40	44,00
t <sub>ulei 2</sub>	°C	53,60	56,00	56,80
p <sub>ulei</sub>	bar	3,60	3,50	3,60
v <sub>apă</sub>	l/s	1,00	1,04	1,04
t <sub>apă 1</sub>	°C	35	35	42
t <sub>apă 2</sub>	°C	42,00	42,00	45,60
t <sub>apă 3</sub>	°C	43	43	47
Regim funcționare motor		1	2	3

Tabelul 5.4. Date de măsură pentru seria de încercări II

Mărimen		Seria de încercări II				
n	min <sup>-1</sup>	804	899	904	1000	
p <sub>e</sub>	bar	6,10	6,13	3,05	6,32	
p <sub>z</sub>	bar	69,33	63,05	62,54	64,16	
Q <sub>comb</sub>	W	37637	40587	42498	48492	
m <sub>aer</sub>	kg/h	130,45	145,28	146,37	161,51	
λ	—	2,79	2,89	2,78	2,68	
p <sub>s</sub>	bar	1,5	1,5	1,5	1,5	
t <sub>s</sub>	°C	24	26	25	26	
p <sub>g.ev.</sub>	bar	0,99	0,99	1,50	0,99	
t <sub>g.ev.</sub>	°C	224	256	410	301	
v <sub>ulei</sub>	l/min	9,16	9,66	7,32	7,79	
t <sub>ulei.1</sub>	°C	44,0	41,6	42,4	42,4	
t <sub>ulei.2</sub>	°C	51,2	51,2	52,0	52,8	
p <sub>ulei</sub>	bar	3,0	3,0	4,0	3,7	
v <sub>apă</sub>	l/s	1,00	1,04	0,62	1,04	
t <sub>apă.1</sub>	°C	30	36	39	38	
t <sub>apă.2</sub>	°C	36,0	40,0	44,0	43,1	
t <sub>apă.3</sub>	°C	36,4	40,3	45,0	44,0	
Regim funcționare motor		4	5	6	7	

Tabelul 5.5. Date de măsură pentru seria de încercări III

Mărimen		Seria de încercări III									
n	min <sup>-1</sup>	680	760	765	890	900	902	960	996	1000	
p <sub>e</sub>	bar	5,95	6,50	5,96	7,44	6,88	6,32	13,58	6,88	10,5	
p <sub>z</sub>	bar	102,2	108,6	102,2	93,84	78,53	73,63	82,56	73,3	76,54	
Q <sub>comb.</sub>	W	28906	29850	30086	38439	50990	41059	102718	43654	11173	
m <sub>aer</sub>	kg/h	147,8	165,6	164,0	190,3	190,5	191,0	200,2	212,4	233,19	
λ	—	4,12	4,48	4,40	3,99	3,01	3,75	1,57	3,92	1,61	
p <sub>s</sub>	bar	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
t <sub>s</sub>	°C	22,5	20	28	29	25	33	39	30	28	



$P_{g.ev}$	bar	1,70	1,02	1,70	1,02	0,99	1,70	1,75	1,02	1,90
$t_{g.ev}$	°C	255	145	219	205	205	264	582	227	628
$V_{ulci}$	l/min	3,78	5,09	4,63	7,97	14,79	7,02	8,3	7,56	8,62
$t_{ulci1}$	°C	44	39,2	54,4	50,4	36,8	52	55,2	52	37,6
$t_{ulci2}$	°C	52,8	46,4	59,2	58,4	47,2	61,6	72	60	56
$P_{ulci1}$	bar	2,0	3,3	2,0	2,2	4,0	2,3	2,2	3,0	4,5
$V_{opt}$	l/s	0,55	0,55	0,55	0,58	-	0,55	0,47	0,55	0,62
$t_{opt1}$	°C	30	20	43	40	30	47	63	44	40
$t_{opt2}$	°C	36	24	47,5	45	36	52,1	72	50	44,5
$t_{opt3}$	°C	36,5	24,8	49	45,3	40	54	75	52	46
Regim funcționare motor		8	9	10	11	12	13	14	15	16

$n$	min <sup>-1</sup>	1010	1038	1046	1057	1066	1086	1091	1226
$P_0$	bar	14,50	13,16	10,97	10,97	14,04	10,78	14,13	14,19
$P_g$	bar	83,81	76,40	74,36	79,17	80,3	71,20	84,25	82,19
$C_{comb}$	w	104889	101362	121407	116393	110404	120534	119673	141583
$Q_{ier}$	kg/h	312,84	216,07	246,43	227,68	222,43	235,96	232,12	259,49
$\lambda$	-	1,64	1,72	1,64	1,58	1,62	1,48	1,56	1,48
$P_0$	bar.	2,0	2,0	2,2	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
$t_0$	°C	33	40	32	26	30	31	31	32
$P_{g.ev.}$	bar.	1,02	1,80	1,90	1,65	1,02	1,70	1,02	1,02
$t_{g.ev.}$	°C	542	629	546	541	569	588	549	610
$V_{ulci}$	l/min.	7,68	7,56	8,91	8,99	7,85	9,79	-	12,45
$t_{ulci.1}$	°C	54,4	42,4	44,0	45,6	48,0	49,6	54,4	39,2
$t_{ulci.2}$	°C	73,6	64,8	56,8	60,8	67,2	67,2	72,8	55,2
$P_{ulci}$	bar.	2,8	3,0	3,2	3,4	2,8	3,0	2,8	3,0
$V_{opt}$	l/s	0,47	0,62	0,66	0,62	0,66	0,62	0,70	0,62
$t_{opt.1}$	°C	54	71	55	51	69	70	49	22
$t_{opt.2}$	°C	61,1	76,8	61,0	57,0	73,8	75,0	58,4	27,2
$t_{opt.3}$	°C	64,0	82,0	64,0	66,8	79,0	79,0	66,0	36,0
Regim		17	18	19	20	21	22	23	24

Tab. 5.6. Date de măsură pentru seria de încercări IV

Mărimon

Seria de încercări IV

$n$	min <sup>-1</sup>	996	1056	1072	1080	1096	1111
-----	-------------------	-----	------	------	------	------	------

$P_e$ bar.	10,97	11,81	12,08	15,43	11,80	16,55
$P_z$ bar.	93,66	87,97	84,76	92,77	78,20	92,80
$Q_{comb. vl}$	116393	119673	126835	176979	123177	193025
$\dot{m}_{aer}$ kg/h	234,80	266,60	273,27	247,56	283,55	287,99
	1,63	1,80	1,74	1,13	1,86	1,20
$P_s$ bar	2,40	2,42	2,42	2,40	2,45	2,40
$t_s$ °C	65	39	35	86	33	25
$P_{g.ev.}$ bar	2,2	2,2	1,9	1,0	1,9	1,0
$t_{g.ev.}$ °C	531	513	519	675	471	660
$V_{ulei}$ l/min	7,82	8,17	9,10	8,88	9,04	9,64
$t_{uloil.}$ °C	60	60	54,4	48	52,8	48,0
$t_{ulei}$ 2. °C	68,8	72	62,2	67,2	67,2	66,4
$P_{ulei}$ bar.	2,2	2,0	3,2	2,5	3,0	3,0
$V_{ap\bar{u}}$ l/s	0,62	0,66	0,66	0,62	0,62	0,47
$t_{ap\bar{u}}$ 1. °C	41	35	75	50	43	-
$t_{ap\bar{u}}$ 2. °C	50	38,4	85,3	60	45,6	81
$t_{ap\bar{u}}$ 3. °C	51	43	87	63	50	92
Regim funcționare motor.	25	26	27	28	29	30

Tabelul 5.7. Date de măsură pentru seria de încercări V

$\bar{M}$	Urimea	Seria de încercări V				
n	min. -1	1096	1130	1132	1146	1155
$P_e$ bar.		12	15,62	16,18	16,73	17,66
$P_z$ bar.		77,81	91,88	96,02	103,82	103,8
$Q_{comb. w}$		116570	193072	217967	207313	202700
$\dot{m}_{aer}$ kg/h		307,17	263,87	277,66	315,08	321,1
	-	2,13	1,10	1,03	1,23	1,28
$P_s$ bar		2,64	2,54	2,60	2,61	2,62
$t_s$ °C		32	95	83	35	32
$P_{g.ev.}$ bar		2,0	0,99	0,99	2,20	0,99
$t_{g.ev.}$ °C		437	681	370	711	620
$V_{ulei}$ l/min.		8,78	8,12	8,80	9,43	9,54
$t_{ulei}$ 1. °C		55,2	57,6	44,8	58,4	54,4
$t_{ulei}$ 2. °C		69,6	77,6	66,4	76,0	70,4
$P_{ulei}$ bar		2,5	2,0	2,3	3,0	3,0

$V_{ap\bar{a}}$	1/s	0,62	0,62	0,62	0,62	0,58
$t_{ap\bar{a}}$ 1.	°C	53	53	34	59	45
$t_{ap\bar{a}}$ 2.	°C	68,5	60	37	68	57,4
$t_{ap\bar{a}}$ 3.	°C	69	63	40	75	58
Regim						
funcționare motor		31	32	33	34	35

9.2.1. Temperaturile măsurate în componentele camerei de ardere.

Tabelul 5.8. Temperaturi măsurate la piston / °C / seria de înc. 1 (poziția punctelor de măsură conform figurii 5.4.)

Punctul de măsură	Seria de încercări I					
	alimentat cu ulei			fără ulei		
1	115,6	110,8	116,4	141,2	147,6	141,6
2	150,0	150,8	152,4	178,0	188,4	189,6
3	153,2	156,4	152,4	180,4	193,2	176,8
4	151,6	151,6	174,0	178,8	188,4	196,8
5	138,0	138,0	146,8	158,0	168,4	164,8
6	93,2	98,8	106,8	103,6	113,6	110,4
7	90,8	90,8	100,4	102,8	114,8	117,6
8	94,0	98,0	109,2	103,6	112,4	104,8
9	75,6	78,0	-	83,6	91,6	-
10	102,8	103,6	98,8	126,0	134,0	120,8
11	113,2	112,4	122,0	135,6	141,2	144,0
Regim de funcționare motor	1	2	3	1	2	3

Tabelul 5.9. Temperaturi măsurate la piston / °C / seria de încercări II.

Punctul de măsură	Seria de încercări II							
	alimentat cu ulei				fără ulei			
1	101,6	97,4	110,2	104,2	123,6	123,4	147,2	139,4
2	135,2	139,0	159,8	140,2	158,0	161,0	198,4	183,4
3	136,0	143,0	159,0	148,2	159,6	161,0	196,8	179,4

4	132,0	141,4	156,6	142,6	147,6	154,6	189,6	177,8
5	124,0	131,6	143,8	128,2	139,6	146,6	177,6	163,4
6	99,2	95,0	87,8	103,4	104,4	102,6	104,0	112,2
7	88,8	83,8	100,6	102,6	98,8	102,6	121,6	102,0
8	96,8	96,6	95,0	97,0	102,0	103,4	113,6	107,4
9	76,0	73,4	80,6	84,2	82,8	84,2	97,6	-
10	95,2	89,4	103,0	101,8	114,0	115,4	138,4	126,6
11	103,2	97,4	110,2	109,8	124,4	121,8	142,4	128,2

Reg. funct. motor 4 5 6 7 4 5 6 7

Taboulul 5.10. Temperaturi măsurate în piston / °C, seria de încercări III

Punctul de măsură	Seria de încercări III								
	alimentat cu ulei								
1	90,4	883,0	101,0	93,0	104,4	100,2	140,4	94,4	140,6
2	123,2	116,6	143,4	138,0	139,6	137,2	217,3	125,6	219,0
3	124,0	113,4	145,0	138,0	139,6	142,6	207,6	122,4	216,6
4	116,0	110,2	143,4	134,0	134,8	145,0	223,6	141,6	317,4
5	125,6	105,4	134,6	124,4	129,2	125,8	198,0	131,2	182,2
6	82,4	69,4	94,6	92,4	151,6	101,0	130,8	103,2	99,0
7	84,0	71,0	-	86,8	93,2	105,0	146,0	-	113,4
8	85,6	67,8	89,0	89,2	94,0	96,2	130,0	100,8	114,2
9	-	-	-	-	10,6	-	116,4	-	93,4
10	86,4	78,2	97,0	92,4	100,4	97,4	133,0	92,0	124,6
11	92,0	83,0	101,8	102,0	110,8	117,8	173,2	114,4	142,2

Reg. funct. motor 8 9 10 11 12 13 14 15 16

fără ulei									
1	109,2	104,8	125,0	119,0	127,2	121,8	197,0	121,2	-
2	141,2	136,8	155,4	159,0	161,6	158,6	264,2	154,8	-
3	141,2	133,6	133,0	163,0	162,4	161,8	263,4	167,6	-
4	124,4	124,8	125,8	146,2	153,6	161,8	245,0	153,2	-
5	132,4	119,2	121,0	141,4	147,2	144,2	234,6	140,4	-
6	83,6	74,4	99,4	95,0	161,6	101,8	145,0	102,8	-
7	83,6	84,8	99,4	-	104,0	103,4	157,8	-	-
8	85,2	76,0	97,0	93,4	104,0	99,4	137,8	96,4	-
9	-	65,6	-	-	88,8	-	119,4	-	-

10	98,0	93,6	114,6	114,2	117,6	116,2	165,0	105,2	-
11	106,8	104,0	122,6	122,2	127,2	123,4	167,4	119,6	-
Reg. funct. motor	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Taboulul 5.10. (continuare)

Punctul de măsură	Seria de încercări III alimentat cu ulei.							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	170,8	151,0	134,0	155,2	147,2	149,8	148,0	139,00
2	239,6	211,8	206,2	212,0	216,0	221,0	209,6	208,6
3	250,8	214,3	204,6	224,8	227,2	277,0	212,8	207,8
4	250,8	203,8	247,0	368,0	230,4	290,4	210,4	200,6
5	226,0	180,6	175,8	204,0	198,4	217,8	186,4	175,8
6	147,6	125,4	93,4	108,0	139,2	121,8	126,4	105,4
7	163,6	117,4	114,2	117,6	153,6	125,8	116,8	105,4
8	145,2	123,0	106,2	116,2	136,0	125,0	121,6	103,0
9	125,2	99,8	88,6	96,0	116,0	109,8	-	-
10	135,6	128,4	121,4	124,8	135,4	137,0	132,8	117,4
11	191,6	143,c	127,8	133,6	172,8	145,6	145,6	130,2
Reg. funct. motor	17	18	19	20	21	22	23	24

fără ulei.

1	196,8	197,4	179,4	186,8	197,8	192,6	-	188,6
2	261,6	267,0	261,0	206,0	267,4	270,2	-	271,0
3	272,0	269,4	260,2	273,2	275,4	276,6	-	267,8
4	253,6	246,2	283,4	373,2	245,8	299,8	-	245,4
5	232,8	230,2	227,4	234,8	233,0	239,0	-	230,2
6	164,0	158,2	118,6	134,8	162,6	140,6	-	142,2
7	157,5	162,2	153,0	150,0	162,0	157,4	-	149,4
8	148,0	142,2	141,0	142,0	162,6	140,6	-	136,6
9	-	-	111,4	122,0	147,4	123,8	-	-
10	188,8	181,4	159,4	172,4	118,6	178,2	-	170,2
11	193,6	181,4	162,6	175,6	182,6	179,8	-	180,6
Reg. funct. motor	17	18	19	20	21	22	23	24

Taboulul 5.11. Temperaturi măsurate la piston <sup>0</sup>C/, seria de încercări IV.

Punctul de măsură	Seria de încercări IV alimentat cu ulei.				
	1	2	3	4	5
1	150,6	141,4	124,6	-	133,2
					163,0

2	239,4	210,2	215,0	256,2	203,6	246,2
3	236,2	209,4	224,6	256,2	203,6	246,2
4	304,2	278,2	267,8	328,2	211,6	254,2
5	218,6	179,8	205,4	205,0	175,6	210,2
6	121,0	114,2	103,8	133,8	110,0	118,2
7	113,8	111,8	115,0	127,4	109,2	137,4
8	119,4	111,8	103,0	133,0	108,4	127,8
9	-	-	87,0	113,8	-	106,2
10	137,0	126,2	111,0	173,8	132,0	144,6
11	144,2	136,6	116,6	188,2	130,0	153,4
Regimul funcționare motor						
	25	26	27	28	29	30

fără ulei.

1	198,4	179,0	172,0	-	174,4	231,4
2	273,0	251,0	249,4	330,6	248,0	323,4
3	271,2	244,6	247,8	327,4	244,8	320,2
4	336,0	291,0	327,8	384,2	237,6	431,4
5	238,4	215,8	215,8	265,0	214,4	268,2
6	148,8	131,8	129,4	182,6	131,2	161,8
7	155,2	140,6	139,0	179,4	138,4	185,8
8	148,0	128,6	123,0	169,0	129,6	161,8
9	122,4	108,6	100,6	133,0	108,0	128,2
10	184,0	158,2	158,2	215,4	158,4	208,2
11	190,4	170,2	159,0	220,2	164,8	205,0
Regimul funcț. motor.						
	25	26	27	28	29	30

Tabloul 5.12. Temperaturi măsurate la piston/°C/, seria de încercări V.

Punctul de măsură	Soria de încercări V.				
	alimentat cu ulei.				
1	133,2	-	-	170,0	161,2
2	201,2	255,8	287,6	252,4	246,0
3	201,2	251,0	293,2	254,8	242,0
4	204,4	289,4	290,0	314,8	335,6
5	175,6	199,8	234,0	206,0	197,2
6	114,0	132,6	165,2	141,4	122,8
7	112,4	117,4	161,2	131,4	127,6
8	110,8	130,2	164,4	138,0	126,0
9	-	-	-	-	-

10	122,8	146,2	177,2	153,2	142,8
11	135,6	159,0	190,8	153,2	154,8
Regimul de funcționare motor	31	32	33	34	35

fără ulei.

1	175,6	-	391,2	234,8	209,6
2	247,6	319,4	352,0	328,4	301,6
3	246,0	312,2	352,0	310,0	293,6
4	331,6	309,0	349,0	362,0	360,8
5	218,0	249,0	280,0	227,6	239,2
6	138,8	169,0	207,2	158,0	144,8
7	147,6	165,0	200,0	193,2	166,4
8	134,0	155,4	192,0	146,8	148,0
9	114,8	121,0	-	145,2	120,8
10	164,4	173,8	244,0	214,8	188,0
11	167,6	169,0	249,6	223,6	195,2
Regimul de funcționare motor	31	32	33	34	35

Tabelul 5.13. Temperaturi măsurate la cămașa de cilindru/°C/, seria de încercări I (poziția punctelor de măsură conform figurii 5.4.)

Punctul de măsură	Seria de încercări I					
	piston alimentat cu ulei			fără ulei		
1	36,8	46,4	50,4	41,6	52,0	53,9
2	37,6	47,2	52,0	41,6	52,0	54,4
3	53,6	63,2	67,2	57,6	68,0	68,8
4	72,8	81,6	88,0	70,8	85,6	90,4
5	35,2	44,0	48,8	39,2	48,8	51,5
6	36,0	44,8	50,4	39,2	48,8	52,0
7	36,4	45,6	50,8	39,6	49,6	52,4
8	36,8	46,4	51,2	40,0	50,4	52,8
9	-	-	-	-	-	-
10	60,0	68,8	73,6	63,2	70,4	74,4
Regimul de funcționare motor	1	2	3	1	2	3

Tabelul 5.14. Temperaturi măsurate la cămașa de cilindru/°C/, seria de încercări II.

Punctul de măsură	Seria de încercări II					
	piston alimentat cu ulei			fără ulei.		

1	39,2	41,6	49,6	45,6	40,8	45,6	56,8	71,2
2	39,2	41,6	49,6	45,6	40,8	45,6	57,6	72,8
3	51,2	53,6	67,2	57,6	53,6	56,0	72,0	85,6
4	63,2	68,8	84,8	73,6	68,0	70,4	88,8	102,4
5	37,6	40,0	46,4	43,2	40,0	43,2	54,4	69,6
6	37,6	40,0	47,2	43,2	40,0	43,2	55,2	71,2
7	38,0	40,4	48,8	43,6	40,0	43,2	56,0	72,0
8	38,4	40,8	50,4	44,0	40,0	43,2	56,8	72,8
9	-	-	-	-	-	-	-	-
10	53,6	59,2	71,2	62,4	58,4	60,0	76,0	91,2
Regimul de funcționare motor	4	5	6	7	4	5	6	7

Tabelul 5.15. Temperaturi măsurate la cămașa de cilindru /°C/,  
seria de încercări III.

Punctul de măsură	Seria de încercări III. piston alimentat cu ulei									
1	40,0	30,4	51,2	48,8	42,4	57,6	88,0	54,4	54,4	69,6
2	40,0	30,4	51,2	49,6	42,4	57,6	91,2	53,6	58,4	72,8
3	52,0	42,4	61,6	61,6	55,2	69,6	116,0	64,8	88,8	97,6
4	62,4	56,8	75,2	77,6	71,2	84,0	113,2	81,6	124,0	132,0
5	40,0	28,8	49,6	48,0	40,0	56,0	81,6	52,0	50,4	65,6
6	40,0	28,8	49,6	48,8	40,0	56,0	84,8	51,2	54,4	68,8
7	40,0	29,2	49,6	48,8	40,4	56,0	84,8	51,6	56,3	69,7
8	40,0	29,6	49,6	48,8	40,8	56,0	84,8	52,0	59,2	70,4
9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	53,6	46,4	66,4	65,6	59,2	73,6	119,2	70,4	96,8	107,2
Regimul de funcționare motor	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Rând ulei.										
1	47,2	36,8	55,2	53,6	47,2	53,6	76,8	56,8	62,2	83,2
2	47,2	36,0	55,2	52,8	47,2	54,4	81,6	57,6	72,8	87,2
3	55,2	48,0	64,8	64,0	58,4	67,2	103,2	69,6	99,2	113,6
4	64,8	59,2	76,0	79,2	72,8	83,2	137,6	84,0	132,0	150,4
5	43,2	34,4	52,8	51,2	44,8	52,8	75,2	54,4	60,0	76,0
6	43,2	33,6	52,8	50,4	44,8	53,6	80,0	55,2	65,6	80,0
7	43,2	34,0	52,8	50,8	44,8	53,6	80,0	55,2	66,4	79,5
8	43,2	34,4	52,8	51,2	44,8	53,6	80,0	55,2	67,2	79,2
9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	56,0	48,8	66,4	66,4	60,8	72,0	113,6	72,0	103,2	113,6
Regimul de funct. motor	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17



Tabelul 5.15. (continuare)

Punctul de măsură	Seria de încercări III.							
	piston alimentat cu ulei.							
1	78,4	64,0	66,4	79,2	81,6	66,2	42,4	
2	82,4	68,8	72,0	84,0	84,8	70,4	48,0	
3	103,0	97,6	97,6	108,0	112,0	97,6	79,2	
4	145,6	132,0	129,6	144,8	146,4	131,2	119,2	
5	76,0	62,4	64,0	76,8	78,4	63,2	36,8	
6	80,0	67,2	69,6	81,6	81,6	67,2	42,4	
7	80,4	68,8	71,3	81,6	83,2	67,8	45,8	
8	80,8	70,2	72,0	81,6	84,8	68,0	48,0	
9	-	-	-	-	-	-	-	
10	120,8	105,6	105,6	119,2	122,4	106,4	88,0	
Regimul de funcționare motor	18	19	20	21	22	23	24	
	fără ulei.							
1	89,6	82,4	79,2	88,0	90,4	-	52,8	
2	84,4	82,4	84,0	92,8	96,0	-	59,2	
3	115,2	108,0	110,4	118,4	120,0	-	92,0	
4	150,4	138,4	137,6	148,8	152,8	-	115,2	
5	83,2	71,2	72,8	82,4	86,4	-	44,8	
6	88,0	76,0	77,6	87,2	92,0	-	51,2	
7	88,4	76,8	78,2	87,2	91,5	-	55,0	
8	88,8	77,6	79,2	87,2	91,2	-	59,2	
9	-	-	-	-	-	-	-	
10	124,8	112,0	112,0	122,4	128,8	-	92,0	
Regimul de funcționare motor	18	19	20	21	22	23	24	

Tabelul 5.16. Temperaturi măsurate la cîmpul de cilindru  $^{\circ}\text{C}/$ , serie de încercări IV.

Punctul de măsură	Seria de încercări IV.							
	piston alimentat cu ulei.							
1	81,6	51,2	84,0	78,4	56,0	74,8		
2	65,6	54,4	86,4	87,2	58,4	91,2		
3	88,0	80,0	108,0	116,0	84,8	120,0		
4	120,8	114,4	146,4	189,6	115,2	191,2		
5	56,8	47,2	81,6	68,8	52,0	72,0		
6	60,8	50,4	84,0	77,6	54,4	88,0		
7	61,2	51,4	86,0	78,4	55,9	86,5		
8	61,6	52,0	88,0	79,2	57,5	84,8		
9	-	-	-	-	-	-		

Regimul de funcționare motor	10	96,0	90,4	122,4	141,6	92,0	154,4
		25	26	27	28	29	30

fără ulei.

	1	69,6	60,8	96,0	101,6	60,3	101,6
	2	72,8	60,8	100,0	111,2	65,6	112,0
	3	97,6	84,8	111,2	126,4	88,8	125,6
	4	129,6	112,8	151,2	201,6	114,4	200,0
	5	60,8	51,2	90,4	86,4	56,0	89,6
	6	64,0	55,2	94,4	96,0	60,3	100,0
	7	64,0	54,7	88,0	94,0	61,4	82,6
	8	64,0	54,4	84,0	92,0	61,6	62,4
	9	-	-	-	-	-	-
Regimul de funcționare motor	10	101,6	98,0	128,0	154,4	91,2	160,0
		25	26	27	28	29	30

Tabelul 5.17. <sup>o</sup>Temperaturi măsurate la cămăra de cilindru /<sup>o</sup>C/, seria de încercări V

Punctul de măsură	Seria de încercări V.					
	<u> piston alimentat cu ulei.</u>					
1	72,8	84,8	59,2	82,4	72,0	
2	73,6	85,6	68,8	90,4	80,0	
3	96,6	110,4	113,6	112,0	106,4	
4	126,4	181,6	174,4	172,8	158,4	
5	71,2	68,0	52,0	75,2	66,4	
6	72,0	68,8	61,6	83,2	74,4	
7	72,8	69,2	62,6	83,2	74,4	
8	73,6	69,6	63,2	83,2	74,4	
9	-	-	-	-	-	
Regimul de funcționare motor	10	104,8	143,2	132,8	140,0	127,2
		31	32	33	34	35

fără ulei.

1	80,8	88,8	82,4	95,2	87,2
2	84,8	97,6	93,6	101,6	93,6
3	102,4	117,6	115,2	120,0	113,6
4	130,4	188,0	197,6	193,6	160,0
5	76,8	76,8	69,6	80,8	75,2
6	80,8	85,6	80,8	87,2	81,6
7	80,8	84,4	78,4	87,2	80,8

8	80,8	83,2	77,6	87,2	80,0
9	-	-	-	-	-
10	108,0	147,2	148,0	147,2	135,2
Regimul de funcționare motor	31	32	33	34	35

Tabelul 5.18. Temperaturi măsurate în chiulaod /°C/, seria de încercări I (poziția punctelor de măsură conform figurii 5.4.)

Punctul de măsură	Seria de încercări I.					
	piston alimentat cu ulei.			fără ulei.		
1	138,0	150,0	158,0	141,0	155,0	161,0
2	-	-	-	-	-	-
3	117,0	128,0	131,0	120,0	134,0	133,0
4	140,0	152,0	155,7	146,0	158,0	158,5
Regimul de funcționare motor	1	2	3	1	2	3

Tabelul 5.19. Temperaturi măsurate la chiulaod /°C/, seria de încercări II.

Punctul de măsură.	Seria de încercări II							
	piston alimentat cu ulei				fără ulei.			
1	109,0	126,0	163,0	142,0	115,0	128,0	171,0	193,0
2	-	-	-	-	-	-	-	-
3	101,0	114,0	149,0	122,0	118,0	118,0	157,5	178,0
4	112,0	126,0	164,0	136,0	117,0	128,0	173,0	185,0
Regimul de funcționare motor	4	5	6	7	4	5	6	7

Tabelul 5.20. Temperaturi măsurate la chiulaod /°C/, seria de încercări III.

Punctul de măsură	Seria de încercări III.															
	piston alimentat cu ulei.															
1	109	99	123	133	122	144	256	142	252							
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
3	102	98	117	132	122	138	224	137	222							
4	112	106	127	140	132	145	247	144	248							
Regimul funct. motor	8	9	10	11	12	13	14	15	16							
	fără ulei.															
1	111	102	124	132	126	142	259	143	259							
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
3	105	98	120	131	122	134	227	138	231							
4	117	110	130	138	133	142	253	143	259							
Regimul funct. motor	8	9	10	11	12	13	14	15	16							

Tabelul 5.20. (continuare)

Punctul de măsură	Seria de încercări III.							
	piston alimentat cu ulei.							
1	244	268	259	259	262	271	245	258
2	-	-	-	-	-	-	-	-
3	218	230	229	225	230	244	217	217
4	240	258	252	247	254	268	242	246
Regimul de funcționare motor	17	18	19	20	21	22	23	24
	fără ulei.							
1	248	272	264	261	267	277	-	261
2	-	-	-	-	-	-	-	-
3	222	233	232	233	231	246	-	222
4	246	262	260	258	258	269	-	254
Regimul de funcționare motor	17	18	19	20	21	22	23	24

Tabelul 5.21. Temperaturi măsurate la chiulasă /°C/, seria de încercări IV.

Punctul de măsură	Seria de încercări IV.					
	piston alimentat cu ulei.					
1	255	-	273	338	234	332
2	-	-	-	-	-	-
3	226	211	245	-	208	323
4	254	234	267	334	230	322
Regimul de funcționare motor	25	26	27	28	29	30
	fără ulei.					
1	258	-	272	355	238	330
2	-	-	-	-	-	-
3	227	209	246	-	207	346
4	255	232	268	347	228	328
Regimul de funcționare motor	25	26	27	28	29	30

Tabelul 5.22. Temperaturi măsurate la chiulasă /°C/, seria de încercări V.

Punctul de măsură	Seria de încercări V.									
	piston alimentat cu ulei					fără ulei.				
1	246	353	340	336	328	251	355	358	344	328
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	218	-	-	346	327	222	-	-	358	338
4	235	340	330	324	310	244	346	355	331	316
Regimul de funcționare motor	31	32	33	34	35	31	32	33	34	35

9.3. Studiul schimbului de căldură la pistonul unui motor Diesel rapid.

Tabelul 5. 23. Relații utilizate la calcul schimbului de căldură din camera de ardere a motorului.

Demnirea	Relația	U.M.
1. Temp. aer la P.M.E.	$T_a = 0,833 T_g + 86$	grd.
2. Temp. aer la închiderea supapei de admisie.	$T_1 = T_a (V_{P.M.E.} / V_1)^{0,4}$	grd.
3. Masa aer la închiderea supapei de admisie.	$m_1 = p_1 \cdot V_1 / T_1 \cdot R$	Kg/ciclu
4. Coef. exces aer.	$\lambda = m_1 \cdot H_1 / 52,6 \cdot Q_{comb} \int_{T_1}^{T_2} \alpha_g d\varphi$	-
5. Temp. gazului din cilindru.	$T_g = p_g \cdot V_g / m_g \cdot R ; T_{g_m} = \frac{1}{720} \int_{T_1}^{T_2} \alpha_{g_m} d\varphi$	grd.
6. Coef. schimb de căldură.	$\alpha_g = 130 D^{0,2} p_g^{0,8} T_g^{0,53} [C_1 W + C_2 V_s T_1 / p_1 V_1 (p_g - p_0)]^{0,8}$	W/m <sup>2</sup> grd
7. Coef. mediu de schimb de căldură.	$\alpha_{g_m} = 1/720 \int_0^{720} \alpha_g d\varphi$	W/m <sup>2</sup> grd.
8. Căldura incidentă la piston.	$Q_{piston} = \sum_{i=1}^6 \int_0^{720} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} (T_g - T_{pi}) d\varphi$	W.
9. Temp. medie a gazului pt. suprf. pistonului.	$T_{g_i} = T_{pi} + \int_0^{720} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} (T_g - T_{pi}) d\varphi / 720 \alpha_{g_m} \Lambda_{pi}$	grd.
10. Temp. medie a gazelor pentru piston.	$T_{g_m}^{piston} = \sum_{i=1}^6 T_{g_i} \Lambda_{pi} / \sum \Lambda_{pi}$	grd.
11. Căldura incidentă la chiulasă.	$Q_{chiulasă} = \sum_{i=1}^2 \int_0^{720} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} (T_g - T_{pi}) d\varphi$	W.
12. Temp. medie a gazului pt. suprf. chiulasai.	$T_{g_i} = T_{pi} + 1/720 \int_0^{720} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} (T_g - T_{pi}) d\varphi / \alpha_{g_m} \Lambda_{pi}$	grd.
13. Temp. medie a gazului pt. chiulasă.	$T_{g_m}^{chiulasă} = \sum_{i=1}^2 T_{g_i} \Lambda_{pi} / \sum_{i=1}^2 \Lambda_{pi}$	grd.
14. Căldura incidentă la cîmaga de cilindru.	$Q_{cilindru} = \sum_{i=1}^{90} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} \Delta\varphi / 2 \left[ T_{g_i} + T_{g_{i+\Delta\varphi}} + T_{g_{360-\varphi}} + T_{g_{360+\varphi}} - 8T_{pi} \right] \cdot \Delta\varphi = 2^{\circ} RAC$	W.
15. Temp. medie a gazelor pt. suprf. cîmăgii.	$T_{g_i} = T_{pi} + 1/720 \int_0^{720} \alpha_{g_i} \Lambda_{pi} (T_g - T_{pi}) d\varphi / \alpha_{g_m} \Lambda_{pi}$	grd.
16. Temp. medie a gazelor pt. cîmăgă.	$T_{g_m}^{cîmăgă} = \sum_{i=1}^{90} T_{g_i} \Lambda_{pi} / \sum_{i=1}^{90} \Lambda_{pi}$	grd.
17. Căldura totală.	$Q_{TOTAL} = Q_{piston} + Q_{chiulasă} + Q_{cîmăgă}$	W.

Tabelul 5.24. Studiul procesului de ardere.

Reg.de funcți. motor	Coef.ex- ces ner $\lambda$	Coef.var. molară $\mu_{max}$	Coef.ut. a căldurii $\beta_{max}$	Param. lg.Vibe M	Param. lg.Vibe A	Durata arderii $\frac{\Delta t}{RAC}$	Grad de fum Bosch
1	1,72	1,042	0,852	0,349	3,94	35,43	2,6
2	1,70	1,042	0,854	0,416	3,58	21,81	2,6
3	1,53	1,047	0,710	0,205	3,55	15,11	2,8
4	2,79	1,025	0,898	0,153	3,27	12,56	1,8
5	2,89	1,025	0,867	0,274	3,34	14,22	1,3
6	2,78	1,026	0,950	0,345	3,41	16,42	6,3
7	2,68	1,026	0,857	0,497	3,49	16,85	1,6
12	3,01	1,024	0,875	0,282	3,39	17,71	1,0
13	2,99	1,024	0,875	0,499	3,55	23,01	1,0
14	1,57	1,046	0,782	0,753	3,63	27,88	5,2
17	1,64	1,044	0,806	0,571	3,56	21,3	4,5
18	1,72	1,042	0,784	0,892	3,80	33,0	6,4
21	1,625	1,044	0,794	0,644	3,62	25,5	6,0
23	1,56	1,046	0,773	0,594	3,65	26,6	1,5
24	1,48	1,048	0,731	0,674	3,68	27,68	6,3
25	1,62	1,044	0,677	0,594	3,47	18,2	4,0
26	1,79	1,040	0,542	0,445	3,40	15,97	5,7
28	1,13	1,064	0,681	0,831	3,77	33,69	7,0
30	1,19	1,060	0,600	0,839	3,70	30,83	7,2
32	1,10	1,065	0,611	0,843	3,73	31,91	7,6
33	1,03	1,070	0,622	0,873	3,78	34,17	7,5
34	1,22	1,059	0,496	0,796	3,65	30,81	6,4
35	1,28	1,056	0,554	0,720	3,62	27,59	6,5

9.3.1. Schimbul de căldură calculat

Tabelul 5.25. Schimbul de căldură din camera de ardere, calculat cu relația 4.7. (prin prelucrarea diagramelor indi-cate).

Seria de incercări	Reg.de funcț. motor	$T_{gm}$ grd.	$\alpha_{gm}$ w/m <sup>2</sup> ·grd	$Q_{piston}$ w	$Q_{chiulasă}$ w	$Q_{cârnagi}$ w	$Q_{TOTAL}$ w
	1	1131	226	4761	4589	2293	11644
I	2	1121	249	5143	4861	2327	12332
	3	1064	246	4647	4383	2456	11487

Tabelul 5.25.(continuare)

	4	982	311	5276	5181	1984	12443
II.	5	848	326	4258	4088	2030	10377
	6	879	322	4357	3947	1925	10230
	7	843	349	4435	3746	2190	10372
	12	867	384	5309	5118	2741	13169
	13	819	410	4962	4673	2508	12144
	14	1047	443	7495	5481	3738	17715
	17	1048	458	7412	6820	4322	18555
III.	18	1027	462	7518	6345	4203	18067
	21	1025	457	7341	5318	3828	17487
	23	1027	476	7722	6859	4308	18890
	24	1029	512	8138	5920	5067	20171
	25	1003	467	7078	6235	3201	16516
	26	849	448	5055	4348	1771	11175
IV.	28	1224	501	10441	8417	4779	23637
	30	1005	472	7076	5328	2898	15304
	32	1075	536	8982	6778	4977	20737
	33	1113	565	9506	7655	5653	22815
V.	34	908	543	6459	4517	1876	12853
	35	916	566	7051	5088	2767	14907

Seria Reg. de de incerc. funcț.	T <sub>grd.</sub> grd.	$\alpha$ w/m <sup>2</sup>	Q <sub>pist.</sub> w	Q <sub>chiu.</sub> w	Q <sub>cămagă</sub> w	Q <sub>TOTAL</sub> w
---------------------------------------	---------------------------	------------------------------	-------------------------	-------------------------	--------------------------	-------------------------

9.3.2. Schimbul de căldură determinat experimental.

Taboulul 5.26. Coeficienții locali de transfer de căldură/w/m<sup>2</sup>grd./  
(poziția geometrică rezultă din figura 4.4.) seria  
de încercări I.)

Geometria și nr.segment contur		n/min <sup>-1</sup> / p <sub>e</sub> /bar/	804	900	987
			4,98	5,13	5,20
Partea gazelor	Fundul	50- 48	150	151	200
	cupei	48- 34	100	100	150
	Muchia	34- 24	200	200	210
	cupei	24- 13	220	250	240
		13- 14	220	250	240
	Capul	14-10	250	260	300
	pistonu-	10- 8	320	300	350
	lui	8- 6	400	501	300
		6- 2	250	351	210
		2- 1	150	151	200
Partea segmentilor	Puntea de	1- 3	450		450
	foc	3- 28	350		350
		29- 30	990		1200
		37- 38	1220		1430
		39- 41	232		232
		41- 40	930		1060
		63- 65	1046		1230
		65- 66	232		232
		66- 64	930		1030
		68- 85	1046		1230
Partea de răcire		85- 86	232		232
	Segment	86- 84		465	
	de	84- 88		580	
	ungere	88-92		670	
		92- 91		580	
		91-93		580	
		93- 98		580	
		98-102		580	
	Manta	102-105		580	
		105-108		580	
	108-112		580		
	112-114		580		



Tabelul 5.26. (continuare)

Geometria și nr. segment contur		$n/\text{min}^{-1}$	804	900	987
		$p_e/\text{bar/}$	4,98	5,13	5,20
	76- 77			116	
	77- 78			116	
	78- 79			232	
	79- 80			232	
	80- 81			1160	
	81- 82			1160	
	82- 89			1160	
	89- 94			1396	
	94- 96			675	
	96- 99			675	
	99-101			675	
Partea de răcire	101-104			675	
	104-107			675	
	107- 110			675	
	110-109			0	
	109-111			0	
	111-113			0	
	113- 114			0	
	<hr/>				
	22- 23		2400	2489	3000
	23- 33		2400	2489	3000
	33- 34		2400	2489	3000
Canalul inelar de răcire	44- 57		2400	2489	3000
	57- 59		2400	2489	3000
	59-43		2400	2489	3000
	43- 32		2400	2489	3000
	32- 26		2400	2489	3000
	26- 22		2400	2489	3000
<hr/>					
Regimul de funcționare motor			1	2	3

Tabelul 5.27. Coeficienții locali de transfer de căldură/w/m<sup>2</sup> grad./  
seria de încercări II.

Geometria și nr. segment contur		$n/\text{min}^{-1}/$ $p_g/\text{bar}/$	904 3,05	804 6,10	899 6,13	1000 6,32
Partea gazelor	Fundul	50- 48	10	250	200	240
	cupei	48- 34	40	100	50	100
	Muchia cupei	34- 24	300	280	320	250
		24-13	323	310	320	340
		13- 14	323	310	330	340
	Capul	14- 10	450	350	340	350
	pistonului	10- 8	480	400	350	500
		3-6	600	400	600	700
		6- 2	500	380	450	550
		2-1	150	300	250	250
Partea de răcire	Puntea de	1- 3	350		515	
	foc	3-28	230		380	
	Partea segmentilor	<del>29-30</del>	<del>930</del>		1100	
		37-38	1040		1330	
		39-41	230		230	
		41-40	870		960	
		63-65	930		1130	
		65-66	230		232	
	Segment de ungere	66-64	870		960	
		68-85	930		1100	
		85-86	230		232	
		86-84	345		515	
		84-88	525		615	
		88-92	670		710	
		92-91	525		615	
91-93		525		615		
Manta		93-98	525		615	
		98-102	525		615	
	102-105	525		615		
	105-108	525		615		
	108-112	525		615		
	<del>76-77</del>		116			
	77-78		116			
	78-79		232			

Tabelul 5.27. (continuare)

Geometria și nr. contur $n/\text{min}^{-1}/$		904	804	899	1000	
$p_e$ /bar/		3,05	6,10	6,13	6,32	
	79-80			232		
	80-81			1160		
	81-82			1160		
	82-89			1160		
	89-94			1396		
	94-96			675		
Partea dinspre carter	<del>96-99</del>			675		
	99-101			675		
	101-104			675		
	104-107			675		
	107-110			675		
	110-109			0		
	109-111			0		
Partea de	111-113			0		
	113-114			0		
răcire	22-23	2400	3200	2400	3000	
	23-33	2400	3200	2400	3000	
	33-34	2400	3200	2400	3000	
	44-57	2400	3200	2400	3000	
	Canal inelar de	57-59	2400	3200	2400	3000
		59-43	2400	3200	2400	3000
	răcire	43-32	2400	3200	2400	3000
		32-26	2400	3200	2400	3000
	26-22	2400	3200	2400	3000	
Regimul de funcționare motor		6	4	5	7	

Tabelul 8.28. Coeficienții locali de transfer de căldură  
/w/m<sup>2</sup>grad./, seria de încercări III.

Geometria și nr. segment contur		n/min <sup>-1</sup> /	902	90c	960	1038	
		p <sub>e</sub> /bar/	6,32	6,88	13,58	13,16	
Partea gazelor	Fundul	50-48	200	300	100	110	
	cupei	48-34	20	100	10	150	
	Muchia	34-24	200	350	200	400	
	cupei	24-13	390	380	350	450	
		13-14	390	380	350	450	
		14-10	430	400	450	500	
	Capul	10-8	450	600	500	700	
	pistonului	8-6	700	540	1000	800	
		6-2	700	450	800	700	
		2-1	400	320	350	300	
	Partea de răcire	Puntea	1-3	1280	1280	1230	1150
		de foc	3-28	675	675	660	630
		29-30	1820	1635	1600	1570	
		37-38	2075	1845	1880	1620	
		39-41	232	232	232	232	
Partea		41-40	1310	1180	1185	1130	
segmentilor		63-65	1715	1500	1500	1450	
		65-66	232	232	232	232	
		66-64	1310	1180	1185	1130	
		68-85	1715	1520	1500	1450	
		85-86	232	232	232	232	
Segment		86-84	580	580	580	580	
de		84-88	870	800	790	770	
ungere		88-92	1000	905	890	814	
Monta			92-91	800	775	770	
		91-93	800	775	770		
		93-98	800	775	770		
		98-102	800	775	770		
		102-105	800	775	770		
		105-108	800	775	770		
		108-112	800	775	770		
		112-114	800	775	770		

Tabelul 5.28.(continuare)

Geometria și nr. contur		$n/\text{min}^{-1}/$	902	900	960	1038
		$p_g/\text{bar}/$	6,32	6,88	13,58	13,16
	76-77			116		
	77-78			116		
	78-79			232		
	79-80			232		
	80-81			1160		
Parton	81-82			1160		
dinopro	82-89			1160		
motor	89-94			1396		
	94-96			675		
	96-99			675		
	99-101			675		
	101-104			675		
	104- 107			675		
	108-110			0		
	109-111			0		
Parton	111-113			0		
do	113-114			0		
hidro	22-23	4000	3500	3000	2500	
	23-33	4000	3500	3000	2500	
	33-44	4000	3500	3000	2500	
Ornel	44-57	4000	3500	3000	2500	
inelar	57-59	4000	3500	3000	2500	
do	59-43	4000	3500	3000	2500	
hidro	43-32	4000	3500	3000	2500	
	31-26	4000	3500	3000	2500	
	26-22	4000	3500	3000	2500	
do						
funcționare		13	12	14	18	
motor						

Tabolul 5.28. (continuare)

Geometria și nr. segment contur		$n/rad^{-1} / 10^6$	1066	1091	1226	1010	
		$P_0/box/$	14,00	14,13	14,19	14,50	
Partea inferioară	Punctul	50-48	50	200	251	100	
	cupol	48-34	10	100	201	50	
	Lichia	34-24	200	200	401	230	
	cupol	24-13	430	470	451	460	
		13-14	430	470	451	460	
		14-10	480	600	651	480	
		Cupul	10- 8	500	900	751	500
		pietonului	8- 6	1000	800	951	900
			6- 2	900	600	731	800
			2- 1	400	400	301	350
Partea superioară	Puncte	1- 3	1000	1230	1230	1230	
	de foc	3-28	600	660	660	675	
		29-30		1600		1635	
		37-38		1880		1845	
	Partea	39-41		232		232	
	segmentilor	41- 40		1185		1180	
		63-65		1500		1520	
	Partea	65-66		232		232	
	de	66-64		1185		1180	
		68-85		1500		1520	
răcire		89-86		232		232	
	Segment	86-84		580		580	
	de	84-88		790		800	
	ungero	88-92		890		905	
		92-91		790		800	
		91-93		790		800	
		93-98		790		800	
	Linie	98-102		790		800	
		102-105		790		800	
		105-108		790		800	
	108-112		790		800		
	112-114		790		800		

Tabelul 5.28. (continuare)

Geometria și nr. contur		$n/\text{min}^{-1} / 1066$	1091	1226	1010
		$P_e/\text{bar} / 14,00$	14,13	14,19	14,50
	76-77		116		
	77-78		116		
	78-79		232		
	79-80		232		
	80-81		1160		
Partea	81-82		1160		
din	82-89		1160		
pro	89-94		1396		
carter	94-96		675		
	96-99		675		
	999-101		675		
	101-104		675		
	104-107		675		
	107-110		0		
	110-111		0		
Partea	111-113		0		
de	113-114		0		
ricire	22-23				
Canal	23-33				
inelar de	33-44				
ricire	44-57	3500	4000	2800	2218
	57-59				
	59-43				
	43-32				
	32-26				
	26-22				
Regimul de funcționare motor		21	23	24	17

Tabelul 5.29. Coeficienții locali de transfer de căldură  
/w/m<sup>2</sup> grd./, seria de încercări IV.

Geometria și nr. segment contur		n/min <sup>-1</sup> /	996	1056	1080	1111	
		p <sub>e</sub> /bar/	10,97	11,81	15,43	16,55	
Partea gazelor	Fundul	50-48	270	250	450	170	
	cupei	48-34	150	200	400	160	
	Muchia	34-24	400	400	450	400	
	cupei	24-13	450	430	500	550	
		13-14	450	430	500	550	
		14-10	800	750	600	600	
	Capul	10- 8	1000	970	800	700	
	pistonului	8- 6	500	400	500	850	
		6- 2	350	350	400	560	
		2 -1	300	300	350	250	
		Puntea	1- 3	1580	1000	1370	1530
		de foc	3-28	770	500	705	745
Partea de răcire		29-30	1454	1500	1670	1720	
		37-38	1686	1720	1940	1960	
		39-41	232	232	232	232	
	Partea	41-40	1046	1075	1215	1260	
	segmentilor	63-65	1337	1370	1580	1640	
		65-66	232	232	232	232	
		66-64	1046	1075	1215	1260	
		68-85	1337	1370	1580	1640	
		85-86	232	232	232	232	
	Segment	86-84	580	580	580	580	
	de	84-88	720	740	820	845	
	ungere	88-92	814	820	930	970	
	92-91						
	91-93						
	93-98						
	98-102						
Manta	102-105	720	740	820	845		
	105-108						
	108-112						
	112-114						



Tabelul 5.29.(continuare)

Geometria și nr.segment contur		n/min <sup>-1</sup> /	996	1056	1080	1111	
		p <sub>e</sub> /bar/	10,97	11,81	15,43	16,55	
	76-77			116			
	77-78			116			
	78-79			232			
	79-80			232			
	80-81			1160			
Partea dinspre carter	81-82			1160			
	82-89			1160			
	89-94			1396			
	94-96			675			
	96-99			675			
	99-101			675			
	101-104			675			
	104-107			675			
	107-110			675			
	110-109			0			
Partea de	109-111			0			
	111-113			0			
	113-114			0			
răcire	22-23						
	23-33						
	33-44						
	Canal inelar de	44-57					
		57-59	3000	3000	4000	1433	
	răcire	59-43					
		43-32					
		32-26					
		26-22					
	Regimul de funcționare motor			25	26	28	30

Tabelul 5.30. Coeficienții locali de transfer de căldură  
/w/m<sup>2</sup>·°C./, seria de încercări V.

Geometria și nr. segment contur		n/min <sup>-1</sup> / p <sub>e</sub> /bar/	1130 15,62	1132 16,18	1146 16,73	1155 17,70
	Fundul	50-48	300	100	300	350
	cupei	48-34	250	100	320	300
	Muchia	34-24	450	350	450	500
	cupei	24-13	550	550	530	550
		13-14	550	550	530	550
Partea gazelor	Capul	14-10	600	600	800	1000
	pistonului	10- 8	1000	800	1000	900
		8- 6	850	1300	700	450
		6- 2	500	900	500	400
		2- 1	300	400	300	350
	Puntea	1- 3	1380	1480	1500	1480
	de foc	3-28	715	740	760	970
		29-30	1700	1730	1750	1820
		37-38	1910	1970	1990	2075
		39-41	232	232	232	232
Partea de răcire	Partea segmentilor	41-40	1220	1252	1272	1310
		63-65	1600	1630	1660	1715
		65-66	232	232	232	232
		66-64	1220	1252	1272	1310
		68-85	1600	1630	1660	1715
		85-86	232	232	232	232
	Segment	86-84	580	580	580	580
	de	84-88	825	840	850	870
	ungere	88-92	940	960	980	1000
		92-91				
		91-93				
		93-98				
	Manta	98-102	825	840	850	870
		102-105				
		105-108				
		108-112				
		112-114				

Tabelul 5. 3o.(continuare)

Geometria și nr.segment contur		$n/\text{min}^{-1}/$ $p_e/\text{bar}/$	1130 15,62	1132 16,18	1146 16,73	1155 17,70
	76-77				116	
	77-78				116	
	78-79				232	
	79-80				232	
	80-81				1160	
	81-82				1160	
	82-89				1160	
Partea	89-94				1396	
dinapre	94-96				675	
carter	96-99				675	
	99-101				675	
	101-104				675	
	104-107				675	
	107-110				0	
Partea	110-111				0	
de	111-113				0	
răcire	113-114				0	
	22-23					
	23-33					
	33-44					
	44-57					
	57-59		3000	3000	3000	3000
	59-43					
	43-32					
	32-26					
	26-22					
Regimul de funcționare motor			32	33	34	35

Tabelul 5.31. Distribuția radială a coeficientului de transfer de căldură pe partea gazelor.

d/D	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	Geometria
0,11	0,55	0,50	0,72	0,56	0,38	0,12	0,46	0,52		Fundul
0,31	0,55	0,50	0,72	0,56	0,38	0,12	0,46	0,52		cupei
0,42	0,88	0,79	0,87	0,90	0,99	0,94	0,69	0,91		
0,49	0,97	0,99	1,00	1,00	0,99	1,01	0,93	0,99		Muchia
0,57	0,97	0,99	1,00	1,00	1,02	1,01	0,93	0,99		cupei
0,62	1,10	1,03	1,24	1,13	1,05	1,41	0,96	1,04		
0,70	1,41	1,19	1,45	1,29	1,09	1,51	1,37	1,57		
0,80	1,77	1,99	1,24	1,29	1,86	1,88	1,93	1,41		Capul
0,87	1,10	1,39	0,87	1,23	1,40	1,58	1,51	1,17		pistonului
0,93	0,66	0,60	0,83	0,97	0,77	0,47	0,68	0,83		
Regim nr.	1	2	3	4	5	6	7	12		
0,11	0,51	0,24	0,23	0,34	0,11	0,31	0,43	0,44		Fundul
0,31	0,51	0,24	0,23	0,34	0,11	0,31	0,43	0,44		cupei
0,42	0,51	0,48	0,53	0,86	0,45	0,42	0,78	0,85		
0,49	1,00	0,85	1,06	0,97	0,97	0,99	0,87	0,96		Muchia
0,57	1,00	0,85	1,06	0,97	0,97	0,99	0,87	0,96		cupei
0,62	1,10	1,09	1,10	1,08	1,09	1,26	1,26	1,71		
0,70	1,20	1,21	1,15	1,51	1,13	1,89	1,46	2,14		
0,80	1,80	2,43	2,07	1,73	2,27	1,68	1,85	1,07		Capul
0,87	1,80	1,94	1,84	1,51	2,04	1,26	1,42	0,75		pistonului
0,93	1,03	0,85	0,80	0,65	0,90	0,84	0,58	0,64		
Regim nr.	13	14	17	18	21	23	24	25		
0,11	0,44	0,50	0,85	0,34	0,51	0,17	0,56	0,60		Fundul
0,31	0,44	0,50	0,85	0,34	0,51	0,17	0,56	0,60		cupei
0,42	0,85	0,89	0,90	0,83	0,84	0,62	0,82	0,93		
0,49	0,96	0,96	1,01	1,14	1,02	0,97	0,97	1,02		Muchia
0,57	0,96	0,96	1,01	1,14	1,02	0,97	0,97	1,02		cupei
0,62	1,71	1,67	1,21	1,25	1,12	1,06	1,47	1,87		
0,70	2,14	2,16	1,61	1,46	1,87	1,41	1,84	1,68		
0,80	1,07	0,89	1,01	1,77	1,59	2,30	1,28	0,84		Capul
0,87	0,75	0,78	0,80	1,17	0,93	1,59	0,92	0,74		pistonului
0,93	0,64	0,67	0,70	0,52	0,56	0,70	0,55	0,65		
Reg. nr.	25	26	28	30	32	33	34	35		

Tabelul nr.5.32.Bilanțul termic pe piston.

Seria de	Regimul de	Q piston măsurat w	Q <sub>1</sub> %	Q <sub>2</sub> %	Q <sub>3</sub> %	Q <sub>4</sub> %	Q <sub>5</sub> %
I.	1	4356	8,18	10,41	6,22	8,96	66,22
	2	5059	6,61	9,96	4,74	8,43	70,25
	3	4198	8,60	12,96	5,62	18,42	54,40
II.	4	4807	7,50	13,69	6,10	10,37	62,33
	5	3899	7,40	13,71	2,92	14,23	61,74
	6	4108	6,37	9,10	2,62	17,50	64,41
	7	4484	6,07	11,65	5,31	13,06	63,91
III.	12	4780	6,16	10,57	5,52	13,93	63,81
	13	4468	15,42	14,80	5,00	11,88	53,00
	14	6764	14,48	8,70	1,81	18,50	56,50
	17	6779	20,30	6,37	2,75	19,25	51,33
	18	7356	10,00	2,32	-	16,00	71,70
	21	6938	11,64	7,00	1,70	19,77	59,89
	23	7471	12,27	6,22	2,00	13,00	66,50
24	7995	12,40	6,43	1,73	11,83	67,56	
IV.	25	6476	16,17	5,13	2,97	15,32	60,36
	26	4554	24,31	14,28	6,76	14,18	40,47
	28	9508	14,18	1,42	-	14,90	69,50
	30	6820	14,50	2,60	-	21,50	61,40
V.	32	3466	13,90	2,70	0,60	14,62	68,18
	33	9463	16,58	9,94	1,90	18,97	52,61
	34	6069	24,61	6,67	0,68	19,81	48,25
	35	5395	30,49	8,37	0,65	21,26	39,23

Tabelul nr. 5.33. Repartiția căldurii incidente la piston.

Seria de încercări	Regimul de funcționare	$Q_{\text{piston}}$ w	$Q_I$ %	$Q_{II}$ %	$Q_{III}$ %	$Q_{\text{piston}}$ w	Abateroa %
		măsurat			calculat		
I.	1	4536	11,34	30,73	57,93	4761	4,95
	2	5059	10,09	29,55	60,36	5143	1,65
	3	4198	15,84	32,22	50,94	4647	10,70
II.	4	4807	10,83	32,73	56,44	5276	9,73
	5	3899	6,90	32,36	60,74	4258	9,18
	6	4108	0,72	34,04	65,23	4357	6,00
	7	4484	8,74	27,54	63,71	4435	1,10
III.	12	4780	9,68	31,58	58,74	5309	11,00
	13	4468	4,33	29,32	66,35	4962	11,00
	14	6764	2,01	25,23	72,76	7495	10,88
	17	6779	3,42	29,88	66,70	7412	9,30
	18	7356	7,69	29,35	62,46	7518	2,20
	21	6938	1,15	27,71	71,13	7341	5,80
	23	7471	6,30	29,35	64,35	7722	3,36
	24	7995	9,58	29,00	61,42	8138	1,80
IV.	25	6476	9,85	38,12	52,03	7078	9,28
	26	4554	12,17	36,54	51,29	5055	10,98
	28	9506	19,61	33,33	47,06	10441	9,80
	30	6820	8,12	34,64	57,24	7076	3,75
V.	32	8466	11,76	33,72	56,52	8982	6,00
	33	9463	4,12	28,40	67,48	9506	0,50
	34	6069	14,32	34,00	51,68	6459	6,40
	35	5895	15,20	39,95	44,85	7051	19,60

Tabelul nr.6.1.Valorile coeficienților medii de transfer de căldură, calculați și măsurați.

Seria de încercări	Regimul de funcționare motor	$\alpha_{gm}$ calculat $w/m^2 \text{ grad.}$	$\bar{\alpha}$ măsurat $w/m^2 \text{ grad.}$
I.	1	228	226
	2	250	252
	3	247	241
II.	4	311	308
	5	326	322
	6	323	318
	7	349	352
III.	12	385	382
	13	410	388
	14	444	411
	17	458	433
	18	462	462
	21	457	440
	23	476	474
24	513	513	
IV.	25	467	467
	26	448	448
	28	501	495
	30	472	479
V.	32	536	535
	33	565	565
	34	543	543
	35	566	535

9.3.3. Schimbul de căldură la piston pentru regimurile de excepție.

Tabelul nr.6.2. Schimbul de căldură din camera de ardere, calculat cu relația 4.7.

Seria de încercări	Regimul de funcț.	$T_{gm}$ grd.	$\alpha_{gm}$ w/m <sup>2</sup> grd.	$Q_{pist.}$ w	$Q_{chiu.}$ w	$Q_{cil.}$ w	$Q_{TOTAL}$ w
	8	1019	383	10036	6844	2206	19088
III.	9	1003	402	7295	7056	2356	16707
	10	1088	392	7791	7589	2462	17843
	11	1034	434	-	-	-	-
	15	821	434	5460	4944	3275	13680

Tabelul nr.6.3. Coeficienții locali de transfer de căldură /w/m<sup>2</sup>grd./, seria de încercări III.

Geometria și nr. segment	n/min <sup>-1</sup> /680	765	760	996	890
contur	$p_e$ /bar/5,96	5,96	6,50	6,88	7,44
Fundul	50-48	200	200	250	250
cupei	48-34	100	100	150	150
Muchia	34-34	300	300	320	350
Partea cupei	24-13	370	390	400	430
Partea gazelor	13-14	370	390	400	430
Capul pistonului	14-10	500	500	500	500
	10.-8	650	700	700	800
	8- 6	600	600	600	700
	6- 2	400	400	400	420
	2- 1	300	350	300	300
Puntea de foc	1-3	550	550	550	1280
	3-28	390	390	390	675
Partea de răcire	29-30	1100	1100	1150	1635
Partea segmentilor	37-38	1320	1320	1400	1880
	39-41	232	232	232	232
	41-40	960	960	980	1185
	63-65	1130	1130	1170	1520
	65-66	232	232	232	232
	66-64	960	960	980	1185
	68-85	1100	1100	1150	1520



Tabelul nr.6.3. (continuare)

Geometria și nr. n/min <sup>1</sup>		680	765	760	996	890
segment	Pe/bar/	5,965	5,96	6,50	6,88	7,44
	85-86	232	232	232	232	232
Segment	86-84	515	515	540	580	530
de	84-88	625	624	625	800	640
ungere	88-92	710	710	730	905	756
	92-91	610	610	630	800	640
	91-93	610	610	630	800	640
Manta	93-98	610	610	630	800	640
	98-102	610	616	630	800	640
Partea	105-108	610	610	630	800	640
de	108-112	610	610	630	800	640
	112-114	610	610	630	800	640
	76-77			116		
răcire	77-78			116		
	78-79			232		
Partea	79-80			232		
dinspre	80-81			116		
carter	81-82			1160		
	82-89			1160		
	89-94			1396		
	94-96			675		
	96-99			675		
	99-101			675		
	101-104			675		
	104-107			675		
	107-110			675		
	110-109			0		
	22-23					
Canal	23-33					
inelar	33-34					
răcire	44-57					
	57-59	4000	4000	4000	4000	4000
	59-43					
	43-32					
	32-26					
	26-22					
Regim de funcționare motor		8	10	9	15	11

Tabelul nr.6.4.Distribuția radială a valorilor coeficienților locali de transfer de căldură pe partea gazelor.

d/D	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	$\alpha/\alpha_0$	Geometria
0,11	0,52	0,62	0,50	0,57	0,47	Fundul
0,31	0,52	0,62	0,50	0,57	0,47	cupei
0,42	0,79	0,79	0,76	0,80	0,71	
0,49	0,97	0,99	0,99	0,99	1,02	Muchia
0,57	0,97	0,99	0,99	0,99	1,02	cupei
0,62	1,32	1,24	1,27	1,15	1,18	
0,71	1,71	1,74	1,78	1,84	1,90	
0,80	1,58	1,49	1,52	1,61	1,66	Capul
0,87	1,06	0,99	1,01	0,96	0,95	pistonului
0,93	0,79	0,74	0,89	0,69	0,83	
Regimul						
de	8	9	10	11	15	
functionare						

Tabelul nr.6.5.Valorile coeficienților medii de transfer de căldură,calculați și măsurați.

Seria de încercări	Regimul de funcț.notor	$\alpha_{gn}$ calculat w/m <sup>2</sup> grd.	$\alpha$ măsurat w/m <sup>2</sup> grd.
	8	383	379
	9	402	402
III.	10	392	393
	11	434	433
	15	434	421

#### 9.4.Solicitarea termică a motorului

Tabelul nr.6.6.Valorile criteriului de solicitare termică/54/ pt.turație constantă și presiune medie efectivă variabilă.

Tabelul 6.6.(continuare)

Turație motor $n/\text{min}^{-1}/$	Presiune medie efectivă $P_e/\text{bar}/$	Puterea efectivă Kw	$Q_{\text{piston}}$ măsurat w	$K_q = c p_e^{0,8}$	c
1500	3	12,42	2978	4,197	1,742
	5	20,71	4093	6,162	1,700
	7	28,99	5143	7,930	1,671
	9	37,28	6376	9,576	1,651
	11	45,57	7567	11,132	1,634

Tabelul 6.7 Valoriile criteriului de solicitare termică /54/ a motorului pentru o presiune medie efectivă constantă și turație variabilă.

Turație motor $n/\text{min}^{-1}/$	Presiune medie efectivă $P_e/\text{bar}/$	Putere efectivă $P_e/\text{Kw}/$	$Q_{\text{piston}}$ măsurat w	$K_q = c p_e^{0,8}$	c
1000	10	27,62	5621	8,752	1,387
1200		33,14	6429	9,442	1,496
1400		38,67	7165	10,070	1,596
1600		44,19	7849	10,645	1,687
1800		49,71	8536	11,180	1,772

Tabelul 6.8.Valoriile criteriului de solicitare termică a motorului/54/ pentru cercetarea efectuată.

Seria de încercări	Regim de funcționare	n $\text{min}^{-1}$	$P_e$ bar	$P_e$ Kw	$Q_{\text{piston}}$ măsurat w	$K_q = c p_e^{0,8}$	c
I.	1	804	4,98	11,07	4356	4,741	1,312
	2	900	5,13	12,75	5059	5,076	1,372
	3	904	5,20	14,20	4198	5,150	1,377
II.	4	804	6,10	13,54	4807	5,514	1,297
	5	902	6,13	15,00	3899	5,730	1,343
	6	904	3,05	7,61	4108	3,442	1,410
	7	1000	6,32	17,47	4484	6,207	1,420

Tabelul 5.8. (continuare)

Seria de încercări	Regimul de funcționare	$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$P_{e, Kw}$	$Q_{piston}$ măsurat	$K_q = c p_e^{0,8}$	$c$
		8	680	5,95	11,18	5,050	1,212
		9	760	6,50	13,66	-	1,265
		10	765	5,95	12,57	-	1,273
		11	890	7,30	18,15	-	1,353
		12	900	6,88	17,10	4780	1,552
		13	902	6,32	15,75	4468	1,359
		14	960	13,58	35,93	6764	1,341
		15	996	6,95	19,19	-	1,414
III.		16	1000	10,50	29,02	-	1,384
		17	1010	14,50	40,47	6779	1,367
		18	1038	13,16	37,75	7356	1,390
		19	1046	11,00	31,70	-	1,404
		20	1057	10,97	32,03	-	1,413
		21	1066	1,404	41,34	6938	1,325
		22	1086	10,80	32,35	-	1,429
		23	1091	14,13	42,59	7471	1,414
		24	1226	14,20	48,06	7995	1,483
		25	996	10,97	29,57	6476	1,357
		26	1056	11,80	34,44	4554	1,408
		27	1072	12,09	35,79	-	1,414
IV.		28	1080	15,42	46,04	9508	1,401
		29	1096	11,80	35,73	-	1,428
		30	1111	16,55	50,80	6820	1,413
		31	1096	12,00	36,32	-	1,427
		32	1130	15,62	48,75	8466	1,427
V.		33	1132	16,20	50,59	9463	1,424
		34	1146	16,74	52,98	6069	1,430
		35	1155	17,66	56,36	5895	1,432

9.5. Lista programelor de calcul (anexate în volum separat)

1. Studiul procesului de ardere.
2. Calculul schimbului de căldură din camera de ardere folosind diagrama indicată ridicată pe motor.
3. Evaluarea câmpului de temperaturi din piston cu metoda elementelor finite.
4. Bilanțul termic pe piston.

## 10. NOTITA AUTOBIOGRAFICA

**Naționalitatea:** română.

**Data și locul nașterii:** 26 ianuarie 1944, București.

**Pregătirea profesională:**

-1950-1961 Școala elementară, medie și liceul  
"Ioniță Asan" la Caracal.

-în anul 1970 a absolvit facultatea de mecanică  
la Timișoara secția "Mașini Termice"

**Activitatea profesională:**

-1970-1975-ingenier la Intreprinderea de construcții  
de mașini Regița.

-ingenier Secția Motoare Diesel (1970-1972)

-coordonează sectorul C T C Secția Motoare  
Diesel (1972-1974)

- coordonează sectorul C T C "Turboenergetic  
și Motoare Diesel navale" (1974-1975)

-1975-1976-ingenier proiectant la secția "Autoutilare"  
din Intreprinderea "Electromotor" Timișoara

- 1976-1988-ingenier la Institutul național de motoare  
termice-filiala "Politehnica" Timișoara.

-colaborator al tovarășului profesor doctor  
ingenier Vasile Berindean-execută lucrări  
de cercetare pe motoare Diesel experimentale  
pentru stabilirea de noi soluții energetice.  
(1976-1982)

-execută lucrări de cercetare pentru  
solicitări termice la motoare Diesel.  
(1982-1985)

-execută lucrări de cercetare pentru  
schimbul de încălzire la motoarele  
Diesel navale lente. (1985-1988)

-1974-1988-stagiul de doctorat la Institutul  
politehnic "Traian Vuia" Timișoara.