

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. inv. 631.901

Dulap 369 Lit. B

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. MIHAI AGAPIE

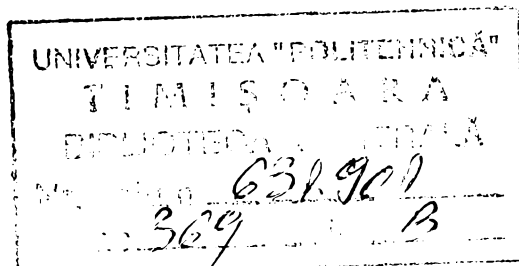
TEZĂ DE DOCTORAT

Sistem de programare a interacțiunii motor cu piston-turbosuflantă și răcitorul aerului de supraalimentare

CONDUCĂTORI ȘIINȚIFICI

Prof.Dr.Ing. V.BERINDEAN

Prof.Dr.Ing. V.D.NEGREA



2001

CUPRINS

Foaie de capat	1
Cuprins	2
I Lista notatiilor grecesti	4
II Lista notatiilor latine	6
III Lista prescriptiilor	8
Prefata	9
Capitolul 1 Introducere	11
1.1 Supraalimentarea : procedee si tendinte de dezvoltare	12
1.2 Interactiunea motor – turbosuflanta si racitorul aerului de supraalimentare	18
1.3 Importanta temei pentru cercetarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu racirea aerului de supraalimentare	19
1.4 Obiectul tezei si metodele de solutionare	20
1.5 Continutul si forma de prezentare a tezei	21
Capitolul 2 Stadiul actual al cercetarii interactiunii motor cu piston diesel , turbosuflanta si racitorul aerului de supraalimentare	26
2.1 Introducere.Scurt istoric	27
2.2 Directii principale de cercetare. Principalele lucrari studiate	29
Capitolul 3 Modelarea matematica a interactiunii turbosuflantei si a racitorului de aer cu motorul diesel	37
3.1 Motorul diesel supraalimentat cu racirea aerului de supraalimentare , sistem tehnic complex.	38
3.2 Generalitati despre modelare . Modelarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu racirea aerului de supraalimentare	40
3.3 Modelarea matematica a DTSR . Principii de baza	42
3.4 Modelarea matematica prin diferente mici	46
3.5 Erori de calcul pentru functii complexe modelate prin diferente mici	47
Capitolul 4 Metoda teoretica de investigare a interdependentei , motor diesel in patru timpi – turbosuflanta – racitor de aer , denumita sistem de programare.	49
4 Metoda teoretica de investigare a interdependentei motor diesel in patru timpi – turbosuflanta – racitor de aer , denumita sistem de programare	50
4.1 Analiza prin coeficienti de legatura si scheme structurale de influente a proceselor DTSR	51
4.2 Relatii generale de modelare pentru parametrii functionali ai DTSR	53
4.3 Metoda de calcul a proceselor DTSR prin linearizarea relatiilor generale de modelare a acestora	62
4.4 Analiza interdependentei parametrilor DTSR prin scheme structurale si coeficienti de legatura	67
4.5 Analiza coeficientilor de legatura de baza ai procesului de lucru ai DTSR	72
4.6 Stabilirea criteriilor de evaluare a racitoarelor pentru m.a.i.	75
4.6.1 Definirea relatiilor pentru criteriile termodinamice de evaluare a racitoarelor	75
4.6.2 Relatii dintre indicii de evaluare termodinamica a racitorului de aer	78
4.6.3 Stabilirea relatiilor dintre cresterea eficientei racitorului Er si cresterea caderii de presiune pe racitor	79
4.6.4 Compararea indicilor de evaluare termodinamica a doua racitoare avind caracteristicile de exploatare si caderile de presiune pe partea aerului cald , diferite	80
4.7 Calculul si analiza proceselor de functionare a DTSR	85
4.7.1 Relatiile semiempirice ale coeficientilor de umplere si baleiaj , a randamentului indicat , a temperaturii gazelor de evacuare si apresiunii medii efective de frecare	88
4.7.2 Relatii semiempirice pentru interdependentele functionale ale DTSR	93
4.7.3 Reducerea poluarii mediului prin turbosupraalimentare si racirea aerului de supraalimentare. Relatii empirice pentru modelarea emisiunilor poluante	104
4.7.3.1 Turbosupraalimentarea ca mijloc de reducere a emisiunilor poluante a motoarelor diesel . Emisiunile poluante produse de DTS si DTSR	104
4.7.3.2. Factorii generatori urmariti pentru reducerea emisiunilor poluante ale DTS si DTSR	105
4.7.3.3 Supraalimentarea motoarelor diesel ca modalitate de reducere a emisiunilor poluante	106
4.7.3.4 Emisiunile poluante cu fum ale DTS si DTSR	107
4.7.3.5 Reprezentarea prin functii a evolutiei gradului de fum cu sarcina si turatia	108
4.7.3.6 Concluzii	110

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

631.901
369 B

Capitolul 5 Studiul sistemic al interactiunii motor diesel – turbosuflanta – racitor de aer prin scheme structurale si coeficienti de legatura.	112
5.1 Generalitati	113
5.2 Calculul coeficientilor de legatura pentru DTSR – prezentare.	114
5.3 Calculul sistemic al coeficientilor de legatura pentru DTS cu racirea intermediara a aerului de supraalimentare.	116
5.4 Tabele cu valorile medii ale coeficientilor de legatura pentru motoarele diesel in patru timpi cu turbosupraalimentare.	120
5.5 Limitele aplicarii metodei diferentelor mici in calculele parametrilor proceselor de lucru	128
Capitolul 6 Cuantificarea unor parametri de sinteza ai interdependentei functionale motor – turbosuflanta - racitor intermediar si interpretarea datelor reprezentate prin functii in juxtapunere cu datele experimentale particularizate in cazul evaluarii gradului de fum	130
6.1 Cuantificarea unor parametri de sinteza ai interdependentei functionale motor – turbosuflanta racitor intermediar	131
6.1.1 Analiza comparativa a rezultatelor calculului unor relatii determinate de caracteristicile sistemelor de admisie si evacuare luind in considerare eficienta racitorului de aer de supraalimentare cu cele experimentale.	132
6.1.2 Analiza principalilor parametri ai DTSR proiectat in corelatie cu indicele η de evaluare a racitorului de aer de supraalimentare	138
6.1.3 Compararea unor parametri de functionare ai motorului ALCO 4R251 cu cei modelati	145
6.2 Interpretarea datelor reprezentate prin functii in juxtapunere cu datele experimentale particularizate in cazul evaluarii gradului de fum	146
Capitolul 7 Sinteza asupra instalatiilor si metodicilor experimentale care s-au utilizat pentru investigarea functionarii in comun a motorului diesel cu grupul de supraalimentare si racitorul aerului de supraalimentare	152
7.1 Introducere	153
7.2 Standul de incercare motoare	153
7.3 Masurarea frecventei de rotatie pentru motor si turbosuflanta	157
7.4 Masurarea momentului motor.	157
7.5 Masurarea temperaturilor	160
7.6 Masurarea presiunilor	160
7.7 Masurarea debitelor de aer , combustibil si apa.	163
7.7.1 Debitul de aer . Schema bloc de masurare a aerului aspirat in motor	163
7.7.1.1 Generalitati referitoare la debitmetru laminar pentru aer.	171
7.7.1.1.1. Prezentarea generala a sistemului de masura a debitului de aer	172
7.7.1.1.2 Prezentarea generala a traductorului de debit (debitmetru laminar)	173
7.7.1.1.3 Domeniu de aplicare .Avantaje	175
7.7.1.2 Lantul electronic de masura	175
7.7.1.2.1 Prezentarea lantului electronic de masura	175
7.7.1.2.2 Principiul de functionare a schemei electronice de masura	175
7.7.2 Masurarea debitului de combustibil. Schema bloc a dispozitivului de masurare a consumului de combustibil	177
7.7.3 Masurarea debitelor de apa	178
Capitolul 8 Concluzii generale	180
8.1 Concluzii generale	181
8.2 Valorificarea cercetarilor , efecte economice , perspective de aplicare	185
8.2.1 Aplicarea rezultatelor cercetarii	185
8.2.2 Cheltuielile de cercetare si aplicare	185
8.2.3 Efecte economice ale cercetarii	186
8.2.4 Analiza eficientei economice in cercetare	188
8.2.5 Analiza eficientei economice in productie	189
8.2.6 Perspective de aplicare	190
Capitolul 9 Contributii personale	191
Bibliografie	194
Anexe	204

I. LEGENDA NOTAȚIILOR GRECEȘTI.

- α - coeficientul excesului de aer
 α_a - unghiul de deschidere a supapei de admisie, $^{\circ}$ RAC
 α_v - unghiul de închidere a supapei de admisie, $^{\circ}$ RAC
 α_e - unghiul de deschidere a supapei de evacuare, $^{\circ}$ RAC
 α_e' - unghiul de închidere a supapei de evacuare, $^{\circ}$ RAC
 α_{inj} - unghiul aerului la injecție $^{\circ}$ RAC
 β - coeficientul de utilizare a aerului în diesel (mărime inversă pentru α)
 δ_k, δ_T - puterile relative corespunzătoare compresorului și turbinei (în limitele puterii efective a motorului diesel)
 Δ_a - mărimea absolută a elementului finit
 γ_k - greutatea specifică a aerului care intră în cilindrii motorului (kgf/mc)
 γ - coeficientul gazelor restante
 ϵ - raport de comprimare al motorului cu piston
 λ - mărimea creșterii presiunii gazelor în cilindrul motorului în timpul arderii
 $\bar{\lambda}$ - coeficientul lui Darcy
 π_k - creșterea relativă de presiune a aerului în compresor
 π_T - scăderea relativă de presiune a gazelor în turbină
 τ - factor complex din ecuația bilanțului lucrului mecanic în turbocompresor
 σ_a, σ_k - coeficienți de reducere a presiunii la intrarea în compresor și la ieșirea din el, luând în considerare pierderile hidraulice corespunzătoare sistemului de trecere a aerului înainte și după compresor (colectorul de admisie)
 σ_r - coeficientul de scădere a presiunii în răcitorul aerului de supraalimentare
 σ_m - raportul p_r/p_k
 σ_T - coeficientul de scădere a presiunii la intrarea în turbină
 σ_g - raportul p_0/p_g în prezența contrapresiunii pe evacuarea DTS
 σ_a - raportul p_a/p_k
 x - sarcina motorului
 x_e - coeficientul presiunii gazelor restante în cilindru
 μ - coeficient de debit care caracterizează calitățile aerodinamice ale organelor de admisie

μ_0 - coeficientul de modificare moleculară
 μ_t - coeficientul debitului de gaze pentru secțiunea de trecere a rețelei de palete a turbinei
 ν_k, ν_T - coeficienți care țin cont de posibilele modificări ale cantității fluidului de lucru la intrarea în motor și în turbină (pierderi)
 ν_m - coeficient ce ține cont de diferența de cantitate a aerului și gazelor din motorul cu piston
 η_e - randamentul efectiv al DTS
 η_t, η_i, η_m - randamentul termic, indicat și mecanic al motorului
 η_k, η_t - randamentul compresorului, turbinei
 η_ξ - randamentul efectiv al motorului raportat la randamentul efectiv al părții sale cu piston
 η_v - coeficientul de umplere
 η_{mk} - randamentul mecanic al transmisiei compresoarelor antrenate de motor
 η_{mT} - randamentul mecanic al turbinei cuplată mecanic la motor
 η_{mkT} - randamentul mecanic al turbocompresorului
 η_W - coeficient empiric de umplere a diagramei indicate
 φ - coeficientul de baleiaj
 $\theta = \omega_r$
 ψ - baleiajul, ° RAC
 ψ_i - pierderile lucrului mecanic indicat în ciclul real al motorului diesel (pe partea energiei termice pierdută cu combustibilul)
 ψ_k, ψ_T - lucrul mecanic relativ al compresorului și turbinei DTS (pe partea energiei termice, pierdută cu combustibilul)
 ψ_f - lucrul mecanic relativ al frecărilor (în mărimi de energie termică pierdută cu combustibilul)
 ρ - densitatea fluidului de lucru, kg/m^3
 ρ_{am} - densitatea amestecului aer-gaze de ardere, kg/m^3
 ρ_{ga} - densitatea gazelor de ardere, kg/m^3
 ω_r - modificarea relativă a temperaturii aerului în răcitorul de aer după compresor
 ω_T - modificarea relativă a temperaturii gazelor de evacuare în colector înainte de turbină
 ξ - coeficientul de degajare al căldurii

II. LEGENDA NOTAȚIILOR LATINE.

- A - secțiunea tubului de curent , m^2
 c_e - consumul specific de combustibil, g/kwh
 C_h - consumul orar de combustibil, kg/h
 C_m - viteza pistonului, m/s
DTS - motor Diesel turbosupraalimentat
DTSR - motor Diesel turbosupraalimentat cu răcire intermediară
 D - diametrul cilindrului motorului, mm
 D_h - diametrul hidraulic
 E_i - lucru mecanic relativ indicat (L_i/L_e) în limitele lucrului mecanic efectiv
 E_f - lucru mecanic relativ al frecărilor (L_f/L_e) în limitele lucrului mecanic efectiv
 E_r - eficiența răcitorului
 F_T - suprafața secțiunii de trecere prin coroana statică a turbinei, cm^2
 \overline{F}_φ - suprafața relativă de supraalimentare
 G_a - consumul de aer al DTS, kg/s
 G_{ai} - debitul de aer al compresorului, kg/s
 G_g - debitul de gaze al DTS, kg/s
 G_T - cantitatea de gaze ce intră în turbină, kg/s
 g_T - cantitatea relativă de combustibil arsă în motor corespunzătoare 1 kg de aer
 g_c - consumul ciclic de combustibil, kg/ciclu
 H_i - puterea calorică inferioară a combustibilului, kgJ/kg
 Q_{ij} - coeficienții de legătura pentru un motor realizat cu luarea în considerare a caracteristicilor auxiliarelor sale
 q_p - factorul de încărcare termică a pistonului
 K, K_g - indicele adiabatic de comprimare a aerului în compresor și de destindere a gazelor în turbină
 K_1, K_2 - indici adiabatici medii de compresiune a aerului și de destindere a gazelor
 L_i, L_m - lucrul mecanic specific indicat și efectiv al motorului, KJ/kg
 L_c - lucrul mecanic specific al DTS, KJ/kg
 L_f - lucrul mecanic de frecare pentru motoare în 4 timpi cu luarea în considerare a lucrului mecanic de pompaj, KJ/kg
 L_k, L_T - lucrul mecanic specific corespunzător compresorului și turbinei, KJ/kg
 l_0 - cantitatea de aer stoichiometric necesară pentru arderea 1 kg combustibil, kg
MTSR - motor cu turbosupraalimentare și răcire intermediară a aerului
 N_{ij} - coeficienții de legătura ai ciclului motor al DTS

$N_i, N_{\bar{f}}$ - puterea indicată și puterea consumată prin frecare a motorului, kw
 N_e - puterea efectivă a motorului DTS, kw
 N_k, N_T - puterea compresorului și turbinei, kw
 n, n_k, n_T - turațiile motorului, compresorului și turbinei, rot/min
 n_{kr}, n_{Tr} - turațiile raportate ale compresorului și turbinei, rot/min
 (pentru condiții optime de temperatură a aerului și gazelor de ardere)
 p_{ij} - coeficienții de legătură de bază pentru ciclul DTS fără a lua în considerare modificarea parametrilor $\eta_v, \psi, \eta_i, T_e, P_f$
 p_0 - presiunea atmosferică a aerului, KN/m^2
 p'_k - presiunea aerului la ieșirea din compresor, KN/m^2
 $p_k(p_s), p_e$ - presiunea de supraalimentare și contrapresiunea la evacuarea din motor KN/m^2
 p_T, p_g - presiunea gazelor înainte și după turbină, KN/m^2
 p_a - presiunea aerului la începutul comprimării în cilindru motorului, KN/m^2
 p_e - presiunea medie efectivă, KN/m^2
 p_i - presiunea medie indicată, KN/m^2
 $p_{ic} = p_{ir}$ - presiunea medie indicată de calcul
 p_f, p_{fp} - presiunea medie de frecare fără și cu luarea în considerare a pompajului, KN/m^2
 p_{fm} - presiunea medie de frecare
 p_p - presiunea de pompaj
 p_{px} - pierderea de presiune medie indicată datorită pompajului, KN/m^2
 $p_s = p_k$ - presiunea de supraalimentare
 Δp_r - pierderile de presiune în răcitor, N/m^2
 p_z - presiunea maximă de ardere, KN/m^2
 r - participația gazelor de ardere
 R_a, R_g - constantele Regnault pentru aer și gaze, $KJ/kg, ^\circ K$
 S - cursa motorului, mm
 SART - sistem automat de reglare a temperaturii
 ΔT - încălzirea încărcăturii proaspete la umplerea cilindrilor, $^\circ K$
 T_a - temperatura aerului din motor la începutul comprimării, $^\circ K$
 T_c - temperatura aerului în cilindru la sfârșitul comprimării
 T_0 - temperatura atmosferei, $^\circ K$
 T'_k - temperatura aerului la ieșirea din compresor, $^\circ K$
 $T_k(T_s)$ - temperatura aerului la intrarea în motor, $^\circ K$
 T_e, T_T, T_g - temperatura gazelor la ieșire din motor, la intrarea în turbină și la ieșirea din turbină, $^\circ K$
 T_z - temperatura maximă de ardere
 V_h - cilindrarea motorului, dm^3

III. LISTA DE PRESCRIPTII

1. - Sistemul internațional de unități (SI) Editura Academiei RSR 1989
2. STAS 737/10-87 - Unități ale mărimilor caracteristice fenomenelor calorice
3. STAS 1254-77 - Semne și simboluri matematice
4. STAS 1747-85 - Căldura. Terminologie și simboluri
5. STAS 2644-73 - Instalații termoelectrice. Scheme convenționale
6. STAS 5745-83 - Motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă. Clasificare și terminologie
7. STAS 6635-82 - Motoare cu ardere internă pentru vehicule rutiere și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe banc
8. 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.
9. STAS 8421-82 - Termocupluri tehnice. Condiții tehnice generale de calitate
10. STAS 10093/2-82 - Mărimi și unități de măsură. Terminologie
11. STAS R 12091-82 - Măsurarea debitelor fluidelor. Calculul erorii limită de măsurare a debitelor

IV. Prefață

Motoarele cu ardere internă cu piston în mișcare alternativă supraalimentate au o dezvoltare deosebită pe plan mondial mai ales datorită posibilităților actuale de cercetare cât și noilor tehnologii aferente motoarelor, prelucrărilor mecanice, asamblării și simulării funcționării acestora cu ajutorul calculatorului electronic numeric.

Dezvoltarea unor familii de motoare cu piston a împins cercetarea spre realizarea de modele inițiale de calcul, simulare a funcționării și de stabilire a caracteristicilor auxiliarelor motorului pentru obținerea unui agregat motor performant.

Tendința de utilizare în domenii distincte a motoarelor cu piston determină ca cercetările să devină specifice și să permită prin modelare o descriere cât mai aproape de aplicație. Cercetarea stimulată de creșterea continuă a consumului de energie primară, în procesul optimizării performanțelor motoarelor, caută prin metode analitice sau numerice de analiză și sinteză, reducerea volumului investigațiilor clasice experimentale, costisitoare și de durată.

În cadrul acestei teze am abordat un model de sistem teoretic de programare a interacțiunii dintre motorul cu piston diesel în patru timpi - turbosuflantă și răcitorul aerului de supraalimentare. Acest sistem este destinat cercetării performanțelor motoarelor diesel semirapide de putere mare cu urmărirea în mod explicit a interdependenței turbosuflantă - răcitor de aer - motor.

În momentul de față, cercetările în această direcție au condus la foarte multe programe de modelare, sisteme de programare și sisteme de urmărire a funcționării motoarelor diesel, toate însă fără stabilirea criterială a interdependenței performanțelor motorului cu cele ale răcitorului de aer.

Lucrările [24,29] precizează prima dată interdependența criterială între răcitorul de aer - turbosuflantă și motorul diesel.

Plecând de la această observație, autorul a abordat sub îndrumarea conducătorului științific, prof.dr.ing. V.D.Negrea și a regretatului prof.dr.ing. V.Berindean, dezvoltarea acestei problematici sub forma unui sistem teoretic și practic de programare, util cercetării motoarelor diesel care au răcire intermediară a aerului de supraalimentare.

Modul de realizare a sistemului teoretic de programare a interdependenței motor - turbosuflantă - răcitor de aer are la bază următoarele:

1) - modelarea matematică prin funcții complexe a proceselor fizice, termodinamice dintre auxiliarele motorului sub formă de relații matematice cu diferențe finite, denumite în lucrare diferențe mici.

2) - determinarea coeficienților de legătură între variabilele funcțiilor complexe

3) - utilizarea schemelor structurale pentru analiza și calculul proceselor complexe

Efectele generale ale temei studiate sunt:

- introducerea conceptului corelării funcționării motorului diesel supraalimentat cu răcitorul de aer pe baza unor relații criteriale

- stabilirea corelațiilor între variația parametrilor motor dependenți (31 - 36 parametri) față de variația celor independenți (~ 12 parametri)

- optimizarea rapidă a evoluțiilor unui motor dintr-o familie de motoare, la sarcină nominală și parțială prin calcul

- reducerea la minimum a cheltuielilor de obținere a datelor experimentale

Teza prezintă prin tema mai sus amintită o particularizare a preocupărilor profesionale ale autorului desfășurate pe parcursul a 12 ani în domeniul cercetării motoarelor diesel în cadrul Institutului național de Motoare Termice București - actuala S.C.Master S.A. Filiala Timișoara.

Pregătirea inițială a tezei, elucidarea corelării datelor tehnice măsurate precum și a celor teoretice studiate s-a făcut sub îndrumarea permanentă a regretatului prof.dr.ing. V.Berindean, motiv pentru care îi mulțumesc postum din suflet.

Organizarea materialului tezei de doctorat într-o formă nouă de abordare și prezentare precum și finalizarea tezei de doctorat s-a făcut cu multă înțelegere și atenție sub îndrumarea d-lui prof.dr.ing. V.D.Negrea, ceea ce mă îndreptățește să-i mulțumesc în mod deosebit.

Îmi exprim gratitudinea pentru sprijinul dezinteresat al domnului șef de lucrări ing.L.Rădulescu, care mi-a îngăduit să extind aplicația unor relații criteriale de interdependență motor - răcitor de aer, utilizate de domnia sa.

Pe această cale mulțumesc și colectivului de cercetare motoare al S.C.MASTER S.A. - Filiala Timișoara pentru sprijinul, sânguința și acuratețea lucrărilor de cercetare executate îndeosebi: d-lui ing.Ion Păsculescu, ing.Marius Goanță și regretatului mecanic Sigismund Momirov.

De asemenea mulțumesc regretatului ing.Spiridon Tudora care mi-a pus la dispoziție date referitoare la răcitoarele de aer proiectate și cercetate de domnia sa, precum și tuturor celor care într-un fel sau altul au contribuit la realizarea acestei teze.

Mulțumesc și referenților care au avut răbdare și bunăvoință să citească aceste slove.

CAPITOLUL 1

Introducere

1. Introducere

Utilizarea foarte răspândită a supraalimentării motoarelor se datorează faptului că este cea mai eficientă metodă de îmbunătățire și limitare a indicilor tehnico-economici ai acestora și a posibilităților de reducere a poluării mediului înconjurător.

Dezvoltarea supraalimentării motoarelor prin mărirea eficienței acesteia, folosind și răcirea aerului după turbosuflantă arată sensul de dezvoltare a tuturor familiilor de motoare diesel supraalimentate actuale.

În această direcție de dezvoltare a supraalimentării motoarelor își aliniază azi studiile foarte mulți cercetători. Interesul acestora se manifestă îndeosebi spre predicția și limitarea parametrilor de funcționare prin calcul.

Cercetătorii definesc pentru aceasta prin diverse relații teoretice cât mai complet posibil toate fenomenele termodinamice care compun ciclul motor sub formă de sistem matematic.

Rezolvarea acestor sisteme are particularități care constituie și ele obiect de cercetare și optimizare. Metodele de constituire a sistemelor și de rezolvare a acestora sunt diverse. Prin soplul urmărit această lucrare se încadrează în suita acestor cercetări și propune "un sistem de programare" a interdependenței parametrilor motorului cu ai turbosuflantei și ai răcitorului de aer cu scopul identificării performanțelor ansamblului motor, accentuând rolul răcitorului aerului de supraalimentare.

1.1. Supraalimentarea: procedee și tendințe de dezvoltare

Supraalimentarea motoarelor asigură obținerea unei presiuni medii efective mărite prin creșterea densității aerului din colectorul de admisiune, respectiv cilindrului motorului. Aceasta se obține prin creșterea presiunii din colectorul de admisiune și respectiv prin scăderea temperaturii aerului admis.

Prin supraalimentarea cu răcire intermediară a aerului se realizează cele două aspecte mai sus amintite.

Supraalimentarea motoarelor asigură:

- putere litrică crescută
- consum specific redus
- emisiuni poluante controlate la regimul de funcționare ales
- o încărcare termică și mecanică limitată
- greutate specifică redusă
- variația redusă a puterii funcție de altitudine
- funcționarea motoarelor cu contrapresiune pe evacuare în limite admisibile ale încărcării termice și mecanice
- o durată îndelungată de exploatare.

În contextul evoluției lor motoarele diesel pentru autovehicule s-au dezvoltat și se vor dezvolta după direcțiile [94] prezentate în tabelul nr.1:

Tabelul nr.1

VARIANTA MOTOR	EFICIENTA	CONSUM SPECIFIC	ANUL APLIC.
	%	g/kwh	
Turbosupraalimentare cu răcirea aerului de supraalimentare	37	230	1986
Îmbunătățirea constructivă a motoarelor	42	190-200	1986-1988
Reducerea pierderilor termice	45	180-185	1988-1992
Aplicarea soluției Turbocompund	50	165-170	1988-1992
Reducerea frecărilor motorului	55	150-160	1992-1995
Controlul formării amestecului și arderii gestiune electronică	60	140-145	2000

Dezvoltarea motoarelor diesel supraalimentate pentru autovehicule este arătată în [94] figurile 1 și 2, indicându-se și evoluția indicatorilor care au determinat constructorii de motoare diesel spre utilizarea de motoare diesel în majoritatea lor supraalimentate.

Consumul specific la motoarele diesel pe parcursul anilor după al doilea război mondial, a înregistrat o scădere continuă atât la motoarele în patru timpi cât și la motoarele în doi timpi. Tendința de scădere a consumului specific de combustibil este evidențiată statistic prin micșorarea benzii de variație a consumului specific cuprinsă în graficul din Fig.3,[77,113]. Se observă astfel o cădere cu panta redusă pentru consumurile specifice minime și o scădere cu panta aproape dublă pentru consumurile specifice maxime, datorată în special creșterii numărului de motoare supraalimentate cu randament termic crescut și curbelor de consum specific aplatizate.

La motoarele supraalimentate se remarcă două tendințe de aplicare a aces-

și anume supraalimentarea cu impuls și cu presiune constantă; astfel în fig.4 se arată evoluția consumului specific de combustibil al motoarelor MAN-B&W utilizate în tracțiune navală [130,133] funcție de pragul dezvoltării unei anumite metode de turbosupraalimentare.

O tendință deosebită de dezvoltare a motoarelor supraalimentate diesel este și aceea de control electronic a interacțiunii motor-turbosufantă, a cantității de combustibil injectată, a începutului de injecție și a recirculării gazelor de evacuare.

În practică se realizează deja controlul debitului de aer de supraalimentare cât și a turației turbosufantei pe baza cantității și duratei injecției de combustibil, concretizându-se astfel reglarea interdependenței motor-turbosufantă la parametrii cei mai economici de funcționare ai m.a.c..

Creșterea indicilor de performanță ai m.a.c. sunt determinați azi de următoarele tendințe constructive și tehnologice de dezvoltare:

- creșterea eficienței turbosupraalimentării prin dezvoltarea performanțelor turbosufantelor

- supraalimentare combinată

- creșterea presiunii maxime de injecție

- creșterea presiunii medii efective

- reducerea emisiunilor poluante prin:

- a) supraalimentarea cu exces de aer controlat

- b) modificarea constructivă a camerelor de ardere ale motorului

- c) variația raportului de comprimare

- d) injecția adițională de apă

- răcirea aerului de supraalimentare

- controlul electronic al funcționării motorului diesel supraalimentat.

Stadiul actual al construcției de motoare diesel este legat deci de aceste tendințe de dezvoltare a performanțelor sale.

O direcție de dezvoltare a performanțelor motoarelor, obținute prin supraalimentarea acestora este și prin dezvoltarea performanțelor turbosufantelor. Se cercetează foarte mult creșterea randamentului turbinei și compresorului grupului de supraalimentare prin modificarea unghiului de ieșire al paletelor și reducerea pierderilor prin jocuri la palete, realizarea de randamente maxime pentru compresor într-un domeniu de 60 – 110% din debitul maxim al turbosufantei, realizarea de rapoarte relative de comprimare înalte și realizarea de turbosufante cu răspuns rapid la modificări de sarcină chiar și pentru motoare diesel generator sau navale.

Strâns legate sunt performanțele specifice ale motorului de randamentul global al grupului turbosufantă. Astfel, în fig.5 [70] se arată importanța creșterii randamentului global al grupului de supraalimentare funcție de presiunea medie efectivă arătându-se scăderea procentuală aproximativă a consumului specific al unui motor diesel de viteză medie.

O problemă deosebit de actuală la realizarea motoarelor diesel supraalimentate utilizate la grupuri generatoare o constituie alegerea parametrilor interdependenței motor-turbosuflantă, economici din punct de vedere a duratei de exploatare anuală cât și a soluției de supraalimentare într-o treaptă sau două (vezi fig.6 și 7 [70]) asigurându-se costuri de exploatare și investiții minime.

Motoarele diesel supraalimentate fabricate în 1990-1998 prezintă drept caracteristică generală o presiune medie efectivă ridicată așa cum se observă din tabelul nr.2

Tabelul nr.2

TIP MOTOR	TIP UTIL	SURSA INF.	P	n	pmax	pme	ce
			KW	min ⁻¹	bar	bar	g/kwh
MITSUBISCHI UEC 85LS11	NAVAL	129	19300	76	135	17,07	163
MAN S80 MC	NAVAL	133	18200	79	130	18	163
WARTSILA VASA 4R20	GEN.	130	660	1000	175	22,5	183
DAIHATSU DK20	GEN.	127	900	1000	200	-	185
PRATT PC 2.5	NAVAL	120	5820	514	-	19,6	180
VOLVO PENTA KAD 42/DP	AUTO.	126	170	3800	135	18	180

De asemenea, ele au sisteme și modificări ale motorului care să conducă la reducerea emisiunilor poluante.

În mod atent atât prin calcul cât și experimental se determină azi parametrii: presiune medie efectivă, excesul de aer și caracteristicile de interdependență motor-turbosuflantă. Acestea influențează emisiunile poluante ca în fig.8 și 9.

Dezvoltarea actualelor m.a.c. supraalimentate se bazează și pe răcirea intermediară a aerului de supraalimentare, aplicată curent la motoare de putere medie și mare. Lucrările [23] și [24] prezintă două situații distincte de apreciere a eficienței maxime a răcirii intermediare a aerului de supraalimentare cât și asupra alegerii creșterii de putere funcție de temperatura maximă a aerului de aspirație pentru o dimensionare optimă a răcitoarelor.

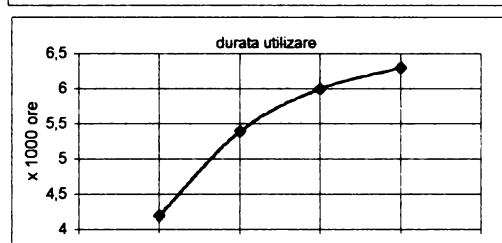
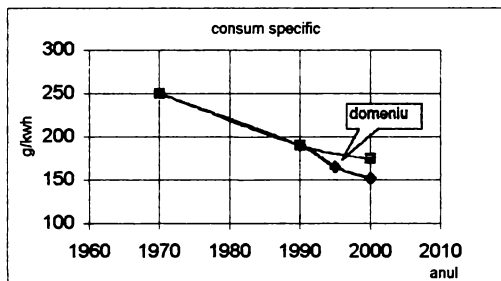
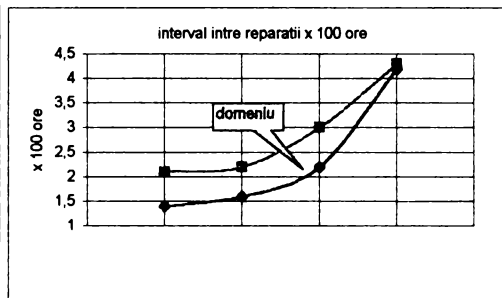
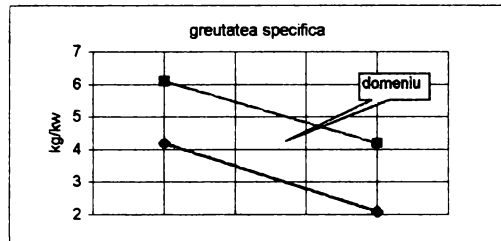
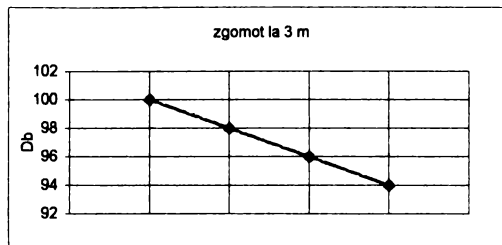
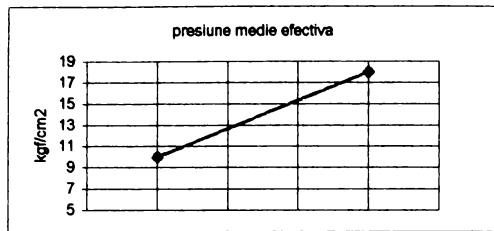


fig. 1[94] Tendinta dezvoltarii m.a.c.

fig.2 [94] Tendinta dezvoltarii m.a.c.

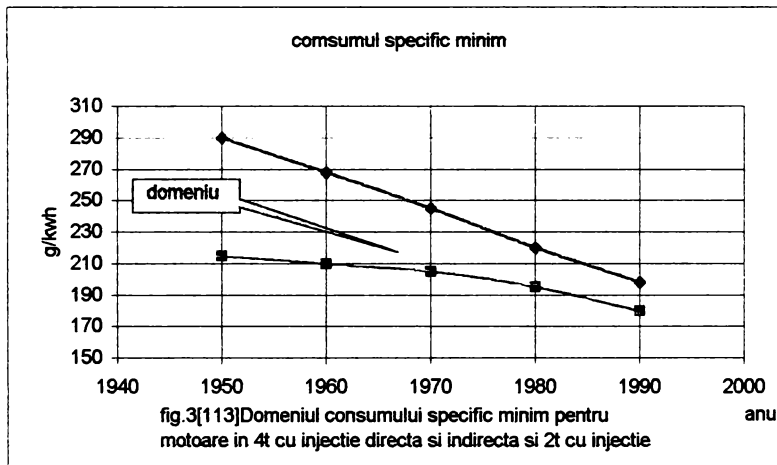


fig.3[113] Domeniul consumului specific minim pentru motoare in 4t cu injectie directa si indirecta si 2t cu injectie

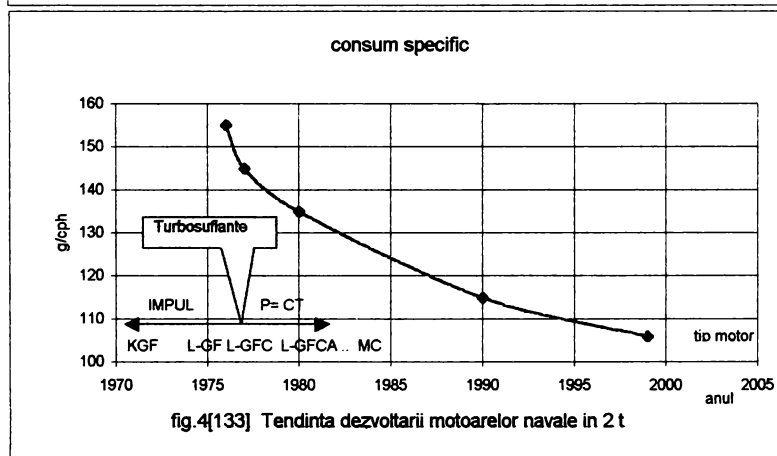


fig.4[133] Tendinta dezvoltarii motoarelor navale in 2 t

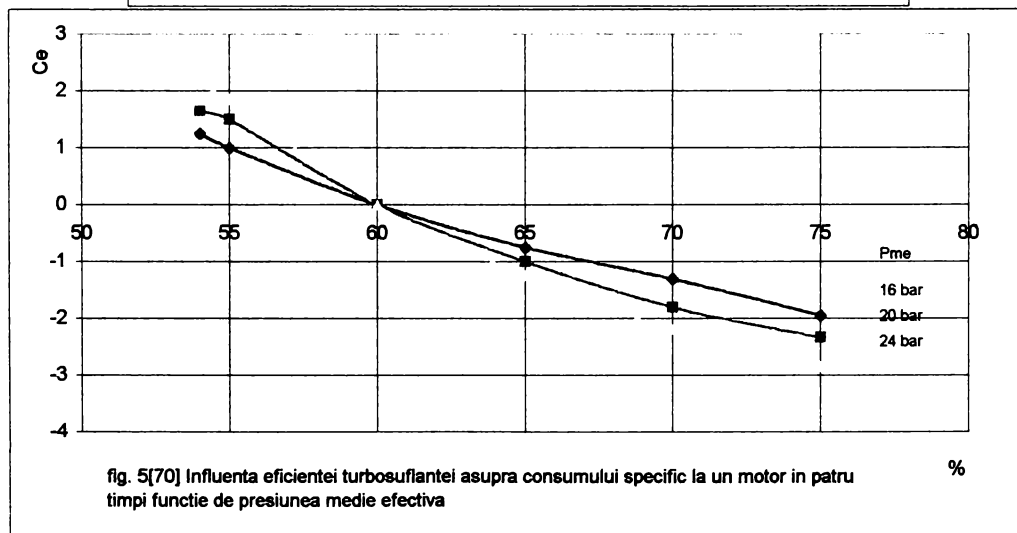
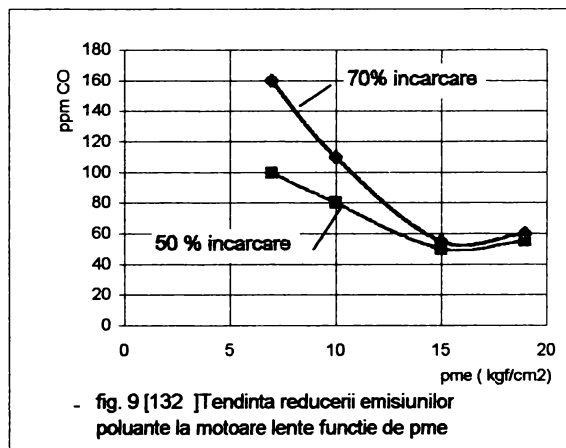
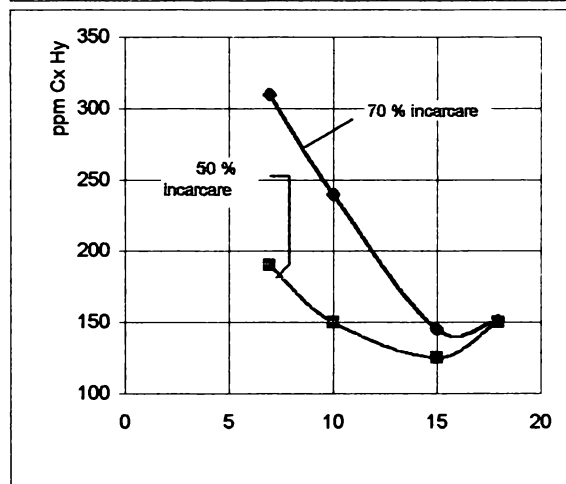
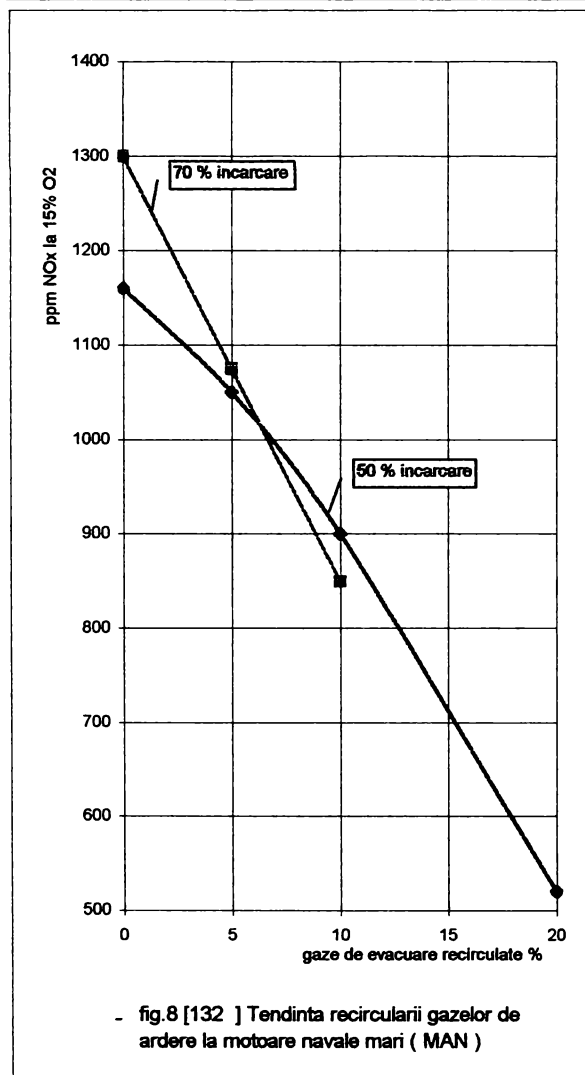
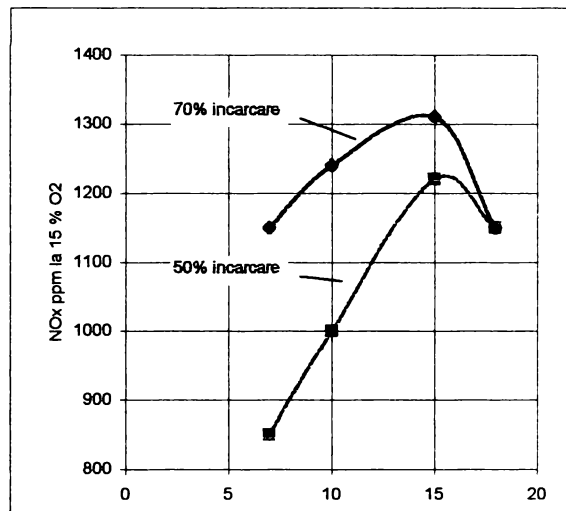
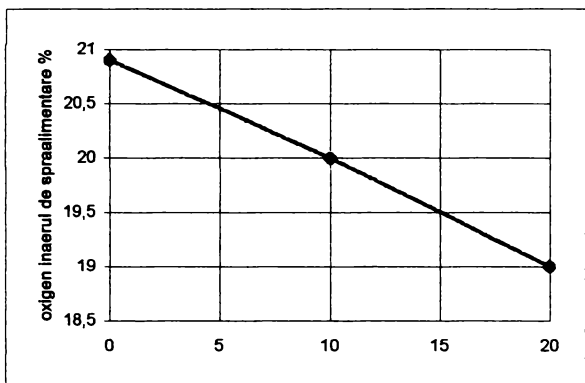
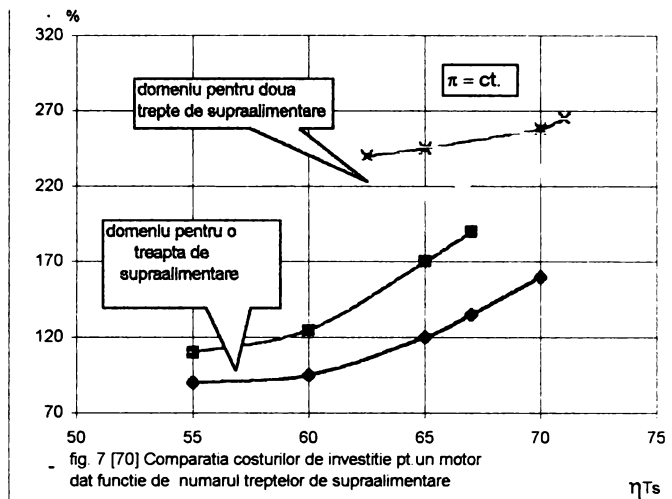
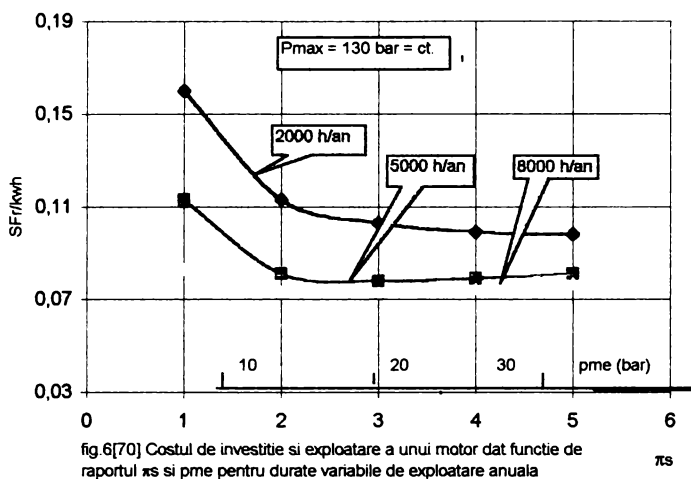


fig. 5[70] Influenta eficienței turbosuflantei asupra consumului specific la un motor in patru timpi functie de presiunea medie efectiva



Interacțiunea este autoreglarea regimului de funcționare al motorului cu cel al turbosuflantei la D.T.S. Prin aceasta se precizează valorile parametrilor de funcționare ai motorului și cei ai auxiliarelor sale.

În cadrul tezei extindem noțiunea de interdependență motor-turbosuflantă și cu maximizarea performanțelor funcționării răcitorului de aer de supraalimentare la D.T.S.R.

În general motoarele de putere mică au o termostatare a temperaturii apei de răcire care este folosită și pentru răcirea aerului de supraalimentare, ori concluziile noastre arată că este necesară și o autoreglare a temperaturii aerului de admisie, alta decât aceea a apei de răcire motor pentru obținerea unei eficiențe maxime a supraalimentării.

Situațiile distincte în care se poate afla un motor diesel funcționând prin "cuplaj" de gaze cu turbosuflanta sunt:

- motorul are $n = ct$ și sarcina $x = var$
- motorul are $n = var$ și sarcina $x = var$

La un regim de funcționare al motorului există câte un punct univoc în interacțiune atât pentru turbosuflantă cât și pentru răcitorul aerului de supraalimentare. Aceste puncte de funcționare sunt caracterizate de mărimi care definesc parametrii funcționali ai DTSR:

- presiunea și temperatura aerului înainte și după turbosuflantă (p_0, p'_k, T_r, T'_k [$daN/m^2, K$])
- presiunea și temperatura înainte și după răcitorul de aer de supraalimentare (p_k, p_a, T'_k, T_a [$daN/m^2, K$])
- presiunea și temperatura gazelor înainte și după turbosuflantă (p_T, p_g, T_T, T_g)
- presiunea medie efectivă ($p_e, [daN/m^2]$)
- presiunea maximă de ardere ($p_z, [daN/m^2]$)
- temperatura aerului admis în motor la începutul compresiei ($T_a, [K]$)
- temperatura gazelor la ieșirea din motor ($T_e, [K]$)

Acești parametri funcționali și alții ai motorului, turbosuflantei și răcitorului în interdependență se studiază în cadrul acestei teze cu scopul evidențierii necesității unei optimizări funcționale în sensul corelării motorului diesel supraalimentat cu răcitorul de aer.

1.3 Importanța temei pentru cercetarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu răcirea aerului de supraalimentare

Realizarea de motoare noi, garantarea funcționării acestora la parametri tehnici conform caietului de sarcini presupune o cercetare laborioasă.

Condițiile de concurență pe piața mondială a motoarelor conduc la necesitatea unei cercetări operative în domeniu, din această afirmație derivând și importanța cercetării prin "sisteme de programare" a interacțiunii dintre motor și diverse auxiliare.

Obținerea unor motoare andurante cu consumuri specifice reduse, curbe de consum specific aplatizate la toate regimurile de funcționare, încărcări termice reduse sau admisibile și o greutate specifică scăzută implică cercetarea rapidă a acestora prin modelare încă înainte de execuția prototipului.

Costul redus al cercetării DTSR prin modelare sistemică arată deasemenea valoarea tuturor temelor de cercetare pe această direcție.

Ușurința cu care se abordează problemele de cercetare și optimizare prin modelare face ca durata trecerii motoarelor din faza de proiectare în cea de execuție să se scurteze deosebit de mult, deasemenea cercetarea de acest tip evidențiază rapid corelațiile optime între parametri funcționali ai auxiliarelor motorului și practic indică direcțiile de concepție pentru realizarea proiectului și urmărirea acestuia.

Cercetări în domeniul tezei de doctorat există și la marile firme producătoare de motoare; astfel firma MAN a studiat și realizat deja un sistem cu reglare directă a temperaturii aerului de supraalimentare prin răcitorul de aer după cum se vede în Fig. 10 [67].

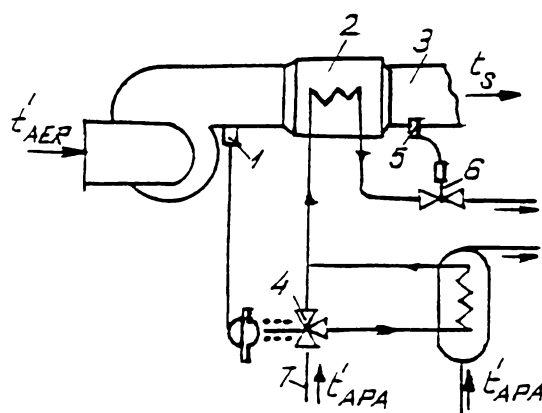


Fig.10 [67](1.traductor temperatură, 2.răcitorul aerului de supraalimentare, 3.colector de aer de supraalimentare, 4,5.robinete cu reglare directă a temp.apei)

Realizarea unui "sistem de programare" pentru cercetarea interacțiunii parametrilor motor - turbosuflantă - răcitor de aer având la bază modelarea matematică a evoluțiilor DTSR este obiectul tezei.

Literatura de specialitate abundă de metode prin care se stabilesc parametri funcționali de interdependență ai DTS sau DTSR . În cadrul lucrării se caută să se realizeze un model de determinare a acestora care să satisfacă următoarele condiții:

- să permită o descriere a evoluțiilor DTSR sub formă matematică;
- să permită predicția performanțelor unui motor în curs de proiectare (cercetarea anticipată) sau deja realizat;
- să furnizeze rezultatele sub formă relativă înțelegând prin aceasta că valorile parametrilor se vor obține raportat (procentual) față de un regim de funcționare sau în valori reale;
- să permită cercetarea tuturor regimurilor de funcționare ale motorului;
- să se adapteze la diferite motoare, turbosuflante și răcitoare de aer;
- să aibă ipoteze de modelare precise și adecvate ;
- să permită simplificarea și micșorarea volumului de calcul prin exceptarea calculului schimbului de încărcătură;
- să aibă o marjă de eroare foarte mică ($0,5\% \leq e \leq +1\%$ sau $+0,5\% \geq e \geq -1\%$) față de rezultatele experimentale.

Metoda de soluționare aleasă corespunde criteriilor de mai sus, acestea fiind:

- utilizarea unor ipoteze de modelare a DTSR pe căi matematice;
- utilizarea metodei matematice de modelare prin diferențe mici;
- utilizarea unor expresii matematice pentru caracteristicile de funcționare a auxiliarelor;
- utilizarea și a probelor de stand pentru stabilirea concordanței acestora cu cercetarea pe calculator și abilitarea astfel a rezultatelor de calcul în juxtapunere cu date experimentale pentru cât mai multe situații posibile.

În lucrare (Cap.3) se precizează noțiunea de sistem de programare pornind de la înțelesul grecesc al termenului "sistem" care înseamnă ansamblu, totalitate, sumă, definindu-se ca un subsistem informațional prin care se descrie teoretic (se modelează) sistemul tehnic (motorul diesel turbosupraalimentat cu răcirea aerului de supraalimentare).

Drept consecință teza prezintă un model teoretic de predicție, numit programare pentru studiul interdependenței motor diesel - turbosufiantă și răcitorul aerului de supraalimentare.

Astfel lucrarea face parte din rândul unei multitudini de cercetări teoretice care abordează problematica modelelor sistemului tehnic motor diesel turbosupraalimentat.

Modelul teoretic utilizat este cel matematic pentru toate evoluțiile proceselor din sistemul motor.

Modelul matematic, al sistemului tehnic complex motor diesel turbosupraalimentat cu răcirea aerului de supraalimentare, se prezintă în lucrare prin modelele matematice ale subsistemelor tehnice care îl compun și prin detalierea modelelor proceselor care intercondiționează aceste subsisteme în corespondența cu succesiunea stărilor cunoscute ale sistemului.

Modelul matematic elementar pentru un proces este prezentat prin relații între diferențe mici care au termeni afectați de factori numiți coeficienți de legătură sau influență. Această abordare permite o linearizare a procesului și deci un studiu teoretic mai ușor, prin variații mici a parametrilor dependenți față de cei independenți din aproape în aproape.

În mod grafic în lucrare, modelul elementar al unui proces se reprezintă printr-o schemă structurală.

Interdependența dintre mai multe procese legate din sistemul motor diesel sau subsistemele acestuia este prezentată prin scheme structurale sumate de interdependență.

Aceste scheme structurale de interdependență sunt baza logică a direcției de cercetare dorite asupra influențelor unor parametri interdependenți sau a limitelor acceptabile ale unor parametri dependenți ai procesului.

Pe măsura dezvoltării modelului, în lucrare se arată și limitele diferențelor mici pentru care erorile de calcul sunt considerate mici.

Lucrarea de față este structurată astfel încât să prezinte detaliat și în paralel metoda teoretică și rezultatele experimentale, ale studiului interdependenței motor diesel - turbosufiantă și răcitorul de aer de supraalimentare în nouă capitole.

Capitolul 1 - este introductiv și tratează dezvoltarea actualelor m.a.c. în direcția supraalimentării, a procedeelelor și tendințelor de realizare a acestora. De asemenea

în acest capitol se discută despre interacțiunea funcțională motor - turbosuflantă - răcitorul de aer de supraalimentare și limitările acestei interacțiuni. Se descrie importanța temei de cercetare, obiectul și metodele de soluționare ale acesteia, definindu-se cerințele pe care trebuie să le îndeplinească.

Capitolul 2 - dezbate stadiul actual al cercetării interacțiunii motor diesel - turbosuflantă și răcitorul aerului de supraalimentare începând cu un scurt istoric continuând cu direcțiile principale de cercetare și principalele lucrări studiate. În acest capitol se discută metodele de cercetare prin care se studiază interdependențele între parametri și principalele modele ale acestora pentru:

- proprietățile termodinamice ale fluidului motor
- procesul de ardere
- transferul de căldură
- schimbul de încărcătură
- disiparea energiei
- turbosuflanta
- răcitorul de aer

De asemenea se face o sinteză după literatura de specialitate a metodelor aproximative de rezolvare a ecuațiilor diferențiale ale modelelor fizice pentru curgerea fluidului de lucru și alte considerente referitoare la tema capitolului.

Capitolul 3 - prezintă principiile de bază ale modelării matematice ale proceselor, modelarea matematică prin diferențe mici și generalități privind modelarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu răcirea aerului de supraalimentare.

Capitolul 4 - acest capitol detaliază "sistemul de programare" pentru studiul interdependenței motor diesel în patru timpi - turbosuflantă - răcitor de aer de supraalimentare prin prezentarea relațiilor generale, a metodelor de calcul a proceselor, analiza proceselor DTSR prin coeficienți de legătură și scheme structurale de influență, stabilirea indicilor de evaluare a răcitoarelor precum:

- creșterea relativă a densității aerului
- gradientul de creștere a densității relative a aerului
- coeficientul creșterii calitative a densității aerului
- eficiența răcitorului și relațiile dintre acești indici astfel încât în cadrul lucrării să poată fi folosit pentru discuțiile asupra funcționării doar un singur indice al răcitorului.

Acest capitol conține și relații care determină influența răcirii aerului de supraalimentare a caracteristicilor tubulaturii de admisie și evacuare asupra performanțelor motorului. De asemenea sunt prezentate și relații funcționale semiempirice de determinare a variațiilor cu sarcina și turația a indicelui de fum Bosch, relații concepute pe baza datelor experimentale, care au fost necesare determinării limitelor de funcționare ale motorului ALCO4R251 și relații care arată influența răcirii aerului asupra încărcării termice a DTSR.

Capitolul 5 - prezintă un studiu sistematic al interacțiunii motor diesel - turbosuflantă prin scheme structurale și coeficienți de legătură cuprinzând:

- calculul coeficienților de legătură pentru DTSR pe baza unui sistem de ecuații exprimate prin diferențe mici
- prezentarea unor tabele cu valorile medii ale coeficienților de legătură pentru motoarele diesel în patru timpi turbosupraalimentate.
- limitele aplicării metodei diferențelor mici
- analiza principalilor parametri ai DTSR proiectat prin scheme structurale și coeficienți de legătură.

Capitolul 6 - cuprinde o interpretare a datelor de calcul, a modului în care acestea pot fi utilizate în stabilirea influențelor asupra performanțelor motorului sau a răcitorului.

Se discută astfel:

- corelația experimentală cu cea modelată dintre presiunea medie efectivă și presiunea de supraalimentare, cu și fără luarea în considerare a răcitorului de aer
- dependența obținută experimental și prin calcul dintre eficiența răcitorului și respectiv caracteristica de debit de aer a grupului de turbosupraalimentare, respectiv temperatura de intrare a apei de răcire în răcitor
- dependența variabilelor de calcul, randamentul efectiv al motorului η_e și presiunea medie efectivă p_e de presiunea de supraalimentare după compresor p_k și modificarea relativă a temperaturii aerului în răcitor $\omega_r \equiv \theta$
- dependența dintre coeficienții de legătură ai parametrilor calculați, randamentul efectiv al motorului și presiunea medie efectivă a acestuia în interdependență cu răcitorul de aer (p_k și ω_r) și randamentul mecanic ca parametru independent, care se remarcă că poate anihila parțial, la execuții tehnologic neîngrijite a motoarelor, efectul răcirii aerului de supraalimentare și
- importanța supraalimentării motoarelor diesel în reducerea poluării cu fum a acestora.

În această direcție se propune în capitol utilizarea unei legi semiempirice, determinată pe baza datelor experimentale, cu diferențe finite a indicelui Bosch, funcție de sarcină, turație și consumul specific de combustibil care poate fi discutată în interdependență cu răcitorul de aer.

Capitolul 7 - justifică, explică și prezintă instalațiile și metodele de măsurare experimentală utilizate dintre care amintim:

- o frână cu curenți turbionari de 800 kW tip HOFFMANN proiectată și realizată în cadrul S.C.MASTER S.A. Filiala Timișoara pentru prima dată în țară;
- un stand de măsurare automat care utilizează un calculator de proces;
- un dispozitiv de măsură a debitului de aer cu caracteristica debit - cădere de presiune liniară, realizat prima dată în țară;

- dispozitive de măsură a turației turbosuflantei realizate în cadrul S.C.MASTER S.A. Filiala Timișoara

Capitolul 8 - prezintă și discută concluziile generale ale lucrării precum și aspectele valorificării economice a metodei de cercetare. Dintre acestea amintim:

- metoda de modelare teoretică arătată în lucrare este o dezvoltare particulară dar importantă a unor modele din literatura de specialitate pe direcția interdependenței DTS cu răcitorul de aer;

- indicii de evaluare a răcitoarelor de aer care se tratează în lucrare permit compararea performanțelor răcitoarelor în interdependență cu motorul turbo-supraalimentat sau între ele;

- pentru maximizarea performanțelor (E_r) răcitorului aerului de supraalimentare, este necesară minimizarea temperaturii de intrare a fluidului în motor, până la limita atingerii nivelului admisibil al solicitărilor termice:

- pentru maximizarea performanțelor răcitorului de aer de supraalimentare și a motorului DTS, coeficientul creșterii calitative a densității aerului (η_ρ) trebuie maximizat la sarcină nominală;

- cel mai eficient indice de evaluare a răcitorului de aer este gradientul de creștere a densității relative a aerului ($\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}}$), etc.

Valorificarea caracteristicilor pe baza modului de cercetare arătat se apreciază cu șansă mare de succes în transpunerea industrială a rezultatelor, în cazul apariției unei asemenea cereri, iar efectele economice ale acestora se aproximează în exploatare și la producător.

Capitolul 9 - delimitează principalele contribuții originale teoretice și experimentale din lucrare. Acestea ar fi:

Contribuții teoretice

1. Sistematizarea și aducerea la zi a informațiilor privind supraalimentarea cu răcire intermediară, a modelării echipamentelor pentru realizarea acestei funcții la motorul ALCO 4R251, metode de simulare a funcționării în comun a motorului cu aceste echipamente.

2. Dezvoltarea unui algoritm matematic numit "Sistem de programare a interdependenței DTS - răcitor de aer", existent în literatura de specialitate, prin actualizare, justificare teoretică și extindere care permite:

- cercetarea DTSR din punct de vedere al determinării și optimizării parametrilor funcționali ai motorului cu răcitor de aer

- cercetarea DTSR în faza de proiectare

- cercetarea DTSR cu auxiliare diverse pentru optimizarea răspunsului agregatului motor

- stabilirea limitelor de reglare directă sau automată a temperaturilor fluidelor ce parcurg răcitorul de aer (parametrii SART)

- corelarea funcționării DTS cu răcitorul de aer funcție de limitările impuse performanțelor motorului

3. Stabilirea unor relații de interdependențe DTS cu răcitorul de aer care utilizează indici criteriali de evaluare a răcitoarelor de aer

4. Elaborarea unor relații semiempirice pe baza datelor experimentale pentru funcționarea grupului turbosuflantă și a emisiunilor poluante funcție de sarcina și turația motorului.

5. Descrierea pe baza unor date experimentale a caracteristicilor de răspuns ale turbinei și suflantei la modificarea sarcinii și a turației motorului în cazul particular al motorului ALCO 4R251.

Contribuții experimentale

1. Realizarea frânei cu curenți turbionari pentru experimentarea motorului ALCO 4R251.

2. Măsurarea tuturor parametrilor motorului cercetat pe un stand cu achiziție automată a datelor cu ajutorul unui calculator de proces cu un număr de 128 puncte de măsură.

3. Măsurarea debitului de aer cu un dispozitiv de măsurare cu caracteristica debit - cădere de presiune liniară - realizare unicat în țară.

4. Calibrarea circuitelor standului de cercetare a motoarelor cu ajutorul calculatorului de proces.

5. Realizarea traductorilor și a instalației de măsură pentru turația turbosuflantei.

6. Sistematizarea informațiilor asupra procedeelelor de cercetare experimentală utilizate.

Bibliografia lucrării cuprinde 135 de titluri.

Restul conținutului lucrării îl reprezintă anexe la care s-au făcut referiri pe parcurs și cuprind:

- date asupra răcitorului studiat;
- componenta matricilor A și B pentru calculul coeficienților de legătură Q_{ij} ;
- date experimentale pentru caracteristicile motorului ALCO 4R251 și altele.

CAPITOLUL 2

Stadiul actual al cercetării interacțiunii
motor cu piston diesel, turbosuflantă și
răcitorul aerului de supraalimentare

2. Stadiul actual al cercetării interacțiunii motor cu piston, diesel - turbosufianta și răcitorul aerului de supraalimentare

2.1 Introducere. Scurt istoric

Un prim istoric al cercetărilor teoretice este făcut în anul 1968 [95], pentru calculul schimbului de încărcătură prin calcule numerice. În acesta se arată că, astfel de calcule s-au făcut pentru desfășurarea presiunii în camera de precombustie în lucrarea lui Ruhle și au fost predate în 1925 la Universitatea tehnică din Hanovra.

În anii 1930 mai mulți autori au propus calculul pas cu pas al schimbului de încărcătură precum List și Rey care publică o lucrare în China în 1932.

Făcute manual aceste calcule sunt de foarte lungă durată și s-au putut efectua în număr foarte redus. Calculatoarele electronice au permis calcule pas cu pas în număr mare, necesare pentru mai multe analize fundamentale și realizarea de nomograme.

Simpozionul "Computerele în design-ul motoarelor cu ardere internă" de la Manchester din 1968 a arătat interesul deosebit pentru utilizarea programării pe calculator la calcule care necesită pași pentru aproximarea fenomenelor termodinamice.

Importanța acordată atunci calculelor pas cu pas constă în faptul că ele sunt singurul mijloc pentru calcularea puterii turbinei, turației și a cantității încărcăturii proaspete dată de compresor în condiții de funcționare a grupului turbosufiantă cu impulsuri.

De asemenea [122] indică că în secția de turbocompressoare de la BROWN-BOVERI se folosește un program de calcul pentru schimbul de încărcătură în regim cvasistaționar pentru motorul diesel.

[36-1974] tratează unele probleme speciale ale calculului pas cu pas al schimbului de încărcătură și pierderile prin ventilație ale turbinei, funcționarea cu impulsuri a turbinei și influența acestora asupra randamentului turbinei axiale.

În 1977 [83] prezintă un program de calcul după metoda caracteristicilor care permite calculul paralel atât pentru modificările de stare din cilindru, cât și procesele de flux din colectoarele motoarelor diesel. Cu ajutorul paralelei calcul-

La motoarele diesel interesează înainte de toate efectul comun al sistemului, cilindru-conducte de evacuare-turbină. Pentru rezolvarea sistemului de ecuații care descrie procesele termodinamice și acest efect, s-au folosit procedee cvasistaționare: plin-gol și procedeul nestaționar al teoriei caracteristicilor.

La Universitatea Ruhr din Bochum, la nivelul anilor 1977 s-a cercetat un program de calcul pentru evaluarea proceselor de flux nestaționare din sistemul de schimbare a gazelor, dar numai pentru motoare antrenate și ca o continuare a acestei lucrări la același institut s-a realizat programul INLAW cu care au fost evaluate fenomenele din motoarele în doi și patru timpi, cu alcătuire oarecare a traseelor de schimb de încărcătură.

Într-o lucrare din 1979 H.Pucher prezintă topica și stadiul simulării numerice a interacțiunii motor turbosuflantă care câștigă tot mai mult interes și se arată preocupările compartimentului de construcții de mașini a Universității Bath, Anglia.

Trei ani mai târziu, (1982) T.Bulaty [37] prezintă primul un sistem de programare a interacțiunii motor turbosuflantă cu luarea în considerare a răcitorului de aer prin efectul scăderii temperaturii aerului de supraalimentare.

H.Seifert [95] face la nivelul anului 1991 istoricul programelor PROMO care au fost realizate pe parcursul a 20 de ani de activitate, în direcția schimbului de încărcătură cu sau fără turbosupraalimentare și cu sau fără răcire intermediară.

Corelarea răcitorului de aer cu turbosufanta apare în lucrarea [23] (1989) realizată de Prof.dr.ing.V.Berindean și ș.l.ing.L.F.Rădulescu.

Azi observăm că interdependența motor-turbosuflantă-răcitor de aer este studiată prin sisteme de programare având următoarele obiective:

- optimizarea parametrilor funcționali [57], [16];
- optimizarea răspunsului dinamic al motorului [15];
- stabilirea parametrilor pentru sistemele automate de reglare a temperaturii (SART) fluidelor de ungere sau răcire din motor [67];
- stabilirea parametrilor de comandă prin calculator pentru sistemele automate de urmărire a funcționării agregatului motor [121], [123];
- realizarea controlului emisiunilor poluante prin controlul ciclului motor [123], [132];
- optimizarea parametrilor funcționali ai motorului în vederea limitării unui efect (programare "one line" [16]);
- optimizarea parametrilor funcționali ai motorului în vederea conducerii performanțelor acestuia spre anumite efecte (programarea FUZZY și neuronală [38], [110])

Motoarele cu piston în general și în particular cele supraalimentate se proiectează sub formă de familii de motoare, acestea având la bază un model al familiei. Există însă și tehnici de cercetare și proiectare moderne și eficiente între care se înscrie și proiectarea asistată pe calculator. Pentru aceste tehnici moderne se creează modele care de obicei au la bază optimizarea funcționării agregatului motor.

Ca să se sesizeze direcțiile de cercetare în domeniul interdependenței motor-turbosuflantă-răcitor de aer se poate porni de la diferite criterii de optimizare termodinamică a motoarelor.

Majoritatea cercetărilor de interdependență între motor-turbosuflantă-răcitor de aer folosesc criteriul de optimizare al randamentului efectiv; astfel[8-pag.37] stabilește următoarea funcție pentru randamentul efectiv al DTSR:

$$\eta_e = f(\alpha, \epsilon, p_s, T_s, p_T, T_T, c_m, x_e, \Delta T, n, \mu, \lambda, \xi, \gamma, K_c, K_g, \alpha_a, \alpha'_a, \alpha_e, \alpha'_e, \eta_T, \eta_k, \sigma_r) \quad (1)$$

Toate variabilele funcției influențează randamentul efectiv al DTSR, dar pentru a departaja influențele acestea trebuie împărțite în două grupe:

- parametrii reglabili direct, limitând funcționarea motorului ($\alpha, \epsilon, p_s, T_s, p_T, T_T, C_m, \alpha_a, \alpha'_a, \alpha_e, \alpha'_e, \eta_T, \eta_k, \lambda$)
- parametrii reglabili indirect ($x, \Delta T, \mu, \xi, \gamma, K_c, K_g, \sigma_r$).

Dintre parametrii reglabili direct urmează a se stabili parametrii de graniță ai DTSR.

Astfel valoarea de creștere a presiunii λ este funcție de presiunea maximă de ardere p_z a ciclului care este limitată la motoarele diesel pentru a nu suprasolicita mecanic pistonul, biela și arborele cotit.

În aceeași măsură se urmărește și T_T pentru a nu se suprasolicita termic supapele de evacuare și coroana statorică, respectiv paletetele turbinei.

Iată deci că analiza termodinamică în vederea optimizării parametrilor de interdependență motor- turbosuflantă-răcitor de aer de supraalimentare (MTSR) este limitată de solicitările mecanice și termice ale organelor și agregatelor motorului.

Pentru optimizarea proceselor termodinamice după η_e se iau valorile maxime η_T și η_k și valoarea minimă C_m .

La o privire asupra factorilor reglabili direct, în general datorită faptului ca:

$$\alpha = f(p_s)$$

iar

$\Psi = \alpha_a - \alpha_{e'}$ - unghiul de suprapunere a deschiderii supapelor de admisie și evacuare,
se poate scrie randamentul efectiv funcție de următorii parametrii:

$$\eta_e = f(\epsilon, p_s, T_s, p_T, \Psi, \alpha'_a, \alpha_e) \quad (2)$$

Deoarece un obiect al tezei este și legătura între motor și turbosuflantă prin cuplaj de gaze la care $p_T = f(p_s)$ rezultă:

$$\eta_e = f(\epsilon, p_s, T_s, \Psi, \alpha'_a, \alpha_e) \quad (3)$$

În formula (1) sunt arătați factorii care influențează economicitatea motorului diesel supraalimentat cât și interdependența MTSR din punct de vedere al randamentului efectiv atât la regim nominal cât și la sarcini parțiale.

Din cele spuse anterior cât și din formula (3) reies direcțiile de bază ale cercetării interdependenței MTSR și se remarcă importanța deosebită a cercetării temperaturii aerului de supraalimentare răcit în răcitor.

Metodele de cercetare prin care parametrii termodinamici ai DTSR sunt studiați în interdependențe se bazează pe modele pentru:

1. - proprietățile termodinamice ale fluidului motor [84],[112];
2. - procesul de ardere [4],[22],[51],[57],[28],[12],[85],[93],[109],[132],[50];
3. - transferul de căldură [65],[14],[15],[133],[50];
4. - schimbului de încărcătură între cilindri și colectoare [28],[47],[66],[88],[9],[109],[135];
5. - disiparea energiei în motor [109],[92],etc;
6. - compresorul turbosuflantei [42],[109],[92],[119];
7. - turbina turbosuflantei [42],[92],[109],[96],[91];
8. - răcitorul de aer [69],[109],[96],[81],[1],[67],[76].

Principala literatură utilizată în realizarea tezei este editată între anii 1978-1999 și ea se referă la lucrările [1],[15-17],[20],[24],[29],[31],[35],[38],[39],[41],[44-47],[57],[59],[64],[67],[74],[77],[80],[83],[85],[92],[94],[96],[98],[101],[109],[117],[122],[132].

În literatura studiată se insistă îndeosebi pe analiza și acuratețea modelării funcționării sistemelor termodinamice componente ale motorului din punct de vedere teoretic cât și al convergenței acestuia cu experimentul [16],[93],[38],[80],[109],[74],[101],[46],[95],[44].

Majoritatea autorilor modelează procesele termodinamice matematic pornind de la procesul fizic [109],[93],[38] etc.

Ipotezele care stau la baza majorității modelelor au caracter simplificator, analiza acestora și prezentarea lor se face în continuare.

Proprietățile termodinamice ale fluidului motor (aer + combustibil) sunt modulate pe baza ipotezelor gazului perfect, ideal, cvasireal sau real, cu capacități calorice constante, ceea ce introduce erori la temperaturi relativ scăzute 500-700 °K [7].

[15] calculează proprietățile gazelor în ipoteza gazului perfect. La temperaturi joase ($< 1000^{\circ}\text{K}$) se consideră că cilindrul conține un amestec de gaze ideale care nu reacționează. La temperaturi înalte ($> 1000^{\circ}\text{K}$) proprietățile conținutului cilindrilor sunt calculate ținând cont de disocierea chimică uzând de o metodă aproximativă a calculului bazată pe arderea hidrocarburilor în aer.

Arderea este o succesiune de procese fizico chimice complexe care este modelată în țară [74] și străinătate pe baza "caracteristicii de degajare a căldurii" care a fost succesiv considerată dreptunghiulară, apoi triunghiulară, până la forma de astăzi care este exponențială și exprimată [7],[50],[15],[136] prin ecuația semiempirică a lui VIBE cu parametrii precizați funcție de tipul de funcționare al motorului.

Arderea este considerată în [15],[71],[85] un proces complex nelinear, heterogen, turbulent și tridimensional simulat printr-un model empiric care ține cont de caracteristica aparentă de degajare de căldură în condițiile de funcționare impuse motorului.

Modelarea arderii necesită determinarea duratei de ardere [27],[85],[15],[108] care se precizează pe baza unei ecuații empirice aproximative cu coeficienți specifici fiecărui motor în parte. Această durată intrând pe baza modelului de ardere VIBE în calculul caracteristicii de degajare de căldură.

[17],[19] și [53] modelează procesul termodinamic al injectiei de combustibil necesar simulării arderii unidimensional și prin relații aproximative când tratarea teoretică se face tridimensional.

Transferul de căldură între fluidul motor și pereții cilindrilor cât și în colectoare prezintă o importanță seosebită sub aspectul randamentului indicat al ciclului motorului diesel supraalimentat.

Majoritatea autorilor [92],[107],[88] consideră transferul de căldură ca un proces cvasistaționar iar relațiile menționate de calcul a coeficienților de transfer de căldură sunt determinate semiempiric respectând criteriile de similitudine aferente transferului convectiv de căldură. Mai rar se ia în considerare și transferul radiativ de căldură [15],[132].

[109],[38] consideră că transferul de căldură convectiv un proces turbulent atât în cilindru cât și în conducte unde criteriul Nusselt-Reynolds servește la calculul coeficientului de transfer de căldură.

$$N_u = a \cdot Re^d$$

unde: a și d sunt coeficienți de ajustare funcție de datele experimentale.

Componentele transferului de căldură sunt azi detaliate pentru supape și scaunele acestora, conductele de legătură între turbine (soluția Turbocompund) funcție de $^{\circ}\text{RAC}$ sau timp [38] și parametrul turație motor respectând criteriile N_u , Re și Prandtl determinate în corelație cu experimentul

$$N_u = a \cdot Re^b \cdot Pr^c$$

unde: a se referă la efecte de intrare în fiecare secțiune iar b și c ajustează relația funcție de datele experimentale.

În această literatură de specialitate pentru modelele de transfer termic radiativ utilizate se precizează participarea acestuia la fluxul total de căldură transferat care este situat funcție de sarcina motorului și între 25-45 % și se dau modele matematice pentru fluxul instantaneu radiant, care fac apel și la coeficienți determinați experimental sau semiempiric.

Schimbul de substanță asigură parametrii funcționali ai motoarelor, deoarece de acesta depind în mare măsură procesele termodinamice ce se petrec la schimbul de încărcătură între cilindru și colectoare, respectiv turbosuflantă.

În toate lucrările [58],[47],[74],[22],[37] aceste procese termodinamice sunt calculate pe baza unor sisteme de ecuații care țin cont de ecuațiile de conservare a masei, impulsului, energiei și de stare termică. Orientarea calculului actualmente este spre metode numerice cu luarea în considerare a regimului nestaționar de curgere.

Începând de la modelarea punctului patru mai sus amintit se pot executa diverse calcule și optimizări complexe pentru DTSR.

Schimbul de încărcătură se poate modela în cele trei variante de calcul: staționar, cvasistaționar și nestaționar, deja cunoscute.

Procesele de schimbare a gazelor se remarcă prin complexitate și prin puternica influență pe care o au asupra indicilor de perfecțiune ai motorului, acestea studiate în corelație și cu celelalte modele (5-8) constituie preocuparea majorității autorilor în abordarea studiului interdependenței MTSR.

În literatura de specialitate există pentru schimbul de încărcătură foarte multe lucrări care au la bază diverse metode de rezolvare, după stabilirea modelului fizic. Ecuațiile diferențiale corespunzătoare modelului fizic se rezolvă de regulă, cu excepția unor cazuri simple, cu ajutorul metodelor aproximative.

Metodele aproximative reduc ecuațiile diferențiale care simulează modelul fizic, de la un număr infinit de grade de libertate în condițiile inițiale și la limită, la un sistem de ecuații algebrice, adică un sistem cu un număr finit de grade de libertate, posibil de calculat în condiții de rezultate numerice precise și într-un timp de calcul redus.

Sinteza asupra acestor metode este făcută de [47] și este prezentată de noi în Fig.11.

Asupra schimbului de încărcătură deținem observația din [50], unde se precizează că procesele care au loc în cilindru în perioada cât supapele sunt închise au o influență redusă asupra proceselor de schimbare a gazelor, care poate ușura mult modelarea matematică a motorului cu piston.

În cadrul cercetărilor prin modelare asupra schimbului de încărcătură problema curgerii gazelor în literatură de specialitate este larg prezentată tinzând spre

modele cât mai complexe.

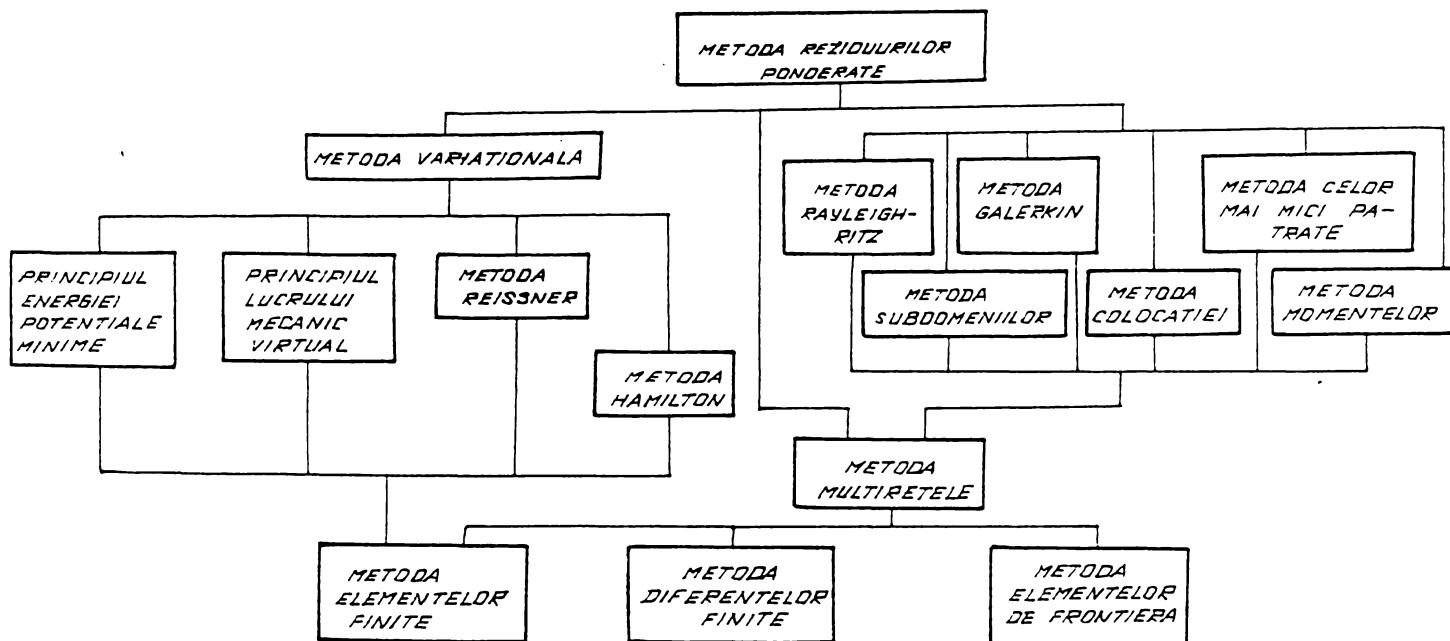


Fig.11

Pentru curgerea gazelor, care condiționează cuplajul motor-turbosuflantă, prin colectoarele motoarelor, s-au încercat diferite metode de calcul care să simuleze curgerea nestaționară cât mai complet.

Se consideră gazele care curg, gaze perfecte, compuse din particule. Curgerea este văzută tridimensional dar în general rezolvată unidimensional după direcția x , cu ajutorul ecuațiilor generale ale dinamicii gazelor: ecuația de conservare a masei, ecuația de bilanț a impulsului, ecuația de bilanț a energiei și ecuația de bilanț a compoziției gazelor de ardere [47],[109].

Aceste ecuații exprimate spațial unidimensional și funcție de timp sunt:
- ecuația conservării masei

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = -\rho \cdot u \cdot \frac{dC_u A}{dx} \quad (4)$$

unde: A -secțiune de curgere variabilă numai în spațiu.

- ecuația de bilanț a impulsului (Navier Stokes)

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = f_v \quad (5)$$

$$\text{unde: } f_v = -\frac{\bar{\lambda} \cdot u \cdot |u|}{2 \cdot D_h} \quad (6)$$

este o expresie care ține cont de vâscozitatea cinematică a fluidului de lucru.

- ecuația de bilanț a energiei fără a neglija fluxul convectiv de căldură cu pereții și lucrul mecanic al forțelor de frecare:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + k \cdot p \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \rho(k-1) \cdot \frac{\delta q}{dt} - k \cdot p \cdot u \cdot \frac{dC_u A}{dx} \quad (7)$$

- ecuația de bilanț a compoziției gazelor de ardere [41]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot r \cdot A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot r \cdot u \cdot a) = 0 \quad (8)$$

unde: $r = \rho_{ga} / \rho_{am}$

La modelarea curgerii gazelor de evacuare aceasta, în unele lucrări [50] se consideră izentropică, se amintește că metoda introduce erori relative mari dar se apreciază că e o metodă superioară aceleia în care se consideră curgerea staționară prin conducta de evacuare. Se propune deasemenea utilizarea metodei pentru studiul monocilindrilor și la policilindrii. Astfel se calculează mai întâi câteva cicluri decalate în funcție de ordinea de aprindere iar apoi acestea se cuplează între ele precizându-se că rezolvarea acestor probleme implică un volum foarte mare de memorie și timp de calcul.

Modelarea curgerii aerului în conductele de admisie pornește de la capătul aflat în comunicație cu atmosfera, asimilat cu un scurt ajutoraj, pentru care se scriu ecuațiile de curgere (permanentă sau nepermanentă) cu considerarea unui coeficient de debit determinat experimental. Condițiile limită la capătul legat de cilindru se obțin prin integrarea concomitentă a ecuațiilor ce descriu umplerea cilindrului cu cele care se referă la curgerea în conductă.

Cu ajutorul programului de calcul alcătuit, autorii au determinat că neglijarea pierderilor datorate vâscozității și rugozității conductei introduce erori de ordinul 2-3 %, neglijarea transferului convectiv reduce durata integrării de trei ori, iar precizia la calculul gradului de umplere este diminuată cu doar 0,3 % - 0,5 %.

Grupul turbosufantă analizat în [33],[92],[78],[38] conține pentru determinarea interacțiunii motor turbosufantă cele două componente: compresor și turbină cu caracteristici modelate analitic, numeric sau analogic, dar se indică drept metodă sigură abordarea prin calcul a modelării matematice a caracteristicilor universale ale compresorului și turbinei garantate de producător.

Lucrarea [42] scoate în evidență posibilitatea de medelare fizică a proceselor termodinamice din turbina, care după evaluarea erorilor de calcul termodinamic permite, suprapunerea caracteristicilor ventilului dublu peste acela de turbină cu o marjă de eroare de 0,5-5 %, valorile erorilor mari fiind la debite mici de gaze.

Performanțele turbosuflantei sunt modelate matematic în literatură, în general pentru turația acestuia și debitul de aer și gaze [15],[60],[50] astfel:

- pentru turație

$$n_{K,T_{STD}} = n_{K,T_{actual}} \left(\frac{T_{std}}{T_i} \right)^{1/2} \quad (9)$$

-pentru debite:

$$G_{a,g_{STD}} = G_{a,g_{actual}} \left(\frac{P_{std}}{p_i} \right) \left(\frac{T_i}{T_{std}} \right)^{1/2} \quad (10)$$

unde: *std* și *actual*, *i* se referă la condițiile standard și respectiv de intrare.

Răcitorul de aer este luat în considerare în [50] astfel încât să fie precizați indicii de evaluare termodinamică a răcitorului funcție de căderea de presiune, debitul de aer și temperatura apei de răcire. Stabilirea relațiilor de modelare matematică din literatură [92] se bazează pe caracteristicile de schimbător de căldură garantate de producător.

Răcitorul [15] este modelat pe baza eficacității acestuia fiind considerat cu suprafață de schimb de încărcătură fixă, cu coeficient de schimb de căldură determinat și un debit de aer ce derivă din funcționarea motorului și turbosuflantei.

Eficacitatea răcitorului este modelată în general cu formula de definiție

$$E_r = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_w} \quad (11)$$

unde:

- T_2 - temperatura după compresor
- T_3 - temperatura după răcitor
- T_w - temperatura apei de răcire la intrarea în răcitor.

Toate modelele mai sus arătate care concură la studierea interacțiunii motor - turbosuflantă - răcitor intermediar de aer sunt modele fizice transpuse în relații matematice, ecuații sau relații adimensionale definite, pe care sub formă de sisteme de ecuații, diverși cercetători le rezolvă ținând cont de diverse ipoteze, condiții limită sau de graniță.

Pentru definirea acestor sisteme de ecuații se apelează la modele cu o descriere fizică cât mai aproape de realitate, iar la rezolvarea acestora majoritatea autorilor folosesc metode de analiză numerică [15],[2],[19],[34],[38].

Abordarea integrală a modelului DTSR este actuală [15],[38],[44], acesta având drept scop simularea pe calculator a performanțelor motorului, proiectarea sistemică a motoarelor [59], optimizarea performanțelor nominale sau parțiale prin strategii de reglare care fac apel la sisteme de conducere one-line, fuzzy sau neuronale [16], [110], acestea direcționând cercetarea și spre aspectul dual predicție - exploatare prin simulare și conducere cu ajutorul calculatorului a agregatului MTSR.

În literatura de specialitate cercetarea interdependenței motor - turbosuflantă - răcitor de aer sau apa de răcire motor este veche ca interes [23], noutatea lucrărilor [24],[29] aduce în fața cercetării noi modalități de exprimare criterială a obținerii optimului sau a performanțelor căutate ale MTSR, din punct de vedere al răcirii aerului de supraalimentare.

În concordanță cu interesul cercetării și exploatării pentru modelarea și funcționarea agregatului MTSR, în lucrarea de față se descrie teoretic un sistem de programare a interdependenței DTS - răcitor de aer în sensul corelării funcționării acestuia din urmă cu motorul.

CAPITOLUL 3

Modelarea matematică a interacțiunii
turbosuflantei și a răcitorului de aer
cu motorul diesel

3. Modelarea matematică a interacțiunii turbosuflantei și a răcitorului de aer cu motorul diesel

3.1. Motorul diesel supraalimentat cu răcirea aerului de supraalimentare sistem tehnic complex

Termenul de "sistem" corespunde grecesului sumă, totalitate sau ansamblu. Prin aceasta se înțelege că proiectarea și cercetarea sistemică a m.a.i. înseamnă preocuparea integrală pentru conceperea și tratarea auxiliarelor motorului atât individual cât și din punct de vedere al ansamblului motorului, a cerințelor acestuia în exploatare.

În mod natural sau realizate fiind de om, sistemele se clasifică în: fizice, biologice, sociale, tehnice, cibernetice, informaționale și combinate.

Pentru definirea proiectării și cercetării sistemice se face apel în general la sisteme tehnice, informaționale și cibernetice.

În cele ce urmează se explică numai ceea ce este strict necesar spre a se înțelege preocupările prezentei lucrări.

Sistemele tehnice sunt produse ale activității umane, ale industrializării. Deosebirea între sistemele tehnice și cele cibernetice este aceea că cele din urmă sunt capabile de învățare autoperfecționare sau dezvoltare. Sistemele cibernetice pot fi cu autodezvoltare, cu adaptare și cu programare.

Sistemele informaționale sunt abstracte și conțin ansamblul datelor informaționale în legătura reciprocă. Sistemele informaționale se folosesc pentru descrierea altor tipuri de sisteme și comunicației dintre acestea.

Cunoașterea legităților interne ale formării sistemelor informaționale permite modelarea proiectării și cercetării sistemelor tehnice complexe.

Sistemele tehnice complexe au următoarele caracteristici:

- îndeplinesc multe funcții
- necesită un număr mare de părți, generatoare de unitate, integralitate constructivă sau funcțională
- au caracterul ramificat al legăturilor între părți
- au legi complexe de organizare
- manifestă însușiri la interdependența cu mediul extern
- necesită elementul întâmplare ca reacție a sistemului la stimuli externi.

Astfel, motorul cu ardere internă este un sistem tehnic complex.

Acesta are după caracteristicile sistemelor complexe, toate însușirile acestora.

Un sistem tehnic complex poate fi compus din subsisteme.

Descrierea sistemelor prin subsisteme poate fi făcută structural din punct de vedere al construcției, al funcționării sau după etapele de realizare de la nivelul de proiectare la cel de execuție.

În această lucrare sistemul tehnic complex este motorul diesel supraalimentat cu răcirea aerului de supraalimentare (DTSR). Studiul acestuia se face la nivel de subsisteme în interdependența funcțională cu accent pe influența subsistemului răcitorului aerului de supraalimentare asupra performanțelor sistemului DTSR și corelarea acestuia cu motorul.

Predicția performanțelor motorului privit ca sistem funcție de cele ale subsistemului (auxiliarelor) în această lucrare poartă denumirea de *interacțiune*.

Sistemul informațional teoretic pentru exprimarea corelației funcționale a subsistemelor cu motorul se definește în această lucrare ca *sistem de programare*.

Procesul teoretic de predicție a performanțelor motorului funcție de cele ale auxiliarelor se definește în lucrare *modelare*.

3.2. Generalități despre modelare. Modelarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu răcirea aerului de supraalimentare

Dintre toate etapele realizării unui m.a.i., proiectarea și modelarea solicită cele mai mici cheltuieli. În caz de erori însă, care se propagă în următoarele stadii de realizare precum cea a modelului funcțional, acestea cresc proporțional cu 10 și tot așa mai departe, prin trecere la prototip și apoi la modelul seriei "O".

De aceea modelarea m.a.i. prin calitatea sa este extrem de prețioasă pentru reducerea cheltuielilor de execuție a cercetării, reducerea timpilor de proiectare, reducerea uzurii morale a motoarelor, economicitatea acestora și prelungirea duratei de exploatare a acestora.

Modelarea este cea mai utilizată metodă tehnico-științifică de cunoaștere, în cadrul căreia se cercetează nu numai obiectul sistem ci și câteva subdiviziuni ale sistemului (naturale sau artificiale) capabile să dea informații despre obiectul modelării și neapărat pentru cercetarea aspectelor ce reies din problematica modelării.

Atât de adânc a pătruns modelarea în tehnică încât de multe ori nu ne dăm seama că lucrăm cu modele. În ziua de azi orice obiect sistem, proces înainte de a fi materializat, trece prin diferite stadii de modelare.

Toate modelele pot fi împărțite în:

- abstracte și
- materiale.

Modelele abstracte sunt acele modele care pot fi descrise prin relații, iar cele materiale cele care pot fi realizate tehnic, cibernetic sau prin sisteme combinate.

Modelele abstracte sunt sistemele informaționale care nu pot exista fără sistemele materiale purtătoare de informații: reprezentări, desene și modele matematice care sunt folosite pentru a descrie în limbaje superioare matematice sistemele de studiat.

Modelele materiale sunt fizice și analoge. Cele fizice au aceeași natură a proceselor fizice cu sistemul modelat. În modelele analoge procesele reale care au loc în sistemul modelat se înlocuiesc cu procese de altă natură fizică având însă legități de aceeași factură cu procesul real.

În cadrul cercetării teoretice și experimentale a proceselor de interacțiune dintre motor și turbosuflantă, modelele materiale sunt cele mai uzuale modele în practică. Dintre acestea, modelele fizice ocupă un loc aparte datorită ușurinței de cuprindere în modele matematice a proceselor fizice care au aceeași natură cu cele din sistemul modelat.

Modelele fizice adoptate pentru grupul motor - turbosuflantă - răcitor de aer de supraalimentare constituie baza modelelor matematice.

Modelarea grupului motor pornește de la posibilitatea matematică de descriere și rezolvare a ecuațiilor matematice puse sub formă de sistem pentru întregul ansamblu, sau pentru subdiviziuni ale acestuia. Astfel, pentru ușurința modelării matematice a modelelor fizice, majoritatea autorilor [1,5] și [16],[74,80,85,92 etc] scriu sistemele de ecuații care modelează procesele părților grupului motor:

- motorul
- grupul turbosuffantă
- răcitorul de aer de supraalimentare.

Pentru motor se practică modelarea fizică a schimbului de încărcătură care se face pe baza scrierii ecuației de continuitate între două secțiuni: galeria și orificiul cu secțiune variabilă, controlat de supapă. Așadar, procesul se exprimă analitic prin ecuațiile de curgere prin orificiile de schimbare a gazelor și prin condițiile la limită la poarta supapei și în cilindru care alcătuiesc un sistem de ecuații cu coeficienți variabili.

Grupul turbosuffantă este modelat fizic de [3],[11],[13] și [14] sub forma dependentă de caracteristicile universale ale turbinei și compresorului ca ajutaje convergente și divergente pentru compresor sau turbină, sau sub formă de ventil dublu pentru turbina [3] atât la modelarea turbinelor axiale cât și radiale. Matematic, modelarea turbosupraalimentării se face asupra procesului fizic ales drept model, prin diverse metode de abordare matematică. Modelarea fizică a proceselor din grupul de supraalimentare este mult mai precisă dacă aceasta se face în mod nestaționar.

Răcitorul de aer de supraalimentare este un organ motor care interacționează cu motorul prin fluidul de lucru (motor). Modelarea fizică a răcitorului în literatura de specialitate [7],[8],[9] se face prin modelare analogică, iar materializarea proceselor de schimb de căldură și interacțiune este tratată ca o problemă staționară sau nestaționară rezolvată cu ajutorul diferențelor mici.

3.3. Modelarea matematică a DTSR. Principii de bază

Modelul matematic se construiește după următoarele principii:

- modelul trebuie să fie construit de așa natura încât să permită aproximarea caracteristicilor minime necesare sistemului în diverse variante ale structurii sale și sub diverse acțiuni externe asupra sa;
- modelul trebuie să fie adecvat sistemului modelat;
- modelul matematic trebuie să garanteze convergența dintre model și original nu numai între datele de intrare și ieșire ci și între parametrii interni corespunzători subsistemelor;
- pregătirea datelor de intrare și analiza rezultatelor cercetării modelate trebuie să se desfășoare cu pierderi minime de timp și mijloace;
- este de căutat, ca modelul matematic să fie același, atât pentru proiectare cât și pentru verificare (analiză).

Modelul matematic al sistemelor complexe constă din modelele matematice ale subsistemelor și modelele proceselor care leagă aceste subsisteme în corespondență cu succesiunea stărilor cunoscute ale sistemului.

Din alt punct de vedere, orice model matematic se construiește pe baza a trei tipuri de modele care se numesc al cutiei negre, al cutiei cenușii și al cutiei albe.

Modelul cutiei negre corespunde sistemului concentrat în care corespondența parametrilor între ei este cunoscută și el reprezintă de fapt modelul matematic elementar (Fig.12)

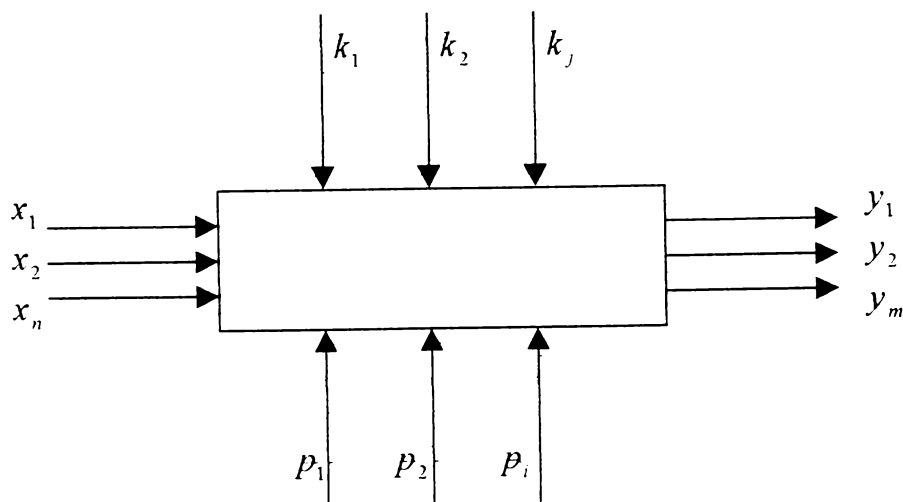


Fig.12 Structura modelului matematic elementar

Modelul matematic elementar poate fi reprezentat ca o dependență între patru mulțimi de parametri care arată legăturile externe cu sistemul:
 $Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_m)$, $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$, $K = (K_1, K_2, \dots, K_j)$ și
 $P = (P_1, P_2, \dots, P_i)$ sub forma

$$Y = O_m(X, Y, P) \quad (12)$$

unde:

- X_1, X_2, \dots - sunt legături care caracterizează influența asupra elementului de sistem și valoarea acestor parametrii pentru o anumită aplicație;

- K_1, K_2, \dots - sunt legături care caracterizează influența asupra elementului de sistem și evaluarea probabilă a parametrilor

- P_1, P_2, \dots - sunt legături care caracterizează influența asupra elementului sistemului luate drept constante la descrierea funcționării sale.

- Y_1, Y_2, \dots - sunt legături care caracterizează reacția elementului de sistem la influențele exterioare

- O_m - operator al modelului matematic reprezentând în sine suma acțiunilor (operațiilor) matematice și logice corespunzătoare mulțimilor de mai sus.

Modelul dinamic al elementului de sistem se poate scrie funcție de timp:

$$Y = O_{md}[X(t), K(t), P(t)] \quad (13)$$

unde O_{md} - operator al modelului dinamic.

La modelele matematice de tipul cutiei negre, pentru determinarea operatorilor O_m sau O_{md} se apelează la metode de identificare care sunt metode matematice de aproximare a modelelor după rezultatele cercetării experimentale.

Modelele matematice de tipul cutiei albe sunt caracterizate de cunoașterea legităților procesuale și legăturilor dintre procesele interne.

Din acest motiv, la acest tip de modele matematice apar și parametrii corespunzători proceselor interne $Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_e)$ și dacă grupăm între ele (12),(13) argumentele dependente și independente rezultă:

- pentru modelele staționare :

$$Y = O_m(X, Z, K, P) \quad (14)$$

- pentru modelele dinamice:

$$Y = O_{md}(X(t), Z(t), K(t), P) \quad (15)$$

unde:

- parametrii P reprezintă parametrii independenți, restul fiind parametrii dependenți.

- operatorii O_m și O_{md} sunt apreciați pe baza proceselor urmărite pentru a fi modelate.

Modelul matematic al cutiei cenușii utilizează în sine reprezentări prin modelele matematice mai sus prezentate. Combinația modelelor matematice tip cutie neagră și albă se utilizează în această lucrare pentru stabilirea interdependenței DTS - răcitorul de aer.

Pentru explicitarea etapelor de construcție a modelelor matematice în [51], sistemul de modelare al m.a.i. este descris pe nivele de modelare prin subsisteme (Fig.13 [51]), iar subsistemele se ierarhizează logic până la subsistemul elementar prezentat în Fig.14 [51].

SISTEMELE MODELĂRII MATEMATICE ALE MOTOARELOR CU PISTON

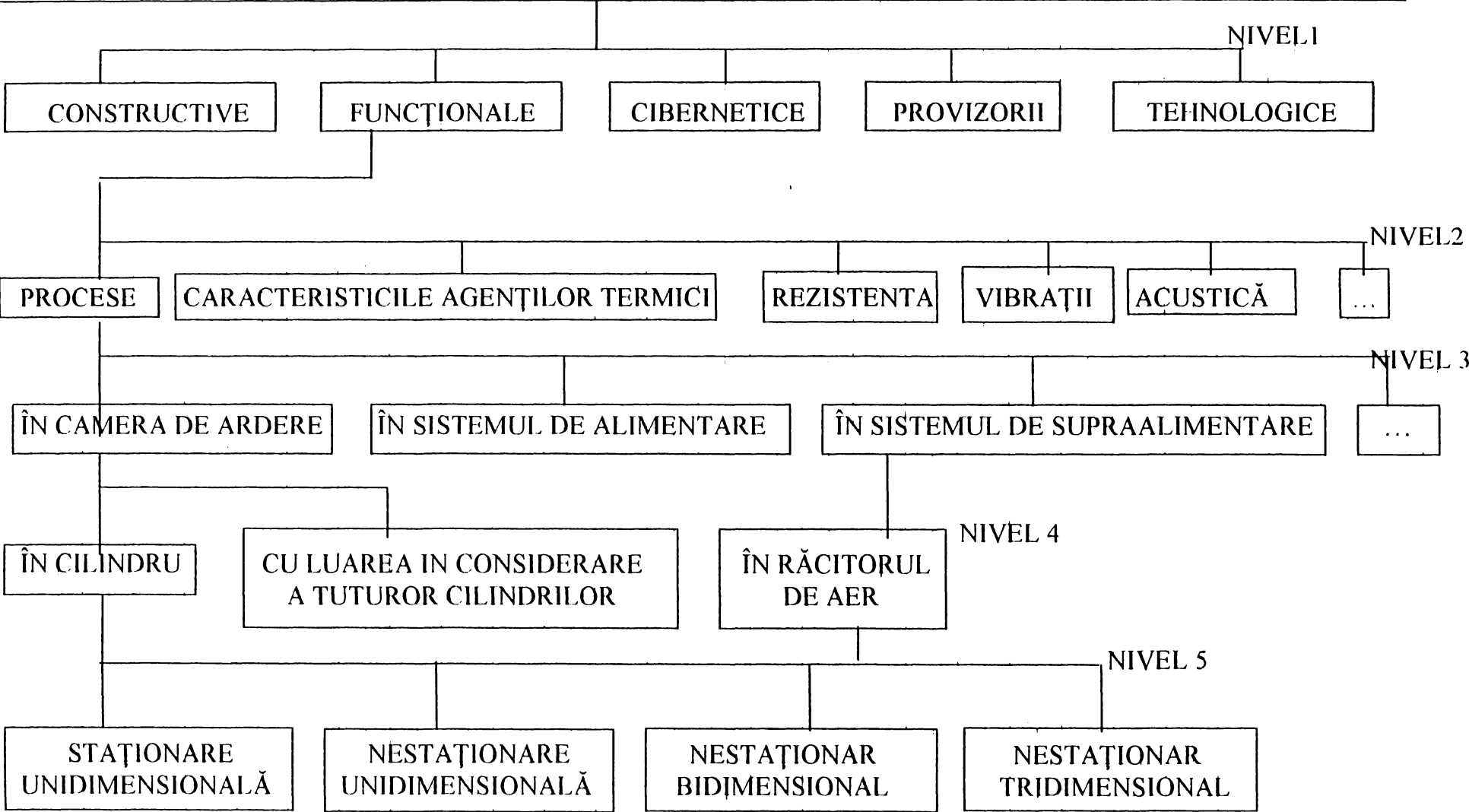


Fig. 13

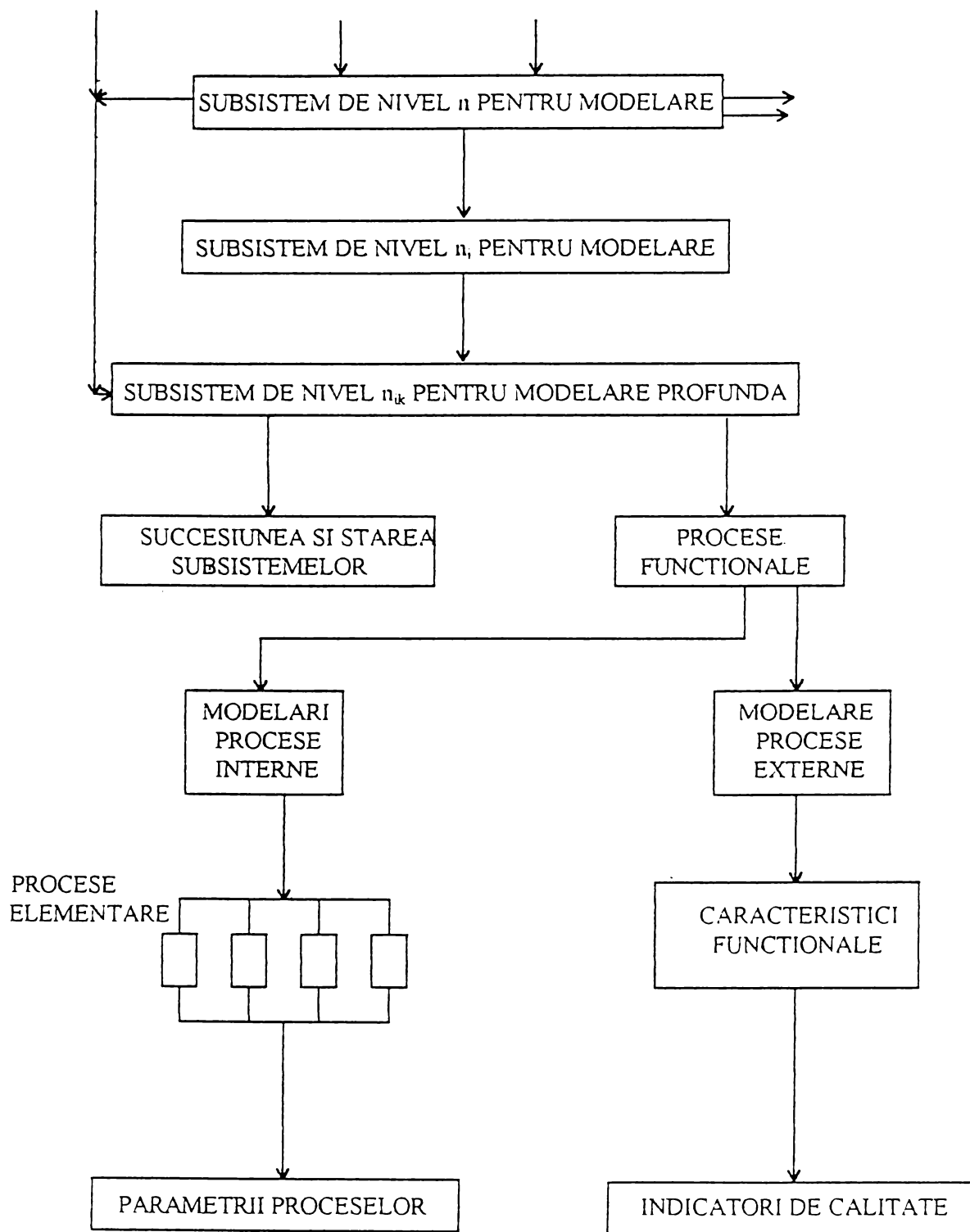


Fig. 14

3.4. Modelarea matematică prin diferențe mici

Dacă studiem două procese modelate prin funcționalele Y și h definite astfel:

$$\begin{cases} y = O_{md_1}(x, t) & (16) \\ h = O_{md_2}(x, t, y) & (17) \end{cases}$$

atunci acest sistem se poate transforma într-unul liniar astfel:

$$\begin{cases} \Delta h = \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right)_{x=x_0} \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)_{t=t_0} \cdot \Delta t + \left(\frac{\partial h}{\partial y} \right)_{y=y_0} \cdot \Delta y & (18) \\ \Delta y = \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_{x=x_0} \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)_{t=t_0} \cdot \Delta t & (19) \end{cases}$$

unde: x_0, t_0, y_0 sunt valorile inițiale ale variabilelor.

Exprimând Δh funcție de Δx și Δt înlocuind Δy din (19) în (18) rezultă:

$$\Delta h = N_{xh} \cdot \Delta x + N_{th} \cdot \Delta t \quad (20)$$

unde:

$$\begin{cases} N_{xh} = \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial x} \\ N_{th} = \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial h}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial t} \end{cases} \quad (21)$$

Mărimile N_{xh} și N_{th} în lucrare se numesc coeficienți de influență sau de legătură a variabilelor independente x și t asupra funcției h .

În mod similar, pentru mai multe ecuații care modelează un ansamblu de procese, obținem ecuația coeficienților de influență și obținem creșterile funcțiilor pentru mai multe funcții (proces) complexe.

Grafic, schema structurală de interdependență între (18) și (19) se poate reprezenta ca în Fig. 15

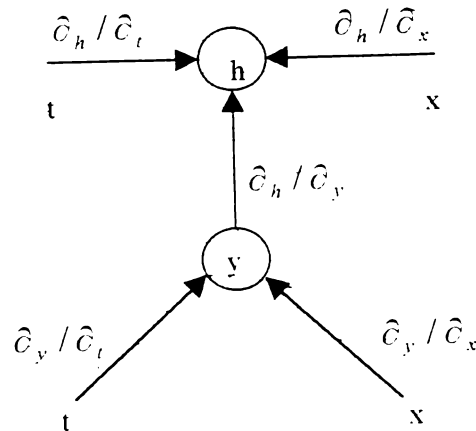


Fig.15 Schema structurală de interdependență pentru funcția $h = f(x, t, y)$, unde $y = f(x, t)$

Acest tip de reprezentare se numește în lucrare schemă structurală de legături pentru procese modelate prin mai multe funcționale cu mai multe variabile.

Dacă se notează $\overline{\Delta h} = \frac{\Delta h}{h_0}$, $\overline{\Delta x} = \frac{\Delta x}{x_0}$ ș.a.m.d. unde, h_0, x_0, \dots sunt valorile de început ale variabilelor h, x, \dots atunci, aceste rapoarte reprezintă creșterile relative ale variabilelor, iar relația (20) se poate scrie relativ după cum urmează:

$$\overline{\Delta h} = \overline{N_{xh}} \cdot \overline{\Delta x} + \overline{N_{th}} \cdot \overline{\Delta t} \quad (22)$$

și reprezintă creșterea relativă a funcției h .

Constantele:

$$\overline{N_{xh}} = \frac{dh}{dx} \cdot \frac{x_0}{h_0}; \quad \overline{N_{th}} = \frac{dh}{dt} \cdot \frac{t_0}{h_0}$$

se vor numi coeficienți relativi de influență,

~~În lucrare se utilizează această metodă pentru analiza și calculul matematic al modelului de interacțiune DTS - răcitor de aer de supraalimentare.~~ Pentru ușurința notațiilor, în continuare toți coeficienții relativi de influență, toate creșterile relative ale variabilelor și funcțiilor se vor nota nebarat și notațiile lor se vor înțelege astfel:

- indicele i indică cărei variabile îi corespunde;
 - indicele j indică cărei funcții îi corespunde,
- iar valoarea acestora va fi:

$$N_{ij} = \frac{dj}{di} \cdot \frac{i_0}{j_0}$$

$$\Delta j = \frac{j - j_0}{j_0}$$

$$\Delta i = \frac{i - i_0}{i_0}$$

3.5. Erori de calcul pentru funcții complexe modelate prin diferențe mici

Lucrarea [80] prezintă în detaliu analiza valorii acestei erori δ pentru o funcție $j(i)$ calculată după metoda diferențelor mici:

$$\delta \approx \frac{N_{ij}}{2} \left(\frac{\Delta N_{ij}}{\Delta i} + N_{ij} - 1 \right) \Delta i^2 \quad (23)$$

Impunându-ne o valoare a acestei erori, [80] calculează Δi funcție de valoarea coeficienților de legătură sau viteza cu variație a acestora (Fig.16 a [80]).

De asemenea se prezintă care ar fi valoarea erorii funcție de Δi având ca parametru valoarea coeficientului de legătura N_{ij} (Fig.16 b [80])

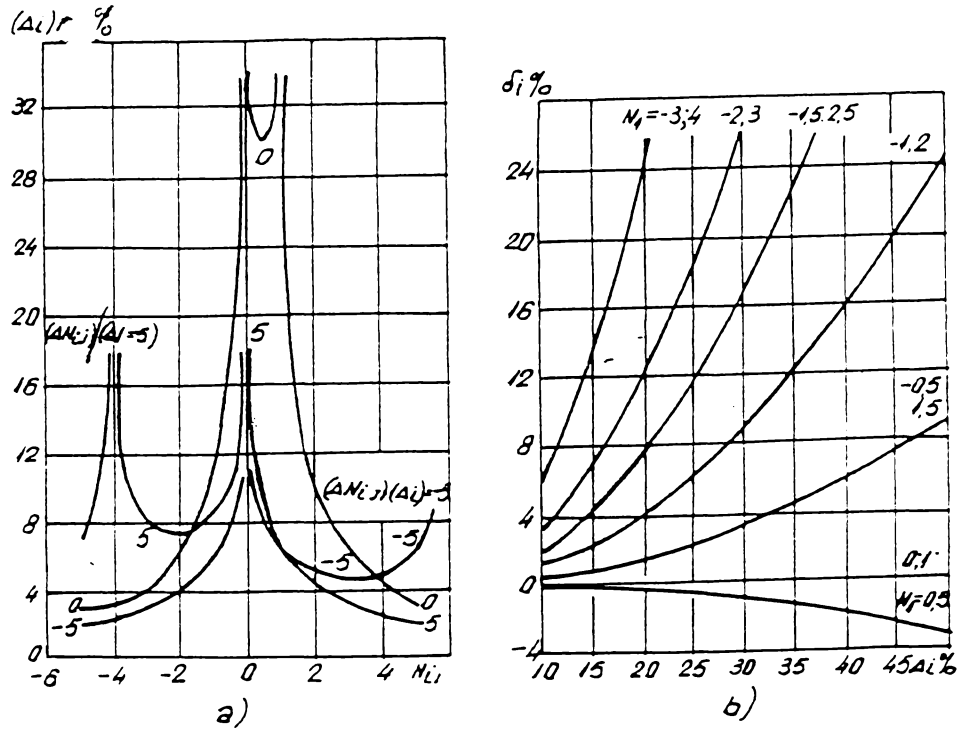


Fig.16

- a) Dependența diferenței relative probabile parametrilor independenți variabili funcție de coeficienții de legătură și raportul $\Delta N_{ij}/\Delta i$.
- b) Dependența erorii de calcul de creșterea relativă a funcției, cu parametru coeficientul de legătură mediu funcție de creșterea variabilei independente.

Concluziile lucrărilor [79], [80] referitoare la utilizarea diferențelor mici pentru calculul modelelor DTSR cu erori admisibile este că pentru coeficienți de legătura $-0,5 < N_{ij} < 1,5$, caz în care se află majoritatea DTSR, variația relativă a variabilelor Δi poate fi 15 – 20% și chiar mai mult.

În consecință, acest tip de calcul poate fi utilizat din aproape în aproape la modelarea atât a regimurilor nominale, cât și a celor parțiale atunci când se caută determinarea variației relative a parametrilor interdependenți ai auxiliarelor motoarelor supraalimentate.

CAPITOLUL 4

Metoda teoretică de investigare a interdependenței,
motor diesel în patru timpi-turbosuflantă-răcitor
de aer, denumită sistem de programare

4. Metoda teoretică de investigare a interdependenței, motor diesel în patru timpi - turbosuflantă - răcitor de aer, denumită sistem de programare

Practic, metoda de calcul descrisă în capitolul trei este în esență o metodă de linearizare a proceselor modelate matematic, ce utilizează relații de calcul diferențial și care permite și analiza în valori relative a parametrilor variabili ai proceselor de lucru prin scheme structurale de influență între aceștia.

La tratarea acestor legături este necesar să privim DTSR în componența: motor diesel, compresor pentru aerul de supraalimentare, răcitorul aerului de supraalimentare care pătrunde în cilindrii motorului și turbină care utilizează energia gazelor de evacuare ale dieselului.

Schema traseului aer-gaze a DTSR care se studiază în lucrare este arătată în Fig.17.

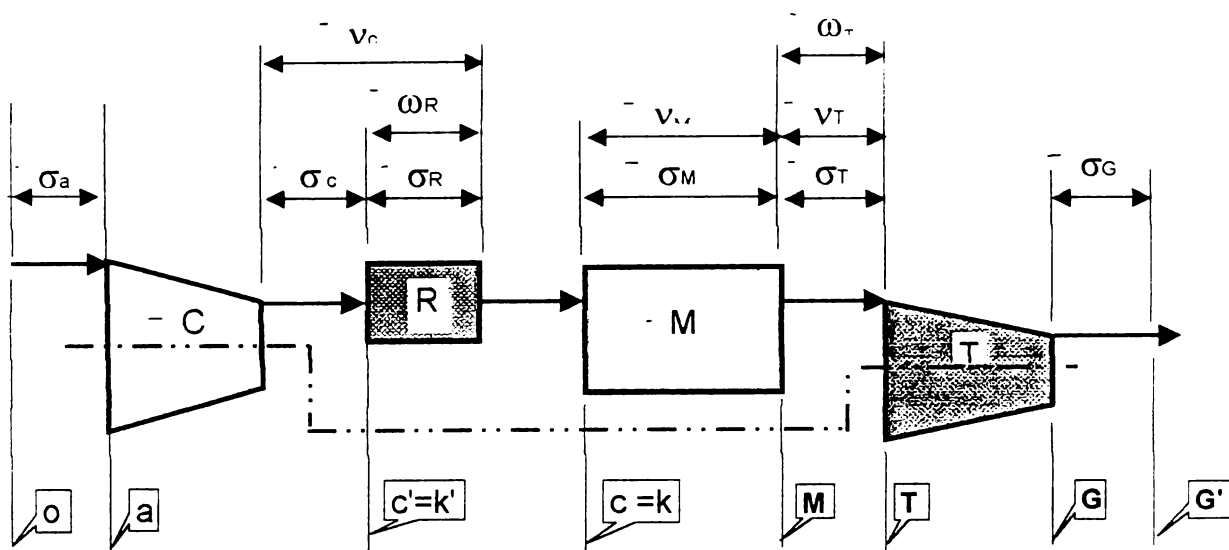


Fig.17 Schema traseului aer - gaze pentru DTSR

Schema de supraalimentare cu turbosuflantă legată de motor prin "cuplaj" de gaze este cea mai utilizată în practică, pentru care prin modelare se pot stabili diverse scheme de legături și parametrii care vor defini

interacțiunea motor-turbosufiantă și răcitor de aer sau alte interdependențe.

Actualmente metoda calculului termic al motorului turbosupraalimentat cu răcire intermediară este bine dezvoltată, cunoscute fiind metodele de calcul cvasistaționar al proceselor din motor și altele mult mai complexe care țin cont de variația proceselor nu numai în cilindrul motorului dar și în sistemele de admisie și evacuare funcție de timp a proceselor de lucru.

~~În prezenta lucrare se va adopta o metodă de modelare a interacțiunii motor-turbosufiantă - răcitor de aer bazată pe un calcul cvasistaționar care pornește de la un model descris prin metode simple de calcul și analiză a interacțiunii DTS - răcitor de aer. La constituirea sistemelor de ecuații liniare, care descriu legăturile de bază a variației parametrilor dependenți funcție de parametri independenți de graniță se utilizează metode de calcul aproximativ al fenomenelor termodinamice din DTSR cu o limitare a erorilor acestora.~~

~~În continuare va fi arătat că aplicarea metodei de calcul cvasistaționar utilizând mici diferențe la o variație a parametrilor independenți, în mod obișnuit 15 – 20%, este pe deplin confirmată și nu contrazice datele experimentale.~~

~~În lucrare se prezintă încărcarea termică a motorului având în vedere interacțiunea DTS - răcitor de aer sub forma unui factor de încărcare termică q_P a pistonului.~~

De asemenea se analizează interacțiunea DTS - răcitor de aer sub aspectul poluării, a indicelui BOSCH de fum, adică a calității gazelor de evacuare care în general lipsește din teoria actuală a m.a.i..

Mai jos se scriu ecuațiile generale care descriu aproximativ legăturile de bază ale calculului parametrilor ciclului de lucru DTS cu variabilele de graniță și coeficienții, care caracterizează integral fiecare parametru al DTS.

4.1 Analiza prin coeficienți de legătură și scheme structurale de influențe a proceselor DTSR

La evidențierea legăturilor parametrilor DTS urmează să se utilizeze metoda diferențelor mici, să se scrie ecuațiile coeficienților de legătură ai variabilelor de calcul independente pe baza parametrilor ciclului DTS (vezi cap.3.4): presiunea și temperatura aerului și gazelor în secțiunile caracteristice ale traseelor DTS [$p_k, p_e, (\sigma_m$ - pentru schema DTS), $p_t, \pi_t, p_z, T_k, T_e, T_T, T_g$]; lucrul mecanic specific și puterea elementelor DTS ($L_i, L_f, L_k, L_T, \psi_f, \psi_k, \psi_T, N_i, N_k, N_T$); coeficienții η_m și η_ξ ; parametrii efectivi ai motorului p_e, η_e, N_e ; debitele de aer și combustibil (G_a, C_h).

Pentru constituirea acestor ecuații, și punerea în evidență pe baza acestora a celor mai importante interdependențe și a caracterului de lege al procesului de lucru al DTS, este ușor de utilizat următoarea schemă de lucru pentru cercetare.

La început efectuăm o analiză formală a sistemelor de ecuații de calcul, care descriu interdependența generală a proceselor de lucru pentru schema de supraalimentare.

După aceea, se determină pe această bază coeficienți de influență de bază ai diferitelor variabile de granită asupra parametrilor ciclului DTS în ipoteza interdependenței randamentului indicat, a coeficienților de umplere și baleiaj, temperaturii gazelor evacuate și a presiunii medii de frecare de condițiile ciclului. Aceasta pentru elucidarea rolului și a semnificației parametrilor enumerați în procesul DTS.

Mai departe se studiază interdependența variabilelor $\eta_i, \eta_v, \varphi, T_e$ și p_f funcție de parametrii ciclului motor și definim relațiile analitice ce descriu aceste interdependențe. În acest fel ne apropiem de funcționarea reală a motorului.

După aceea se construiește ecuația coeficienților de legătură pentru ciclul real al DTS cu schimbarea parametrilor η_i, η_v, T_f și p_f la schimbarea condițiilor ciclului motor. Coeficienții de legătură de bază îi utilizăm în continuare pentru analiza influențelor de bază în ciclul real al DTS.

Prin analogie cu analiza ciclului de lucru a motoarelor, variabilele $\pi_k, \alpha, \lambda, \eta_k$ și η_T care caracterizează condițiile de realizare a ciclului motor se iau ca variabile independente.

Coeficienții de legătură a ciclului DTS sunt ușor de utilizat (după cum se vede în cap.5) pentru analiza și calculul parametrilor regimurilor nominale ale DTS în stadiu de proiectare a acestora, de aceea coeficienții dați se pot numi coeficienții de influență ai DTS proiectat.

După aceasta se observă cazul când la parametrii ciclului DTS se suprapun legături suplimentare, determinate de caracteristicile agregatelor de supraalimentare, a sistemelor de admisie și evacuare și deasemenea luând în considerare reglarea motorului (în special, consumul specific de combustibil și presiunea maximă de ardere). Cu asemenea situații ne întâlnim la experimentarea finisării parametrilor proceselor la motoarele deja construite.

În legătură cu acesta, coeficienții de legătură care apar se denumesc coeficienții de legătură ai motorului executat.

Pentru simplificarea construcției ecuațiilor coeficienților de legătură și de asemenea pentru aprecierea celor mai importanți parametri de interdependență a proceselor DTS se folosește metoda schemelor structurale de influență [59],[79],[80] care dau o reprezentare clară asupra numărului diferiților parametri de influență asupra motorului.

În lucrare se urmărește utilizarea metodelor de calcul numeric al coeficienților de legătură în special posibilitățile matriciale de calcul a coeficienților pe calculator.

4.2. Relații generale de modelare pentru parametrii funcționali ai DTSR

Înainte de stabilirea relațiilor cu coeficienți de influență sunt necesare a fi definite relațiile generale de modelare a parametrilor funcționali [16],[59],[80],[98].

Pentru caracterizarea secțiunii traseelor de aer și gaze a DTS scriem următoarele ecuații (cf.Fig.17):

- presiunea aerului ce pătrunde în motor:

$$p_k = p_0 \cdot \pi_k \cdot \sigma_i \cdot \sigma_k \cdot \sigma_r \quad (25)$$

- presiunea gazelor care ies din motor:

$$p_e = p_k \cdot \sigma_m = p_0 \cdot \pi_k \cdot \sigma_i \cdot \sigma_k \cdot \sigma_r \cdot \sigma_m \quad (26)$$

- presiunea gazelor înaintea turbinrei:

$$p_T = p_e \cdot \sigma_T = p_k \cdot \sigma_m \cdot \sigma_T = p_0 \cdot \pi_k \cdot \sigma_i \cdot \sigma_k \cdot \sigma_r \cdot \sigma_m \cdot \sigma_T = p_0 \frac{\pi_T}{\sigma_g} \quad (27)$$

Analizând (27) putem stabili următoarea legătură între creșterea presiunii aerului în compresor și scăderea presiunii gazelor în turbină:

$$\pi_T = \pi_k \cdot \sigma_i \cdot \sigma_k \cdot \sigma_m \cdot \sigma_T \cdot \sigma_g \quad (28)$$

Pentru motor este interesantă următoarea presiune:

- presiunea (în P.M.E.) la început de comprimare:

$$p_a = p_k \cdot \sigma_a \quad (29)$$

- presiunea (în P.M.L) la sfârșit de comprimare:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} = p_k \cdot \sigma_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (30)$$

unde: n_1 este coeficientul politropic de comprimare în cilindrul motorului.

- presiunea maximă de ardere :

$$p_z = p_c \cdot \lambda = p_k \cdot \sigma_a \cdot \epsilon^{n_1} \cdot \lambda \quad (31)$$

La scrierea ecuației pentru temperatura aerului ce iese din compresor se ia în considerare schema de supraalimentare a motorului. Pentru DTS cu o treaptă de comprimare, la ieșirea din compresor, temperatura aerului este:

$$T'_k = T_0 \left(1 + \frac{f_k}{\eta_k}\right) \quad (32)$$

unde:

- $f_k = \pi_k^{m_i} - 1$ - coeficientul de comprimare a aerului în compresor

- m_i - coeficient de mărime egal cu $\frac{k-1}{k}$.

Dacă există mai multe trepte de supraalimentare se ține cont de un randament al procesului de comprimare $\eta_{k\epsilon}$ iar coeficientul f_k se va calcula după valoarea creșterii sumate a presiunilor:

$$\pi_{k\Sigma} = (\pi_{k_1} + \pi_{k_2})\sigma_{12} \quad (33)$$

unde σ_{12} - coeficient ce ține cont de pierderile hidraulice între cele două trepte de comprimare.

Pentru ultima treaptă de comprimare temperatura este:

$$T_k = \omega_r \cdot T'_k \quad (34)$$

Posibilitățile de răcire ale răcitorului de aer se pot caracteriza prin coeficientul E_r care este caracteristica de exploatare a răcitorului, sau altfel spus, eficiența răcitorului, definită în [1]:

$$E_r = \frac{T'_k - T_k}{T'_k - T_0} \quad (35)$$

În acest caz ecuația (34) devine ținând cont de (32):

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{f_k}{\eta_k} (1 - E_r)\right] \quad (36)$$

Egalând ecuațiile (34) și (36) se obține:

$$\omega_r = \frac{\eta_k + f_k(1 - E_r)}{\eta_k + f_k} \quad (37)$$

Densitatea aerului, ce intră în motor:

$$\rho_k = p_k / (R \cdot T_k) \quad (38)$$

Temperatura gazelor de evacuare în fața turbinei

$$T_T = \omega_t \cdot T_e \quad (39)$$

Temperatura de evacuare a gazelor este dependentă de mulți parametri ai procesului de lucru, în special de coeficientul excesului de aer, temperatura de supraalimentare, coeficientul de baleiaj, pierderile de căldură în motor și altele.

Legătura dintre temperatura gazelor și parametrii enumerați se analizează în totalitate în capitolul 5 pentru început ea este considerată cunoscută.

Temperatura gazelor de evacuare după turbină

$$T_g = T_T(1 - f_T \cdot \eta_T) \quad (40)$$

unde:

$f_T = 1 - \pi_T^{m_g}$ - coeficient de destindere a gazelor în turbină

$m_g = \frac{k_g - 1}{k_g}$ - coeficient de mărire.

Se arată în continuare câteva particularități de determinare a mărimilor: $p_e, p_T, T_e, T_T, \pi_T$ și η_T reieșite din ecuațiile (25)-(40).

Caracterul ciclic al procesului de lucru care se petrece în cilindrii motorului diesel conduce la aceea că presiunea și temperatura înaintea turbinei se modifică în timpul unui ciclu.

Amplitudinea și frecvența undelor acestor parametri sunt funcție de numărul de cilindri și de rapiditatea motorului, schemele de legătură și volumul tubulaturii de evacuare care conduce gazul în turbină.

Modificarea presiunii și temperaturii gazelor înaintea turbinei este cu atât mai mare cu cât numărul cilindrilor legați la un colector de evacuare este mai mic.

Literatura de specialitate [25] precizează pentru condiții optime de schimb de gaze în cilindrii, numărul cilindrilor trebuie să nu fie mai mare de trei pentru motoarele în 2 timpi și patru pentru motoarele în 4 timpi. Datorită simplificării sistemului de evacuare destul de des se folosește un singur colector.

Pentru simplificarea calculului lucrului mecanic util al turbinei de obicei în toate cazurile se apreciază scăderea presiunii și a randamentului turbinei după mărimea medie a presiunii și temperatura gazelor frânate în curgere în fața turbinei care primește impulsuri medii de la diferiți cilindri, în fiecare din colectoarele de evacuare pe perioada ciclului. După cum arată [104] calculul energiei gazelor în fața turbinei, printr-o asemenea mediere nu conduce la erori mari.

În calculele următoare se consideră că mărimile p_T, T_e, T_T, π_T și η_T sunt date în fiecare caz în parte cu ajutorul calculului de determinare a lucrului mecanic specific al turbinei.

Pe baza legii continuității energiei aerului și gazelor prin motorul turbo-supraalimentat se poate scrie următoarea ecuație care caracterizează debitul pe secundă a fluidului de lucru în secțiuni diferite ale traseului de schimb de încărcătură al DTS:

- debitul de aer prin diesel (cu luarea în considerare a baleiajului):

$$G_k = 10^{-3}(z/120)V_h \cdot n \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \varphi \quad (41)$$

unde: - z - coeficientul de frecvență al ciclurilor $z = 1$ pentru 4t și $z = 2$ pentru 2t.

- cantitatea aerului ce intră în compresorul DTS:

$$G_a = G_k/\nu_k \quad (42)$$

- cantitatea gazelor care intră în turbină:

$$G_g = \nu_T \cdot \nu_m \cdot G_k \quad (43)$$

Ccoeficientul γ_m care ia în considerare modificarea cantității fluidului de lucru în motor ca urmare a arderii combustibilului:

$$\gamma_m = 1 + g_T/\nu_k \quad (44)$$

unde: g_T - cantitatea relativă de combustibil introdusă în motor pentru 1 kg aer intrat în compresorul DTS.

Se observă că:

$$g_T = \frac{\nu_k}{\alpha \cdot \varphi \cdot l_0} \quad (45)$$

Consumul orar de combustibil:

$$C_h = \frac{3600 \cdot G_k}{\alpha \cdot \varphi \cdot l_0} \quad (46)$$

La scrierea ecuațiilor lucrului mecanic vom raporta mărimile lor la 1kg de aer care intră în compresorul DTS. Lucrul mecanic al motorului cu piston este:

$$L_m = L_i - L_f \quad (47)$$

unde: - L_i - lucrul mecanic indicat

$$L_i = C \cdot \frac{\nu_k}{\alpha \cdot \varphi} \cdot \eta_i \quad (48)$$

- L_f - lucrul mecanic al forțelor de frecare

$$L_f = p_f \frac{\nu_k}{\rho_k \cdot \eta_v \cdot \varphi} \quad (49)$$

Aici C - constantă depinzând de conținutul combustibilului; $C = H_i/l_0$; La $H_i = 42900 \text{ KJ/kg}$ și $l_0 = 14,6 \text{ kg}$ rezultă $C = 2940 \text{ KJ/kg}$.

Lucrul mecanic indicat este caracterizat de presiunea medie indicată:

$$p_i = C \frac{\gamma_k \cdot \eta_v}{\alpha} \cdot \eta_i \quad (50)$$

Pentru randamentul indicat și presiunea medie de frecare de mai jos se dau expresiile analitice și legăturile stabilite între acești parametri cu alți parametri ai procesului în [80] și [87].

Se admite că:

$$L_i = \frac{p_i \cdot \nu_k}{\rho_k \cdot \eta_v \cdot \varphi} \quad (51)$$

Lucrul mecanic utilizat pentru comprimarea aerului în compresorul DTS:

$$L_k = \frac{R_a}{m_a} \cdot T_0 \cdot \frac{f_k}{\eta_k \cdot \eta_{mk}} \quad (52)$$

Lucrul mecanic dezvoltat de turbina DTS:

$$L_T = \nu_k \cdot \nu_m \cdot \nu_T \cdot \frac{R_g}{m_g} \cdot T_T \cdot f_T \cdot \eta_t \cdot \eta_{mT} \quad (53)$$

Parametrii efectivi ai motorului.

Ecuția pentru lucru mecanic efectiv al DTS în funcție de schema de supraalimentare va fi pentru motorul cu supraalimentare prin cuplaj de gaze (vezi Fig.17, în acest caz $L_k = L_T$):

$$L_e = L_i - L_f - L_k + l_T \quad (54)$$

Lucrul mecanic al compresorului cuplat cu turbina:

$$L_k = \frac{R_a}{m_a} \cdot \frac{T_0}{\eta_{mT_k}} \cdot \frac{f_k}{\eta_k} = L_T \quad (55)$$

Randamentul efectiv al motorului supraalimentat:

$$\eta_e = L_e / (H_i \cdot g_T) \quad (55)$$

Inroducând în (56) valoarea L_e și g_T din (54) și (45) și folosind ecuațiile (48),(49),(52) și (53) corespunzătoare pentru lucrul mecanic L_i, L_f, L_k și L_T obținem:

$$\eta_e = \eta_i - \psi_f - \psi_k + \psi_T \quad (57)$$

unde

$$\psi_f = \frac{p_f \cdot \alpha}{C \cdot \gamma_k \cdot \eta_v} \quad (58)$$

$$\psi_k = \frac{R_a}{C \cdot m_a} \cdot \frac{\alpha \cdot \varphi}{\gamma_k} \cdot \frac{T_0 \cdot f_k}{\eta_k \cdot \eta_{mk}} \quad (59)$$

$$\psi_T = \frac{R_g}{C \cdot m_g} \cdot \nu_m \cdot \nu_T \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot T_T \cdot f_T \cdot \eta_T \cdot \eta_{mT} \quad (60)$$

Se observăm că ψ_f, ψ_k și ψ_T reprezintă în mare mărimi relative ale lucrului mecanic al forțelor de frecare în diesel și lucrul mecanic al compresorului și turbinei (în limitele cantității de căldură introdusă cu combustibilul).

La turbosupraalimentare $\psi_k = \psi_T$ de aceea ecuația randamentului efectiv al DTS ia forma:

$$\eta_e = \eta_i - \psi_f \quad (61)$$

Lucrul mecanic efectiv al motorului turbosupraalimentat, reprezentat prin randamentul efectiv al DTS:

$$L_c = C \cdot \frac{\nu_k}{\alpha \cdot \varphi} \cdot \eta_e \quad (62)$$

Uneori ecuația lucrului mecanic efectiv al DTS este prezenta în literatură [80] sub forma:

$$L_e = L_i \cdot \eta_m (1 - \delta_k + \delta_T) \quad (63)$$

unde: δ_k și δ_T -lucrul mecanic (sau puterea) compresorului și turbinei în limitele lucrului mecanic (puterea) a motorului cu piston.

$$\delta_k = \frac{L_k}{L_i \cdot \eta_m}; \quad \delta_T = \frac{L_T}{L_i \cdot \eta_m}; \quad (64)$$

Aici randamentul mecanic al motorului cu piston:

$$\eta_m = 1 - \frac{L_f}{L_i} \quad (65)$$

Inlocuind valorile L_i , L_k și L_T cu expresiile extinse corespunzătoare relațiilor (48),(52) și (53) obținem:

$$\delta_k = \frac{1}{C} \cdot \frac{R_a}{m_a} \cdot T_0 \cdot \frac{\alpha \cdot \varphi}{\gamma_k} \cdot \frac{f_k}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_{mk}} \quad (66)$$

$$\delta_T = \frac{\nu_m \cdot \nu_T}{C} \cdot \frac{R_g}{m_g} \cdot T_T \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot f_T \cdot \frac{\eta_T \cdot \eta_{mT}}{\eta_i \cdot \eta_m} \quad (67)$$

Cum expresia $(1 - \delta_k + \delta_T)$ reieșită din ecuația (39), caracterizează modificările relative ale lucrului mecanic util, condiționate de schema DTS, în [80] se definește ca randamentul relativ al DTS:

$$\eta_\xi = 1 - \delta_k - \delta_T \quad (68)$$

Pentru cazul turbosupraalimentării prin cuplaj de gaze $\eta_\xi = 1$ pentru că $\delta_k = \delta_T$. Se va stabili legătura între parametrii η_m , η_ξ , δ_k și δ_T cu lucrul mecanic relativ ψ_f , ψ_k și ψ_T . Este evidentă:

$$\eta_m = 1 - \frac{\psi_f}{\eta_i} \quad (69)$$

astfel

$$\delta_k = \frac{\psi_k}{\eta_i - \psi_f}, \quad \delta_T = \frac{\psi_T}{\eta_i - \psi_f}$$

iar randamentul relativ:

$$\eta_\xi = 1 - \frac{\psi_k}{\eta_i - \psi_f} + \frac{\psi_T}{\eta_i - \psi_f} \quad (70)$$

Pe baza egalităților (48),(62),(63) și (68) randamentul efectiv al DTS este

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_\xi \quad (71)$$

Această ecuație utilizată de [80] este uneori ușor de folosit la analiza cauzelor modificării randamentului efectiv al DTS la modificarea parametrilor variabili ai ciclului real față de nivelul inițial.

La parametrii efectivi ai motorului DTS trebuie deasemenea să adăugăm și presiunea medie efectivă:

$$p_{me} = \frac{C}{\alpha} \cdot \gamma_k \cdot \eta_v \cdot \eta_e \quad (72)$$

Puterea efectivă a DTS:

$$N_e = L_e \cdot G_a \quad (73)$$

sau

$$N_e = \frac{z \cdot p_e \cdot V_h \cdot n}{1,2 \cdot 10^8} \quad (74)$$

Consumul specific de combustibil:

$$C_e = \frac{C_h}{N_e} \quad (75)$$

Condiții suplimentare apar la DTS cu turbosupraalimentare, astfel parametrii gazului din fața turbinei trebuie verificați cu următoarea ecuație de bilanț a lucrului mecanic al compresorului și turbinei:

$$\frac{R_a}{m_a} \cdot \frac{T_o \cdot f_k}{\eta_k} = \nu_k \cdot \nu_m \cdot \nu_T \cdot \frac{R_g}{m_g} \cdot T_T \cdot f_T \cdot \eta_T \cdot \eta_{mTk} \quad (76)$$

sau

$$\tau \cdot f_k = f_T \quad (77)$$

unde:

$$\tau = \frac{R_a}{m_a} \cdot \frac{m_g}{R_g} \cdot \frac{1}{\nu_k \cdot \nu_m \cdot \nu_T} \cdot \frac{T_o}{T_T} \cdot \frac{1}{\eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_{mTk}} \quad (78)$$

Cu:

$$R_a = 0,287 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$R_g = 0,288 \text{ KJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$K = 1,4 (m_a = 0,286) \text{ sa i}$$

$$K_g = 1,33 (m_g = 0,248)$$

factorul complex τ devine:

$$\tau = 0,866 \cdot \frac{1}{\nu_k \cdot \nu_m \cdot \nu_T} \cdot \frac{T_o}{T_T} \cdot \frac{1}{\eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_{mk}} \quad (79)$$

Pentru valori cunoscute π_k și τ ecuația de bilanț a lucrului mecanic în turbocompresor aproximează contrapresiunea pe care trebuie să o creeze turbina în sistemul de evacuare pentru ca aceasta să înghită puterea necesară compresorului.

Folosind ecuația (78) putem obține:

$$\pi_T = [1 - \tau(\pi_k^{m_a} - 1)]^{-\frac{1}{m_g}} \quad (80)$$

După ecuația (80) este construită o diagramă în [80] pentru calculul π_T funcție de π_k și factorul complex τ . Știind π_k și π_T este ușor să se stabilească relația presiunii de supraalimentare și contrapresiunea la evacuarea gazelor

din motor necesară pentru obținerea parametrilor de supraalimentare. După cum se vede:

$$\sigma_m = \frac{p_e}{p_c} = \frac{\pi_T}{\pi_k \cdot \sigma_i \cdot \sigma_k \cdot \sigma_r \cdot \sigma_T \cdot \sigma_g} \quad (81)$$

Astfel la supraalimentarea motorului prin turbosuflantă cu cuplaj de gaze relația dintre presiunea de supraalimentare și contrapresiunea la evacuarea motorului nu poate fi aleasă arbitrar (de exemplu ea reieșind din condiția de asigurare celor mai bune condiții de poluare minimă și umplere) ca la DTS cu legătură mecanică a compresorului și turbinei la motor.

Rezultă că pentru nepoluare se va discuta η_v în relație cu π_T .

Aceasta nu înseamnă că în motorul cu supraalimentare cu turbosuflantă cu cuplaj de gaze nu se poate atinge o calitate a umplerii cilindrilor cu aer.

Este cunoscut faptul că alegerea fazelor de schimb de încărcătură și a schemei constructive a colectoarelor de evacuare la motoarele cu turbosuflyante cu cuplaj de gaze permite obținerea de exemplu a acelorași coeficienți de umplere η_v ca și la DTS cu supraalimentare mecanică.

Pentru aprecierea completă a ciclului real al DTS (pt. univocitatea determinării tuturor parametrilor) este neapărat necesar să se cunoască următorii parametri, care caracterizează:

- condițiile de graniță de realizare a ciclului DTS - $p_0, T_0, \pi_k, \epsilon, \lambda, \varphi, \alpha$ (acest grup de variabile de obicei îl numim convențional parametrii de graniță a ciclului motor al DTS);

- eficacitatea proceselor de lucru ale elementelor motorului DTS

$$\eta_i, \eta_v, \eta_f, p_f, T_e, \eta_k, \eta_T, \eta_{mk}, \eta_{mT}, \eta_{mTk}$$

- pierderile hidraulice și termice în colectoarele DTS $\sigma_i, \sigma_k, \sigma_r$, (σ_m la DTS cu supraalimentare mecanică sau combinată) $\sigma_T, \sigma_g, \omega_r$ (sau E_r), ω_T ;

- modificarea cantității de fluid de lucru pe traseele DTS $\gamma_k, \gamma_m, \gamma_T$

Parametrii $\eta_i, \eta_v, \varphi, p_f, T_e$ în calculul și analiza ciclului real de funcționare al DTS pot fi priviți ca variabile independente.

Parametrii $\eta_i, \eta_m, \varphi, p_f$, și T_e în general nu trebuie dați arbitrar, ci trebuie aproximați din evaluarea condițiilor procesului de lucru al motorului. Interdependența acestor mărimi cu alți parametri calculați ai DTS este făcută în [80] și [87].

4.3. Metoda de calcul a proceselor DTSR prin linearizarea relațiilor generale de modelare a acestora

Diferențiind ecuațiile (25)-(81) și trecând de la infinit mic la creșteri finite ale mărimilor avute în vedere (bazându-se pentru aceasta pe metoda cunoscută a elementului finit) se obțin următoarele sisteme de ecuații lineare de bază, care stabilesc legăturile între creșterile relative ale diferiților parametri ai ciclului motor al DTSR.

Pentru presiunea aerului și gazelor în secțiuni caracteristice ale colectoarelor DTS se determină:

$$\Delta p_k = \Delta p_0 + \Delta \pi_k + \Delta \sigma_i + \Delta \sigma_k + \Delta \sigma_r \quad (82)$$

$$\Delta p_e = \Delta p_k + \Delta \sigma_m = \Delta p_0 + \Delta \pi_k + \Delta \sigma_i + \Delta \sigma_k + \Delta \sigma_r + \Delta \sigma_m \quad (83)$$

astfel:

$$\Delta \sigma_m = \Delta(p_e/p_k) = \Delta p_e - \Delta p_k$$

$$\Delta p_T = \Delta p_e + \Delta \sigma_T = \Delta p_0 + \Delta \pi_k + \Delta \sigma_i + \Delta \sigma_k + \Delta \sigma_r + \Delta \sigma_m + \Delta \sigma_T \quad (84)$$

sau

$$\Delta p_T = \Delta p_0 + \Delta \pi_T - \Delta \sigma_g \quad (85)$$

$$\Delta \pi_T = \Delta p_T - \Delta p_0 + \Delta \sigma_g \quad (86)$$

sau

$$\Delta \pi_T = \Delta \pi_k + (\Delta \sigma_i + \Delta \sigma_k + \Delta \sigma_r + \Delta \sigma_m + \Delta \sigma_T + \Delta \sigma_g) \quad (87)$$

$$\Delta p_z = \Delta p_k + \Delta \sigma_a + n_1 \Delta \epsilon + \Delta \lambda \quad (88)$$

Pentru temperaturi și densitatea aerului care iese din compresor:

$$\Delta T'_k = \Delta T_0 + B_1 \Delta \pi_k - B_2 \Delta \eta_k \quad (89)$$

unde

$$B_1 = m_i \frac{k_k + 1}{\eta_k + f_k}$$

$$B_2 = \frac{f_k}{\eta_k + f_k} \quad (90)$$

La răcirea aerului în răcitor după compresor:

$$\Delta T_k = \Delta \omega_r + \Delta T'_k = \Delta \omega_r + \Delta T_0 + B_1 \Delta \pi_k - B_2 \Delta \eta_k \quad (91)$$

Dacă se calculează creșterea ΔT_k cu ajutorul eficienței termice a răcitorului de aer E_r atunci

$$\Delta T_k = \Delta T_0 + B_{1r} \Delta \pi_k - B_{2r} \Delta \eta_k - B_{3r} \Delta E_r \quad (92)$$

unde

$$\begin{aligned} B_{1r} &= \frac{m_i(f_k + 1)(1 - E_r)}{\eta_k + f_k(1 - E_r)} \\ B_{2r} &= \frac{f_k(1 - E_r)}{\eta_k + f_k(1 - E_r)} \\ B_{3r} &= \frac{f_k E_r}{\eta_k + f_k(1 - E_r)} \end{aligned} \quad (93)$$

Introducând ecuația (89) în (91) se găsește:

$$\Delta \omega_r = (B_{1r} - B_1) \Delta \pi_k + (B_2 + B_{2r}) \Delta \eta_k - B_{3r} \Delta E_r \quad (94)$$

La valori mari de răcire, când E_r este aproape de 1, $B_{1r} \approx 0$; $B_{2r} \approx 0$; $\Delta \omega_r \approx -B_1 \Delta \pi_k + B_2 \Delta \eta_k - \frac{f_k}{\eta_k} \cdot \Delta E_r$.

La valori mici ale răcirii coeficientul $B_{1r} = \beta_1$ iar $B_{2r} = B_2$ și drept urmare $\Delta \omega_r \approx -B_{3r} \cdot \Delta E_r \approx 0$.

Creșterea relativă a densității aerului, ce pătrunde în motor:

$$\Delta \rho_k = \Delta p_k - \Delta t_k \quad (95)$$

Pentru temperatura gazelor la intrarea în turbină și la ieșirea din ea

$$\Delta T_T = \Delta T_e + \omega_T \quad (96)$$

$$\Delta T_g = \Delta T_T - B_3 \Delta \pi_T - B_4 \Delta \eta_T \quad (97)$$

unde:

$$\begin{aligned} B_3 &= \frac{m_g(1 - f_T) \cdot \eta_T}{1 - f_T \cdot \eta_T} \\ B_4 &= \frac{f_T \cdot \eta_T}{1 - f_T \cdot \eta_T} \end{aligned} \quad (98)$$

Pentru lucrul mecanic și puterile elementelor separate ale DTS:

$$\Delta L_i = \Delta \gamma_k + \Delta \eta_i - \Delta \varphi - \Delta \alpha \quad (99)$$

$$\Delta p_i = \Delta \gamma_k + \Delta \eta_v + \Delta \eta_i - \Delta \alpha \quad (100)$$

$$\Delta L_f = \Delta p_f + \Delta \gamma_k - \Delta \rho_k - \Delta \eta_v - \Delta \varphi \quad (101)$$

$$\Delta L_m = E_i \cdot \Delta L_i + E_f \cdot \Delta L_f \quad (102)$$

unde:

$E_i = \frac{L_i}{L_e} = \frac{N_i}{N_e} = \frac{\eta_i}{\eta_e}$ - lucrul mecanic indicat relativ (sau puterea) în raport cu lucrul mecanic efectiv (puterea) a motorului turbosupraalimentat

$E_f = \frac{L_f}{L_e} = \frac{N_f}{N_e} = \frac{\psi_f}{\eta_e}$ - lucrul mecanic (sau puterea) al frecărilor motorului cu piston în raport cu lucrul mecanic efectiv (puterea) al DTSR.

Aspectul ecuațiilor pentru creșterile relative lucrului mecanic probabil prin comprimarea aerului în DTSR este funcție de schema de supraalimentare. Pentru o treaptă de comprimare în concordanță cu relația (52) se obține:

$$\Delta L_k = \Delta T_0 + A_1 \cdot \Delta \pi_k - \Delta \eta_k \quad (103)$$

dupa care: $\Delta f_k = A_1 \cdot \Delta \pi_k$ unde:

$$A_1 = m_a \cdot \frac{f_k + 1}{f_k} \quad (104)$$

$$m_a = m_i$$

Creșterea lucrului mecanic relativ al turbinei:

$$\Delta L_T = \Delta \gamma_k + \Delta \gamma_m + \Delta \gamma_T + \Delta T_T + A_2 \cdot \Delta \pi_T + \Delta \eta_T + \Delta \eta_{mT} \quad (105)$$

astfel: $\Delta f_T = A_2 \cdot \Delta \pi_T$

unde:

$$A_2 = m_g \frac{1 - f_T}{f_T} \quad (106)$$

Ecuația pentru creșterile relative ale lucrului mecanic ψ_f , ψ_k și ψ_T se construiesc pe baza ecuațiilor (57)-(60). Se vede că:

$$\Delta \psi_f = \Delta p_f + \Delta \alpha - \Delta \rho_k - \Delta \eta_v \quad (107)$$

$$\Delta \psi_k = \Delta \alpha + \Delta \varphi + \Delta T_0 + A_1 \cdot \Delta \pi_k - \Delta \gamma_k - \Delta \eta_k - \Delta \eta_{mk} \quad (108)$$

$$\Delta \psi_T = \Delta \gamma_m + \Delta \gamma_T + \Delta \alpha + \Delta \varphi + \Delta T_T + A_2 \cdot \Delta \pi_T + \Delta \eta_T + \Delta \eta_{mT} \quad (109)$$

Pentru debitele aerului, gazelor și combustibilului pe baza ecuațiilor (41)-(43):

$$\Delta G_k = \Delta \rho_k + \Delta \eta_v + \Delta \varphi + \Delta n \quad (110)$$

$$\Delta G_a = \Delta \rho_k + \Delta \eta_v + \Delta \varphi + \Delta n - \Delta \gamma'_k \quad (111)$$

$$\Delta G_g = \Delta \gamma_T + \Delta \gamma_m + \Delta \rho_k + \Delta \eta_v + \Delta \varphi + \Delta n \quad (112)$$

$$\Delta C_h = \Delta G_k - \Delta \alpha - \Delta \varphi = \Delta \rho_k + \Delta \eta_v + \Delta n - \Delta \alpha \quad (113)$$

Pentru parametrii efectivi ai motorului supraalimentat cu turbocompresor și de asemenea pentru motorul nesupraalimentat:

$$\Delta L_e = E_i \cdot \Delta L_i - E_f \cdot \Delta L_f \quad (114)$$

Pentru creșterea relativă a randamentului efectiv al motorului, diferențiind (57) se obține următoarea ecuație generală:

$$\Delta \eta_e = E_i \cdot \Delta \eta_i - E_f \cdot \Delta \psi_f - E_k \cdot \Delta \psi_k - E_T \cdot \Delta \psi_T \quad (115)$$

In cazuri particulare această ecuație se transpune astfel:

- pentru DTS sau motorul nesupraalimentat:

$$\Delta \eta_e = E_i \Delta \eta_i - E_f \cdot \psi_f \quad (116)$$

Ecuația pentru creșterea relativă a lucrului mecanic efectiv al DTSR se poate exprima și cu ajutorul η_e , atunci:

$$\Delta L_e = \Delta \gamma_k - \Delta \alpha - \Delta \varphi + \Delta \eta_e \quad (117)$$

Se stabilește ecuația lineară de legătură între creșterea randamentului mecanic al dieselului și randamentul relativ al motorului cu parametrii procesului de lucru. Din (69) putem obține:

$$\Delta \eta_m = A_m \cdot \Delta \eta_i - A_m \cdot \Delta \psi_f \quad (118)$$

unde:

$$A_m = \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} \quad (119)$$

Creșterea relativă a presiunii medii efective după ecuația (70):

$$\Delta p_c = \Delta \rho_k + \Delta \eta_v - \Delta \alpha + \Delta \eta_e \quad (120)$$

Pentru creșterile relative ale puterii elementelor DTS și pentru întreg motorul obținem:

$$\left. \begin{aligned} \Delta N_i &= \Delta L_i + \Delta G_a \\ \Delta N_m &= \Delta L_m + \Delta G_a \\ \Delta N_k &= \Delta L_k + \Delta G_a \\ \Delta N_T &= \Delta L_T + \Delta G_a \\ \Delta N_f &= \Delta L_f + \Delta G_a \end{aligned} \right\} \quad (121)$$

Creșterea relativă a puterii DTSR:

$$\Delta N_e = \Delta L_e + \Delta G_a$$

$$\Delta N_e = \Delta p_e + \Delta n$$

la $V_h = ct.$ sau

$$\Delta N_e = \Delta C_h + \Delta \eta_e \quad (122)$$

Creșterea consumului specific de combustibil al DTSR:

$$\Delta C_e = \Delta C_h - \Delta N_e$$

sau

$$\Delta C_e = -\Delta \eta_e \quad (123)$$

- pentru legăturile suplimentare (complementare) ale dieselului turbosupra-alimentat sau cu supraalimentare combinată ecuația bilanțului lucrului mecanic al compresorului și turbinei sub formă de mici diferențe se pune sub forma:

$$\Delta \tau + \Delta f_k = \Delta f_T$$

sau

$$A_2 \Delta \pi_T = A_1 \Delta \pi_k + (\Delta T_0 - \Delta \gamma_k - \Delta \gamma_m - \Delta \gamma_T - \Delta T_T - \Delta \eta_T - \Delta \eta_{mTk}) \quad (124)$$

având în vedere că:

$$\Delta \tau = \Delta T_0 - \Delta T_T - \Delta \gamma_k - \Delta \gamma_m - \Delta \gamma_T - \Delta \eta_k - \Delta \eta_T - \Delta \eta_{mTk}$$

Rezolvând ecuația (124) funcție de $\Delta \pi_T$ găsim:

$$\Delta \pi_T = A_1 A_2^t \Delta \pi_k + A_2^t (\Delta T_0 - \Delta T_T - \Delta \gamma_k - \Delta \gamma_m - \Delta \gamma_T - \Delta \eta_k - \Delta \eta_T - \Delta \eta_{mTk}) \quad (125)$$

unde:

$$A_2^t = 1/A_2$$

Punând în (124) valoarea $\Delta \pi_T$ după (87) se obține o ecuație lineară și interdependența între creșterea parametrului σ_m (sau raportul p_e/p_k) și parametrii ciclului motor DTS:

$$\Delta \sigma_m = \Delta(p_e/p_k) = (A_1 A_2^t - 1) \cdot \Delta \pi_k + A_2^t (\Delta T_0 - \Delta T_T - \Delta \gamma_k - \Delta \gamma_m - \Delta \gamma_T - \Delta \eta_k - \Delta \eta_T - \Delta \eta_{mTk}) - (\Delta \sigma_a + \Delta \sigma_k + \Delta \sigma_r + \Delta \sigma_T + \Delta \sigma_g) \quad (126)$$

4.4. Analiza interdependenței parametrilor DTSR prin scheme structurale și coeficienți de legătură

Legăturile stabilite prin ecuațiile obținute mai sus între parametrii individuali ai ciclului motor, le descriem grafic sub forma unor scheme structurale de influență.

Pentru a putea judeca calitatea legăturii variabilelor independente asupra parametrului - funcție, condiționăm marcarea pe săgeți a mărimii valorice corespunzătoare coeficientului direct de legătură (ex: 1, -1, A_1 , A_m , s.a.m.d.)

La început pe baza ecuațiilor obținute (82)-(126) se prezintă scheme elementare de influență determinate pentru fiecare ecuație.

Folosind schemele elementare de influență din fig.18 [80] se construiesc schemele structurale dezvoltate de interdependență a parametrilor, pentru fiecare variabilă dependentă intrată în schema de interdependență a parametrului funcție observat.

Asemenea scheme detaliate au fost construite pentru randamentul efectiv al motorului cu turbosupraalimentare (Fig.19).

La construirea schemelor structurale pentru η_e utilizăm interdependențele suplimentare între parametrii, proprii diferitelor scheme de supraalimentare în particular parametru σ_m (pentru turbosupraalimentare) funcție de variabilele de graniță a ciclului motor. Legătura dintre lucrurile mecanice relative ψ_k și ψ_T arătate în Fig.19 cu linie dublă caracterizează egalitatea acestora.

În tabelul nr.3 se arată grupul de coeficienți de legătură ai ciclului motor DTS - considerând parametrii φ , η_v , η_i , T_e , p_f , etc. ca parametrii independenți. Pe aceștia îi vom nota cu simbolul P_{ij} , spre exemplu, $P_{\eta_k p_e} \rightarrow$ coeficientul de legătură de bază al randamentului compresorului asupra presiunii medii efective a DTSR în condițiile că toate variabilele i ale ciclului se păstrează nemodificate (α , T_0 , π_k , η_i , T_e , p_f , etc). Coeficienții de legătură de bază sunt ușor de folosit pentru punerea în evidență a rolului și a efectului fiecăruia dintre parametrii ciclului (η_w , φ , η_i , p_f , T_f) în acest caz și în cadrul ciclului motor al DTSR.

În tabelul nr.3 variabilele independente i sunt trecute în coloana din stânga, iar variabilele dependente j ale ciclului motor în prima linie. La intersecția liniilor și coloanelor se află coeficienții de legătură de bază.

Coeficienții tabelului 3 au fost determinați în cap.4.3, iar coeficienții cu apostrof se referă la valoarea inversă coeficienților corespunzători (ex: $A'_1 = 1/A_1$, $A'_2 = 1/A_2$, etc.)

Pentru ușurința calculului coeficienților de legătură constanți în [80] sunt dați cu scop de ajutor în calcul. Precizia de calcul a acestor constante după nomogramele prezentate în lucrare este suficient de exactă.

După tabelul nr.3 coeficienții de legătură de bază ai DTS se calculează relativ

rapid. Cunoașterea acestor coeficienți în esență simplifică analiza ciclului motor al DTS.

Pentru clarificarea modului de formare a coeficienților de legătură P_{ij} din tabelul 3 se presupune că trebuie să determinăm formula de calcul a coeficientului de legătură de bază a parametrului π_k asupra randamentului efectiv al DTSR. În acest scop vom urmări schemele structurale de influență pe diferite trasee din Fig.19:

$$A) \quad \pi_k \longrightarrow T'_k \longrightarrow T_k \longrightarrow \gamma_k \longrightarrow \psi_f \longrightarrow \eta_e$$

$$B) \quad \pi_k \longrightarrow p_k \longrightarrow \gamma_k \longrightarrow \psi_f \longrightarrow \eta_e$$

În conformitate cu cele descrise în cap.3 referitoare la modul de formare a coeficienților de legătură rezultă pentru traseul A) $P'_{\pi_k \eta_e} = -E_f \cdot B_1$ iar pentru tronsonul B) $P''_{\pi_k \eta_e} = E_f$ de unde valoarea de calcul a coeficientului de legătură $P_{\pi_k \eta_e} = P'_{\pi_k \eta_e} + P''_{\pi_k \eta_e} = (1 - B_1) \cdot E_f$

În mod similar se obțin și ceilalți coeficienți de legătură P_{ij} pentru analiza DTSR în condiții de cercetare a concepției acestuia, deci în condiția de aproximare primară a variației unor parametrii motor considerați independenți.

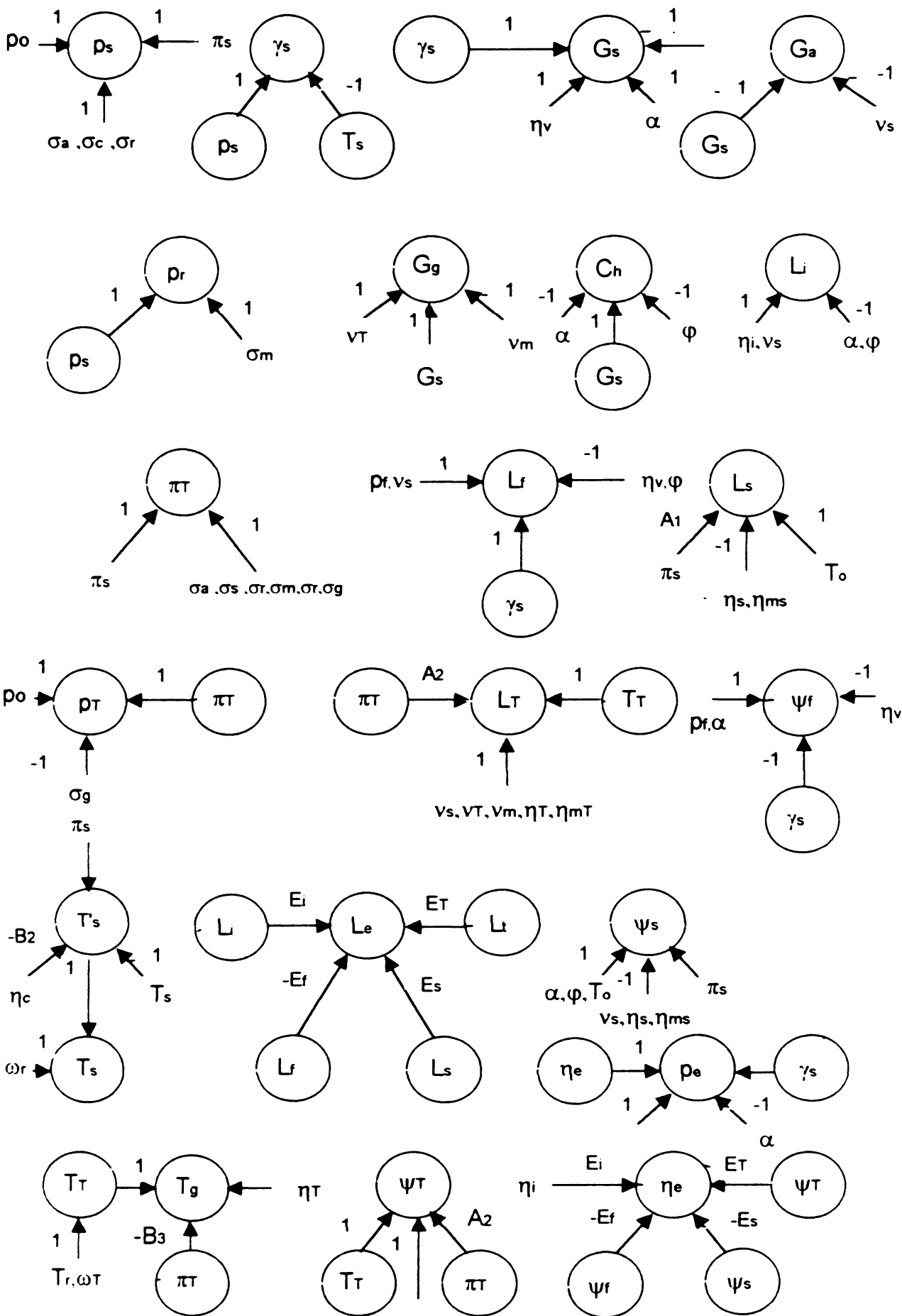
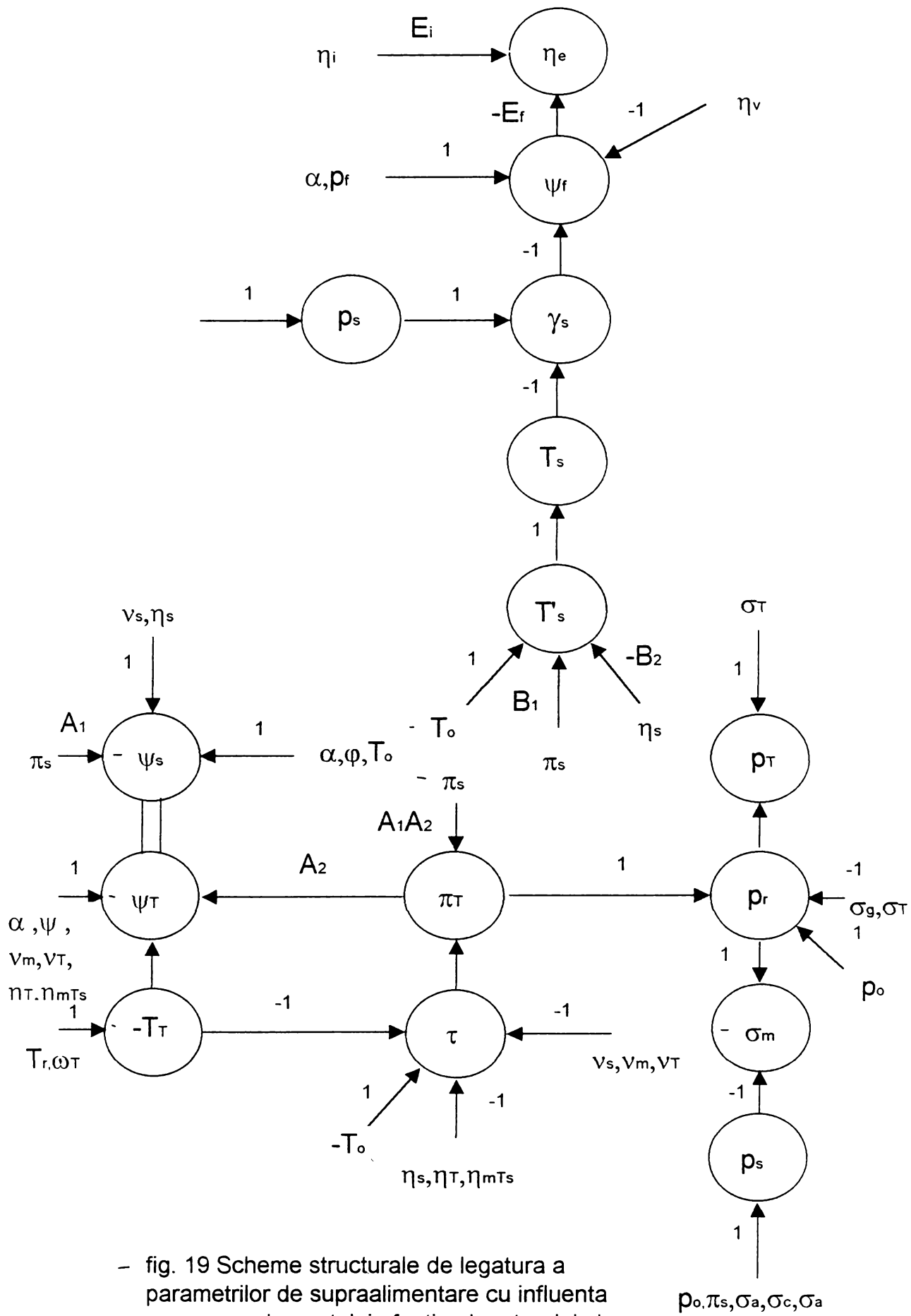


fig. 18 Scheme elementare de interconexiune intre parametrii motorului supraalimentat



- fig. 19 Scheme structurale de legatura a parametrilor de supraalimentare cu influenta asupra randamentului efectiv al motorului si a lucrului mecanic relativ al compresorului si turbinei in cazul DTS

TABEL nr. 3

Variabile independent i	variabile dependente j																			
	p_K	T'_K	T_K	γ_K	τ	π_T	σ_m	p_r	p_T	T_T	T_g	ψ_ϕ	ψ_K	ψ_T	η_m	N_k, N_r	η_e	p_e	C_h	c_h
p_0	1	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	-1	0	0	A_m	1	E_f	$1-E_f$	1	1
T_0	0	1	1	-1	1	A'_2	A'_2	A'_2	A'_2	0	$-A'_2 B_3$	1	1	1	$-A_m$	0	$-E_f$	$-1-E_f$	-1	-1
π_K	1	B_1	B_1	$1-B_1$	0	$A_1 A'_2$	$A_1 A'_m - 1$	$A_1 A'_2$	$A_1 A'_2$	0	$-A_1 A'_2 B_3$	$B_1 - 1$	A_1	A_1	$(1-B_1)x$ A_m	$A_1 + 1 - B_1$	$(1-B_1)x$ E_f	$(1-B_1)x$ $(1+E_f)$	$1-B_1$	$1-B_1$
α	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	$-A_m$	0	$-E_f$	$-1-E_f$	0	-1
φ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	0
T_r	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	1	$1+A'_2 B_3$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
η_v	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	A_m	1	E_f	$1+E_f$	1	1
η_i	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	A_m	0	E_i	E_i	0	0
p_r	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	$-A_m$	0	$-E_f$	$-E_f$	0	0
η_K	0	$-B_2$	B_2	B_2	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	0	$A'_2 B_3$	B_2	-1	-1	$B_2 A_m$	$B_2 - 1$	$B_2 E_f$	$B_2 x$ $(1+E_f)$	B_2	B_2
η_T	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	0	$A'_2 B_3 - B_4$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
η_{mTK}	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	0	$A'_2 B_3$	0	-1	-1	0	-1	0	0	0	0
$\sigma_a, \sigma_K, \sigma_g$	1	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	-1	0	0	A_m	1	E_f	$1+E_f$	1	1
σ_T	0	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
σ_g	0	0	0	0	0	0	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ω_r	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	$-A_m$	-1	$-E_f$	$-1-E_f$	-1	-1
ω_T	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	1	$1+A'_2 B_3$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
v_K	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	0	$A'_2 B_3$	0	-1	-1	0	-1	0	0	-1	0
v_m, v_T	0	0	0	0	-1	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	$-A'_2$	0	$A'_2 B_3$	0	0	0	0	0	0	0	0	0

4.5 Analiza coeficienților de legătură de bază ai procesului de lucru al DTSR

Coeficienții de legătură se apreciază după tabelul nr.3 cu ajutorul constantelor $A_1, B_1, B_2, A_2, B_3, B_4, E_i, E_j, E_k$ și E_T .

Înainte de a analiza coeficienții de legătură de bază ai DTS vom determina de care factori depind constantele de mai sus.

Constantele A_1, B_1, B_2 și E_k caracterizează procesul de comprimare al aerului în compresor. Asupra coeficienților B_1 și B_2 pe lângă π_k , influențează nesemnificativ și randamentul compresorului (formula (90)).

Dacă DTSR are răcire intermediară a aerului de supraalimentare, atunci valorile B_1 și B_2 în esență se micșorează după mărimea răcirii funcție de E_T .

Lucrul mecanic relativ de comprimare a aerului în compresor L_k , crește odată cu creșterea π_k cu atât mai mult cu cât este mai mare mărimea complexă:

$$(\alpha\varphi)_k = \frac{\alpha\varphi}{\gamma_k, \eta_k, \eta_{mk} \cdot \eta_e} \cdot \frac{T_0}{293} \quad (127)$$

Coeficienții A_2, B_3 și B_4 depind de mărimea scăderii presiunii gazului în turbină; coeficientul A_2 se micșorează semnificativ iar coeficientul B_4 crește prin creșterea π_T ; coeficientul B_3 aproape nu depinde de π_T și în medie este egal cu 0,18.

Lucrul mecanic relativ al turbinei crește odată cu creșterea π_T și a factorului complex:

$$(\alpha\varphi)_T = \alpha \cdot \varphi \frac{\gamma_m \gamma_T \eta_T \eta_{mT}}{\eta_e} \cdot \frac{T_T}{293} \quad (128)$$

Următorul parametru important care aproximează legătura dintre parametri efectivi ai DTS și parametrii ciclului motor, este lucrul mecanic relativ de frecare E_f . Pentru calculul acestui parametru cu ajutorul (45) și (47) se obține:

$$E_f = \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} \frac{1}{\eta_\xi} \quad (130)$$

sau exprimând randamentul relativ al motorului prin E_k și E_T .

$$\eta_\xi = \frac{1}{1 + \eta_m(e_k - E_T)}$$

se găsește

$$E_f = (1 - \eta_m) \left(\frac{1}{\eta_m + E_k - E_T} \right) \quad (131)$$

Puterea relativă de frecare evident este funcție de randamentul mecanic al DTSR se micșorează odată cu creșterea acestuia. Creșterea diferenței dintre puterile compresorului și turbinei influențează de asemenea asupra E_f mărind acest lucru mecanic.

Cercetarea tabelului nr.3, a coeficienților de legătură de bază permite să se pună în evidență factorii principali care influențează procesul de lucru DTSR.

După mărimea influenței asupra p_e și η_e a parametrilor de graniță a ciclului pentru toate schemele de supraalimentare, aceștia pot fi împărțiți în următoarele trei grupe mari:

- parametrii cu coeficienți de legătură pozitivi, mai mari decât unu ($p_0, \eta_{\sigma_r}, \eta_i, \sigma_i, \sigma_k, \sigma_r$ pentru p_e și η ; pentru η_e).

- parametrii cu coeficienți de legătură negativi în mărime absolută de asemenea mai mari cu unu ($\alpha, T_0, \omega_r, p_e$)

- ceilalți parametrii ($\pi_k, \eta_k, \eta_T, \sigma_T, \sigma_g, \varphi, p_f, \gamma_T, \omega_T, \gamma_k$) cu coeficienți de legătură pentru p_e și η_e în mărime absolută mai mici de unu.

Prin urmare parametrii primelor două grupe sunt parametrii de bază ai DTSR care aproximează perfecțiunea sa termodinamică.

~~În motoarele cu turbosupraalimentare la această categorie de parametrii~~ cu influență asupra p_e atașează și mărimea creșterii presiunii aerului în compresor iar după influența asupra lui η_e - coeficienții care aproximează pierderile de presiune pe traseul de admisiune al motorului.

Toți ceilalți parametrii de graniță ai ciclului ($T_e, \sigma_m, \sigma_T, \sigma_g, \gamma_k, \eta_T, \eta_{mT}, \gamma_T$) în speță influența acestora asupra p_e și η_e sunt mai puțin importanți.

Influența turbosupraalimentării asupra coeficienților de legătură P_{ip_e} și P_{in_e} este arătată în tabelul nr.4 și nr.5.

~~În tabelul nr.3 parametrii i au fost considerați constanți în realitate însă~~ aceștia sunt variabili. De aceea la analiza ciclului real motor DTSR aceste modificări se consideră ca mărimi variabile.

Din analiza tabelelor 4 și 5 se remarcă influența deosebită a răcirii intermediare prin coeficientul de reducere relativă a temperaturii aerului în răcitor, ω_r , asupra coeficientului de legătură P_{ip_e} care caracterizează influențele

tuturor parametrilor i considerați constanți asupra presiunii medii efective p_e . În condițiile limitării acestei variabile, la DTSR modelate matematic prin sistemul de programare care utilizează metoda descrisă anterior, se observă importanța răcirii intermediare a aerului de supraalimentare.

Tabelul nr.4

	P_{ip_e}
$\sigma_i, \sigma_k, \sigma_r$	1,23
η_i	1,23
p_0, η_v	1,23
π_k	0,81
η_k	0,35
$\sigma_m, \sigma_T, \sigma_g$ γ_m, η_{mk} T_e, η_T, η_{mT} $\omega_T, \gamma_T, \varphi$	0
p_f	-0,22
ω_r, α, T_0	- 1,27

Tabelul nr.5

	$P_{i\eta_e}$
η_i	1,24
$\sigma_i, \sigma_k, \sigma_r$	0,25
π_k	0,15
η_k	0,08
$\sigma_m, \sigma_T, \sigma_g$ p_0, η_v, γ_k π_k, η_k, T_e $\eta_T, \eta_{mT}, \omega_T$ γ_T, η_{mk}	0
p_f, ω_r α, T_0	-0,26

4.6. Stabilirea criteriilor de evaluare a răcitoarelor pentru m.a.i.

În prezent există tendința de dezvoltare a supraalimentării m.a.i., prin utilizarea răcitoarelor de aer. Procesul de răcire a aerului se obține cu răcitoare aer-aer sau aer-apă.

Deși tendința de generalizare a răcirii aerului de supraalimentare se manifestă pe plan mondial nu există încă studii de interacțiune suflantă-răcitor-motor.

În general este acceptat că dacă densitatea aerului crește cu 3%, aceasta se obține prin reducerea temperaturii acestuia cu $10^0 K$ și corespunde unei creșteri de 9% a puterii motorului fără referiri până unde aceasta poate să crească.

În acest capitol se inițiază un studiu asupra răcirii aerului de supraalimentare și asupra evaluării termodinamice a răcitoarelor utilizând concluziile prezentate în lucrările de specialitate [23],[24],[25],[29] care introduc următoarele criterii noi neabordate încă:

$\overline{\Delta\rho}[-]$ - creșterea relativă a densității aerului

$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_1}}[k-1]$ - gradientul densității relative a aerului

unde: $\Delta T_k[0k] = T'_k - T_k$ este diferența dintre temperatura aerului la intrarea din răcitor și temperatura aerului la ieșirea din răcitor.

$\theta[-]$ - raportul T'_k/T_2' unde $T_2'[0K]$ - temperatura de intrare a aerului de răcire sau a apei, în răcitor.

$\eta_p[-]$ - coeficientul de calitate al creșterii densității aerului definit în [110].

4.6.1. Definirea relațiilor pentru criteriile termodinamice de evaluare a răcitoarelor

Creșterea relativă a densității aerului

Acest criteriu este definit după cum urmează:

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{\rho_{3r} - \rho_s}{\rho_s} \quad (132)$$

unde:

- $\rho_{3r}[kg/m^3]$ - este densitatea aerului după răcitor

- $\rho_s[kg/m^3]$ - este densitatea aerului după suflantă

$$\rho_{3r} = \frac{p_k' \Delta p_k}{R T_k} \quad (133)$$

și

$$\rho_s = \frac{p_k'}{R T_k} \quad (134)$$

unde: - $p_k \cong p_s [Pa]$ - presiunea aerului în fața răcitorului

- $\Delta p_k [Pa]$ - căderea de presiune a aerului în răcitor

- $R [J/(kg.K)]$ - constanta aerului

Relațiile (133) și (134) au fost stabilite în condițiile care aerul este considerat un gaz perfect și neglijând variațiile de presiune și temperatură din colectorul de admisiune care leagă suflanta de răcitor.

Introducând (133) și (134) în (132) rezultă:

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{p_k' - \Delta p_k}{p_k'} \cdot \frac{T_k'}{T_k} - 1 \quad (135)$$

sau altfel scris:

$$\overline{\Delta\rho} = \sigma_r \cdot \frac{T_k'}{T_k} - 1 \quad (135a)$$

Pentru stabilirea unei legături între $\overline{\Delta\rho}$ și răcitor, eficiența E_r este introdusă ca o caracteristică de exploatare a răcitorului

$$E_r = \frac{T_k' - T_k}{T_k' - T_2'} \quad (136)$$

de unde:

$$T_k = T_k' - E_r(T_k' - T_2') \quad (136a)$$

Dacă notăm $\theta = \frac{T_k'}{T_2'}$ atunci rezultă:

$$\frac{T_k}{T_k'} = 1 - E_r \left(1 - \frac{1}{\theta}\right) \quad (137)$$

și

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{\sigma_r}{1 - E_r \left(1 - \frac{1}{\theta}\right)} - 1 \quad (138)$$

Introducând (136 a) în (135) rezultă:

$$\Delta\rho = \frac{T_k'(E_r + \sigma_r - 1) - E_r \cdot T_2'}{T_k'(1 - E_r) + E_r \cdot T_2'} \quad (139)$$

Creșterea relativă a densității aerului este deci o funcție de forma:

$$\overline{\Delta\rho} = f_1(T_k, E_r, \sigma_r, T_2') \quad (140)$$

sau după (138):

$$\overline{\Delta\rho} = f(\sigma_r, E_r, \theta) \quad (141)$$

Gradientul de creștere a densității relative a aerului

Acest criteriu este definit astfel:

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = \frac{\overline{\Delta\rho}}{\Delta T_k} \quad (142)$$

unde:

$$\Delta T_k = T'_k - T_k = E_r(T'_k - T'_2) \quad (143)$$

Introducând (143) în (142) rezultă

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = \frac{\overline{\Delta\rho}}{T'_2 E_r \left(\frac{T'_k}{T'_2} - 1 \right)} \quad (144)$$

Păstrând notația raportului temperaturilor de la intrare în răcitor astfel

$$\theta = \frac{T'_k}{T'_2}$$

atunci:

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = \frac{\overline{\Delta\rho}}{T'_2 \cdot E_r (\theta - 1)} \quad (145)$$

Gradientul relativ al densității aerului este deci o funcție de forma:

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = f_2(\overline{\Delta\rho}, E_r, \theta) \quad (146)$$

fiind cel mai eficient criteriu de apreciere al schimbătorului de căldură.

Coeficientul creșterii calitative a densității aerului.

Acesta este raportul dintre creșterea densității aerului admis în răcitor și maximul teoretic de creștere a densității în răcitor, neglijând pierderile de presiune și imperfecțiunea transferului de căldură.

Această creștere poate fi obținută pentru o suprafață infinită de trecere a fluxului de aer și de schimb de căldură, astfel încât $T'_1 = T'_2$, unde T'_2 este temperatura aerului ambiant sau a apei de răcire.

Creșterea reală a densității aerului cald permisă de răcitor este:

$$\Delta\rho = \frac{1}{R} \left(\frac{p_{k'} - \Delta p_k}{T_k} - \frac{p_1}{T'_k} \right) \quad (147)$$

și maximum posibil este:

$$\Delta\rho_{\max} = \frac{p_{k'}}{R} \left(\frac{1}{T'_2} - \frac{1}{T'_k} \right) \quad (148)$$

Cu acestea expresia creșterii calitative a densității este:

$$\eta_\rho = \frac{\Delta\rho}{\Delta\rho_{\max}} = \frac{\frac{T'_k}{T_k} \left(1 - \frac{\Delta p_k}{p_{k'}}\right) - 1}{\frac{T'_k}{T_2} - 1} = \frac{\theta \cdot \sigma_r - 1}{\theta - 1} \quad (149)$$

Din (135) și (149) rezultă:

$$\eta_\rho = \frac{\overline{\Delta\rho}}{\theta - 1} = \frac{\overline{\Delta\rho} \cdot T'_2 \cdot E_r}{\Delta T_k} \quad (150)$$

de unde rezultă funcționala acestei expresii

$$\left. \begin{aligned} \eta_\rho &= f_3(\overline{\Delta\rho}, \theta, \sigma_r) \\ \text{sau} \\ \eta_\rho &= f_3(\overline{\Delta\rho}, T'_2, \Delta T_k, E_r) \end{aligned} \right\} \quad (151)$$

Comparând (144) și (150) rezultă:

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = \frac{\eta_\rho}{T'_2 \cdot E_r} \quad (152)$$

Pentru T'_2 și E_r , $\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}}$ dați dintre $\overline{\Delta\rho}$ și η_ρ acest ultim criteriu este mult mai cuprinzător așa cum se va vedea în continuare din diagramele care arată variația acestuia funcție de diferiți parametri.

4.6.2. Relații dintre indicii de evaluare termodinamică a răcitorului de aer

Utilizând raportul θ acesta ne permite o mai simplă abordare analitică a studiului valorilor $\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}}$, $\overline{\Delta\rho}$ între ele putându-se stabili o corelație care definește interdependența suflantă-răcitor-motor.

Introducând θ în relațiile (139), (144) și scriind (150) rezultă:

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{\theta(E_r + \sigma_r - 1) - E_r}{\theta(1 - E_r) + E_r} \quad (153)$$

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = \frac{\overline{\Delta\rho}}{T'_2 \cdot E_r \cdot (\theta - 1)} \quad (154)$$

$$\eta_\rho = \frac{\overline{\Delta\rho}}{\theta - 1} \quad (155)$$

Pentru $E_r = \text{constant}$ și $\sigma_r = \text{constant}$ criteriile $\overline{\Delta\rho}_{\Delta T_k}$ și η_ρ au un maximum la valoarea θ definită mai jos:

$$\theta = 1 + \sqrt{1 - \sigma_r \left(1 + \frac{1 - \sigma_r}{E_r - 1}\right)} \quad (156)$$

4.6.3 Stabilirea relațiilor dintre creșterea eficienței răcitorului E_r și creșterea căderii de presiune pe răcitor

Ipoteze simplificatoare.

Relațiile au fost stabilite admitând următoarele ipoteze:

- regimul de transfer de căldură este staționar, iar coeficientul de transfer termic și capacitățile calorice masice sunt independente de temperatură;
- $\overline{\Delta\rho} = \text{constant}$, respectiv creșterea căderii de presiune este compensată de creșterea funcției E_r

Relații de calcul ale valorii ΔE_r

Pe baza condiției $\overline{\Delta\rho} = \text{constant}$ și a relațiilor dintre indicii de evaluare termodinamică, au fost deduse relațiile de mai jos. În relația (157) se consideră o creștere a căderii de presiune din răcitor și corespunzător, o creștere ΔE_r necesară pentru menținerea constantă a lui $\overline{\Delta\rho}$ din care, prin aplicarea proprietăților unui șir de rapoarte egale, se deduce relația (158) apoi relația (159) pentru ΔE_r .

Relația (160) se obține prin înlocuirea lui $\overline{\Delta\rho}$ din relația (154) în ecuația (159) iar ecuația (161) exprimând pe $\overline{\Delta\rho}$ în funcție de ρ_g din relația (155).

a) Creșterea relativă a densității aerului

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{\theta(E_r - \sigma_r - 1) - E_r}{\theta(1 - E_r) + E_r} = et \quad (157)$$

$$\overline{\Delta\rho} = \frac{\Delta E_r(\theta - 1) - \theta \cdot \Delta\sigma_r}{\Delta E_r(1 - \theta)} \quad (158)$$

Din aceasta rezultă:

$$\Delta E_r = \frac{1}{1 + \overline{\Delta\rho}} \cdot \frac{\theta}{\theta - 1} \Delta\sigma_r \quad (159)$$

b) Creșterea eficienței răcitorului funcție de gradientul creșterii densității relative:

$$\Delta E_r = \frac{1}{1 + T'_2(\theta - 1)E_r \cdot \overline{\Delta\rho}_{\Delta T_k}} \cdot \frac{\theta}{\theta - 1} \cdot \Delta\sigma_r \quad (160)$$

c) Creșterea eficienței răcitorului funcție de creșterea calitativă a densității aerului

$$\Delta E_r = \frac{1}{1 + \eta_\rho(\theta - 1)} \cdot \frac{\theta}{\theta - 1} \cdot \Delta \sigma_r \quad (161)$$

Din relațiile (159),(160),(161) și rezultatele calculului se deduc următoarele influențe asupra lui ΔE_r :

- principala influență o are θ respectiv π_k ; odată cu scăderea lui θ , raportul $\theta/(\theta - 1)$ crește foarte rapid, determinând o creștere similară a lui ΔE_r . Influența lui θ se manifestă mai puțin în cazul $\overline{\Delta \rho_{\Delta T_1}}$ și η_{gr} , la care creșterea lui θ conduce la diminuarea influenței raportului $\theta/(\theta - 1)$;

- valoarea lui ΔE_r crește proporțional cu $\Delta \sigma_r$, ceea ce conduce în toate cazurile la scăderea indicilor de evaluare termodinamică.

- în toate cazurile ΔE_r necesar compensării efectului lui $\Delta \sigma_r$, scade cu mărirea indicilor de evaluare termodinamică.

4.6.4 Compararea indicilor de evaluare termodinamică a două răcitoare având caracteristicile de exploatare și căderile de presiune pe partea aerului cald diferite

Influența căderii de presiune de partea aerului cald asupra indicilor de evaluare rezultă și din determinarea valorilor acestora; pentru două răcitoare R_1 și R_2 având $E_{r_1} < E_{r_2}$ și $a < b$ (unde a și b sunt $1 - \sigma_{r-1}$ și $1 - \sigma_{r-2}$)

Compararea indicilor de evaluare termodinamică a răcitoarelor se face după criteriile:

a) condiția $\overline{\Delta \rho_1} \geq \overline{\Delta \rho_2}$

$$\frac{\theta(E_{r_1} - a) - E_{r_1}}{\theta(1 - E_{r_1}) + E_{r_1}} \geq \frac{\theta(E_{r_2} - b) - E_{r_2}}{\theta(1 - E_{r_2}) + E_{r_2}} \quad (162)$$

$$\theta \leq \frac{1}{1 + \frac{b-a}{E_{r_1} - E_{r_2} + aE_{r_2} - bE_{r_1}}} \quad (163)$$

b) condiția $\overline{\Delta \rho_{\Delta T_{k_1}}} \geq \overline{\Delta \rho_{\Delta T_{k_2}}}$

$$\frac{\theta(E_{r_1} - a) - E_{r_1}}{[\theta(1 - E_{r_1}) + E_{r_1}]E_{r_1}} \geq \frac{\theta(E_{r_2} - b) - E_{r_2}}{[\theta(1 - E_{r_2}) + E_{r_2}]E_{r_2}} \quad (164)$$

$$A \cdot \theta^2 + B \cdot \theta + C \geq 0 \quad (165)$$

$$\theta \geq \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (166)$$

în care:

$$A = E_{r_1} - E_{r_2} + \frac{b}{E_{r_2}} - \frac{a}{E_{r_1}} + a \frac{E_{r_2}}{E_{r_1}} - b \frac{E_{r_1}}{E_{r_2}} \quad (167)$$

$$B = 2(E_{r_2} - E_{r_1}) - a \frac{E_{r_2}}{E_{r_1}} + b \frac{E_{r_1}}{E_{r_2}} \quad (168)$$

$$C = E_{r_1} - E_{e_2} \quad (169)$$

Concluzii.

a) Factorul de influență principal pentru indicii de evaluare termodinamică este raportul temperaturilor θ , respectiv raportul de comprimare în suflantă $\pi_{k'}$.

b) Căderea relativă de presiune pe partea aerului cald trebuie redusă la minimum impus de tehnologia de fabricație și gabaritul răcitorului.

c) Caracteristica de exploatare a răcitorului, E_r , pentru presiuni de admisiune mari are ca efect îmbunătățirea indicilor de evaluare termodinamică în cazul menținerii constante a căderii relative de presiune pe partea aerului cald.

d) Optimizarea funcționării răcitoarelor de aer este determinată de domeniul și gradul de supraalimentare al motorului. Pentru presiuni de supraalimentare mici pot fi mai avantajoase răcitoare cu E_r și $1 - \sigma_r$ mai reduse.

O optimizare riguroasă necesită trasarea variației indicilor de evaluare termodinamică pentru diferite valori ale lui $1 - \sigma_r$ funcție de presiunea de supraalimentare.

Influența parametrilor de lucru ai răcitorului asupra criteriilor de evaluare termodinamică

Influența eficacității răcitorului E_r (fig.20,21)

Din analiza ecuațiilor (153),(154),(155) considerând $\theta = \text{constant}$, teoretic maximumul valorii criteriilor de evaluare termodinamică se obțin la $E_r = 1$ și anume când $T'_k = T'_2$ care actualmente este imposibilă. În practică $E_r < 1$.

Influența căderilor de presiune $\Delta p_k/p_{k'} = 1 - \sigma_r$ (fig.20,21)

Din (139),(142),(150) următoarele criterii: $\overline{\Delta\rho}$, $\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}}$, η_ρ are o descreștere liniară odată cu creșterea raportului relativ $\Delta p_k/p_{k'} = 1 - \sigma_r$.

Creșterea $\Delta p_k/p_{k'} = 1 - \sigma_r$ duce la o descreștere severă a criteriilor și deci și a parametrilor efectivi ai motorului menținându-se numai celelalte avantaje determinate de răcirea aerului. Din (153) considerând condiția $\overline{\Delta\rho} > 0$ rezultă

$$\theta \geq \frac{E_r}{E_r - \frac{\Delta p_k}{p_{k'}}} = \frac{E_r - 1}{E_r + \sigma_r - 1} \quad (170)$$

Influența raportului temperaturilor de intrare în răcitor θ (fig.20.21)

Scăderea raportului θ conduce la diminuarea semnificativă a valorilor $\overline{\Delta\varphi}$ și η_p

Pentru determinarea π_s , funcție de parametrii criteriilor de evaluare termodinamică a răcitorului se folosesc relațiile:

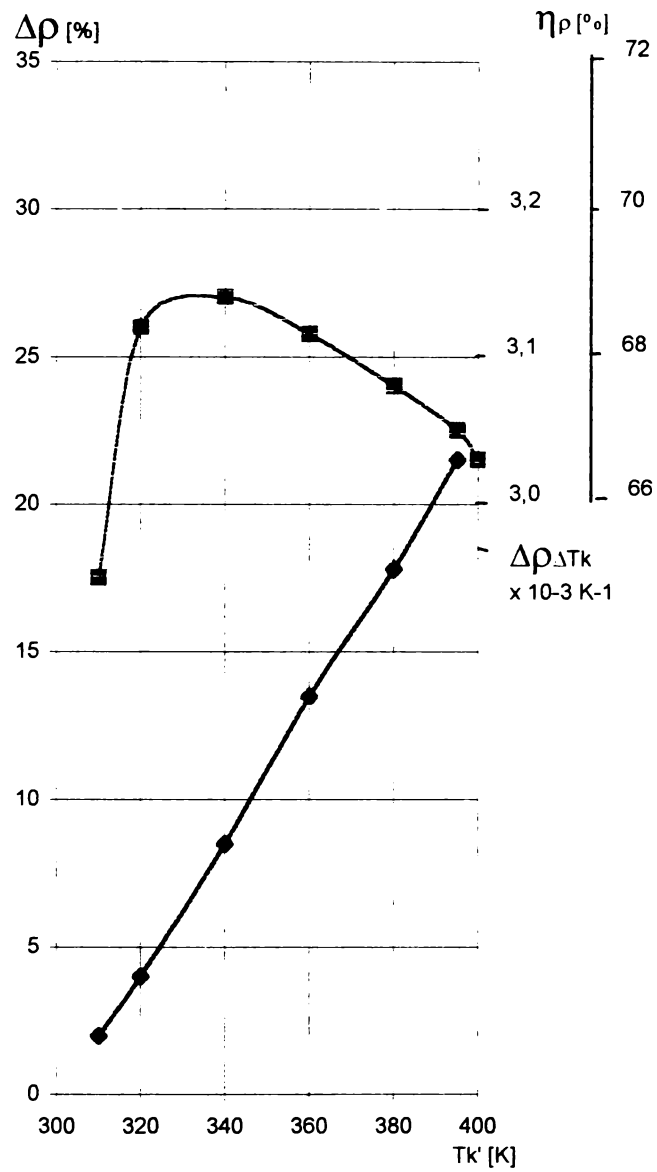
$$T_{k'} = T_2^* \cdot \pi_s^{(m_s - 1)/m_s} \quad (171)$$

$$\theta = \pi_s^{(m_s - 1)/m_s} \quad (172)$$

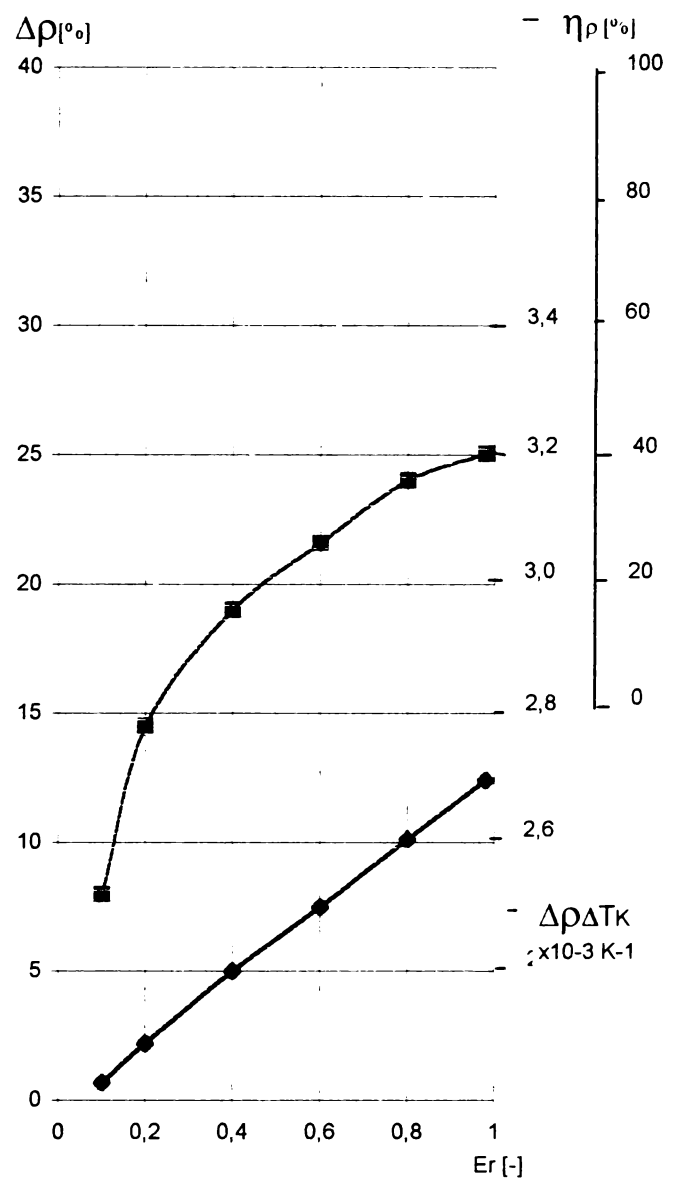
$$\pi_s = \theta^{m_s / (m_s - 1)} \quad (173)$$

unde:

- π_s [-] este raportul de comprimare din suflantă
- m_s este coeficientul politropic de comprimare pentru compresoare axiale sau radiale.

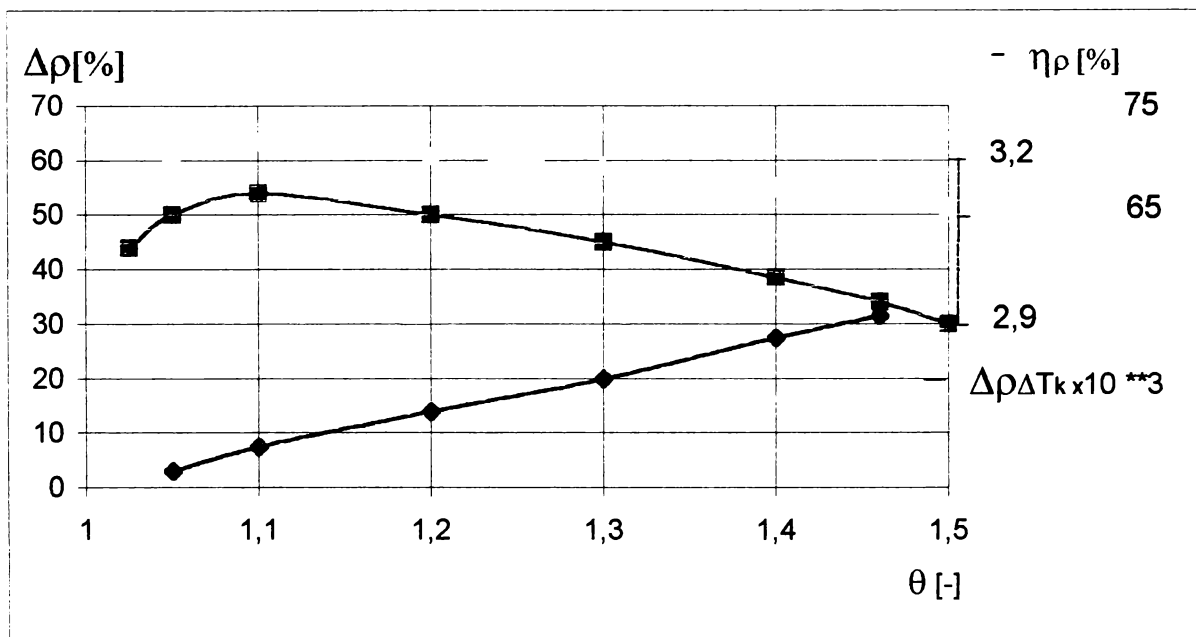
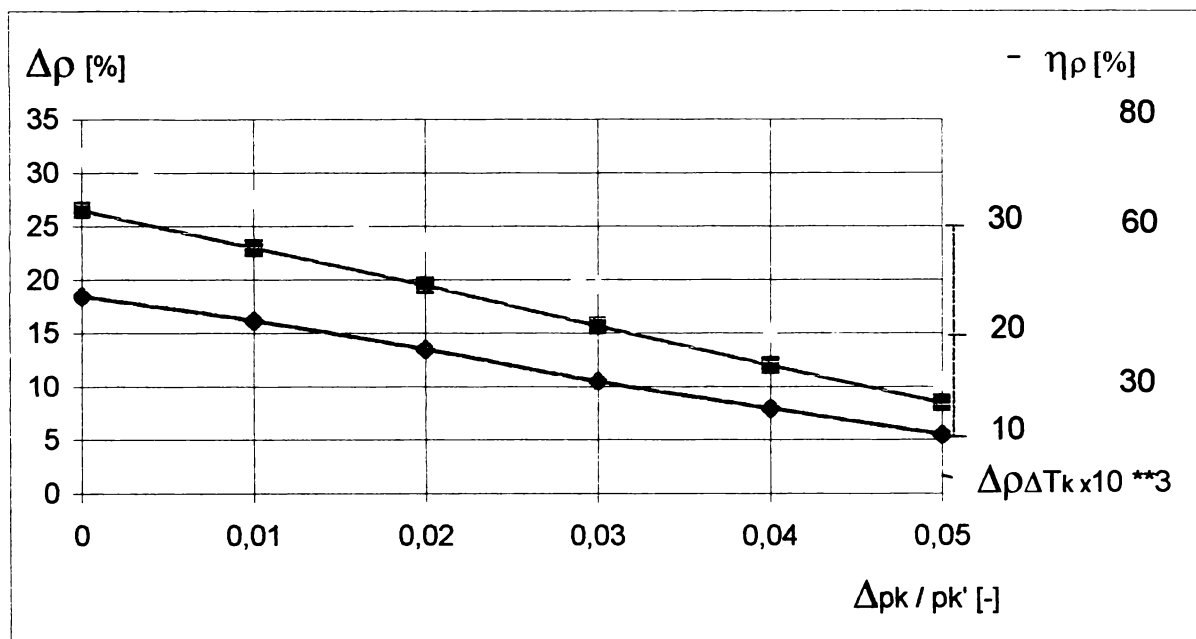
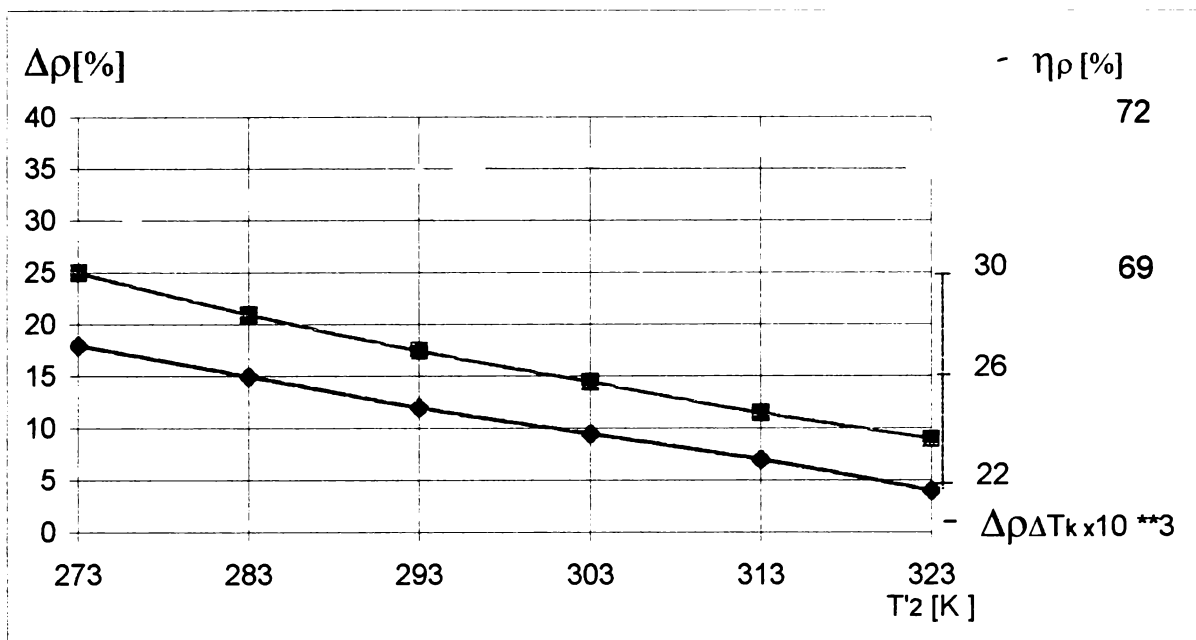


- a)



- b)

- fig.20 Variatia densitatii relative a aerului ($\Delta\rho$), a gradientului cresterii densitatii relative a acestuia ($\Delta\rho\Delta T_k$), a cresterii calitative a densitatii sale ($\eta\rho$) functie de temperatura acestuia dupa suflanta sau eficienta racitorului



– fig. 21 Variatia cresterii densitatii, a coeficientului cresterii calitative a densitatii si a gradientului densitatii relative, a aerului functie de temperatura de intrare a apei in racitor, de raportul dintre caderea de presiune in racitor si presiunea aerului in fata racitorului si de raportul $\theta = T_k' / T'^2$

4.7 Calculul și analiza proceselor de funcționare ale DTSR

Pentru abordarea teoretică a proceselor de lucru ale DTSR prin diferențe finite este necesară stabilirea unor interconexiuni generale între orice variație a variabilei dependente j și elemente finite ale variabilelor independente alese i .

Definirea separației dintre variabilele dependente și independente s-a făcut prin tabelul nr.3, iar pentru a se clarifica deosebirea denumirii variabilelor se specifică că cele independente sunt considerate constante.

În general acuratețea descrierii acestor interconexiuni ale proceselor de funcționare ale DTSR este determinată de:

- coeficienții de umplere și baleiaj - η_v, φ
- randamentul indicat al DTSR - η_i
- temperatura gazelor evacuate din turbină - T_g
- presiunea medie efectivă de frecare - p_f
- condițiile de reglare ale DTSR:
 - a) avansul la injecție - α_{inj}
 - b) consumul specific de combustibil - c_e
- caracteristica compresorului - η_e
- caracteristica turbinei - η_T
- caracteristicile sistemului de admisie inclusiv ale răcitorului de aer și evacuare $\sigma_a, \sigma_r, \sigma_g, E_r$

Dacă se ține seama de aceste interconexiuni atunci pentru primele patru descrise mai sus se poate scrie ca exemplu:

$$\Delta j = \Delta j_i + \Delta j(\eta_v, \varphi, T_g, p_f) \quad (174)$$

unde:

a) Δj_i - creșterea parametrului j în interconexiunea directă cu variabila i

b) $\Delta j(\eta_v, \varphi, T_g, p_f)$ - creșterile suplimentare ale parametrului j implicit datorită coeficientului de umplere, coeficientului de baleiaj, temperaturii gazelor evacuate din turbină și presiunii medii efective de frecare la o variație a variabilei independente i , care la rândul lor se pot scrie:

$$\Delta j_i = P_{ij} \cdot \Delta i$$

$$\Delta j(\eta_v, \varphi, T_g, p_f) = p_{\eta_v j} \cdot \Delta \eta_v + P_{\varphi j} \cdot \Delta \varphi + P_{T_g j} \cdot \Delta T_g + P_{p_f j} \cdot \Delta p_f$$

După cum se va vedea în paragraful 4.7.1 $\Delta \eta_v, \Delta \varphi, \Delta T_g$ și Δp_f sunt funcții de T_k, γ_k, P_k, P_g și σ_m . De aceea pentru a arăta cum se formează valoarea

$$\Delta \eta_v = (K_{i\eta_v} + K'_{IJ} \cdot K'_J \eta_v) \cdot \Delta i$$

și implicit:

$$\Delta_j(\eta_v, \varphi, T_g, p_f) = \left(\sum_m K_{im} P_{mj} + \sum_m K_{ij} K_{jm} \cdot P_{mj} \right) \Delta_i$$

La fel se procedează dacă în cadrul modelului DTSR adoptat avem în vedere alte interconexiuni a căror programare o studiem sau dorim a o prescrie.

În cazul general pentru ecuația coeficientului de legătură a variabilei i asupra parametrului j luând în considerare toate conexiunile se poate scrie:

$$N_{ij} = P_{ij} + \Delta_\Sigma \cdot P_{ij} \quad (174')$$

unde $\Delta_\Sigma \cdot P_{ij}$ este partea din dreapta a egalității de mai sus scrisă pentru interconexiunea dorită.

Relația (174') arată că dacă folosim datele P_{ij} din tabelul nr.3 la care se adaugă suma corecțiilor legăturilor studiate $\Delta_\Sigma P_{ij}$ putem obține un nou tabel al coeficienților de legătură care ține cont de interconexiunile dorite.

Acest mod de studiu prin care se adaugă coeficienților de legătură ai motorului proiectat corecții limitate ca număr și axate pe interconexiunea de cercetat este un pas care apropie rezultatul proiectării de experimentarea motoarelor prin modelare pe calculator.

Cercetarea motoarelor diesel în acest fel poate avea mai multe aspecte:

- optimizarea funcțională a ansamblului [38],[59]
- optimizarea funcțională a auxiliarelor [32]
- obținerea unui repaus controlat al motorului la modificarea unui parametru de interdependență [35],[54]
- limitarea solicitărilor mecanice [41]
- reglarea motorului pe baza unei predicții limitative de calcul (ex. la conducerea prin calculator a motoarelor navale [53],[110],[117],[121],[123])

În conformitate cu cele mai sus amintite prezentăm în fig.22 din multitudinea probabilităților de optimizare a proceselor funcționale a DTSR schema structurală a coeficienților de legătură între un parametru oarecare j și cinci influențe:

- randamentul indicat η_i
- randamentul de umplere η_v
- coeficientul de baleiaj φ
- temperatura gazelor de ieșire din motor T_g
- presiunea medie efectivă de frecare a elementelor motorului p_f

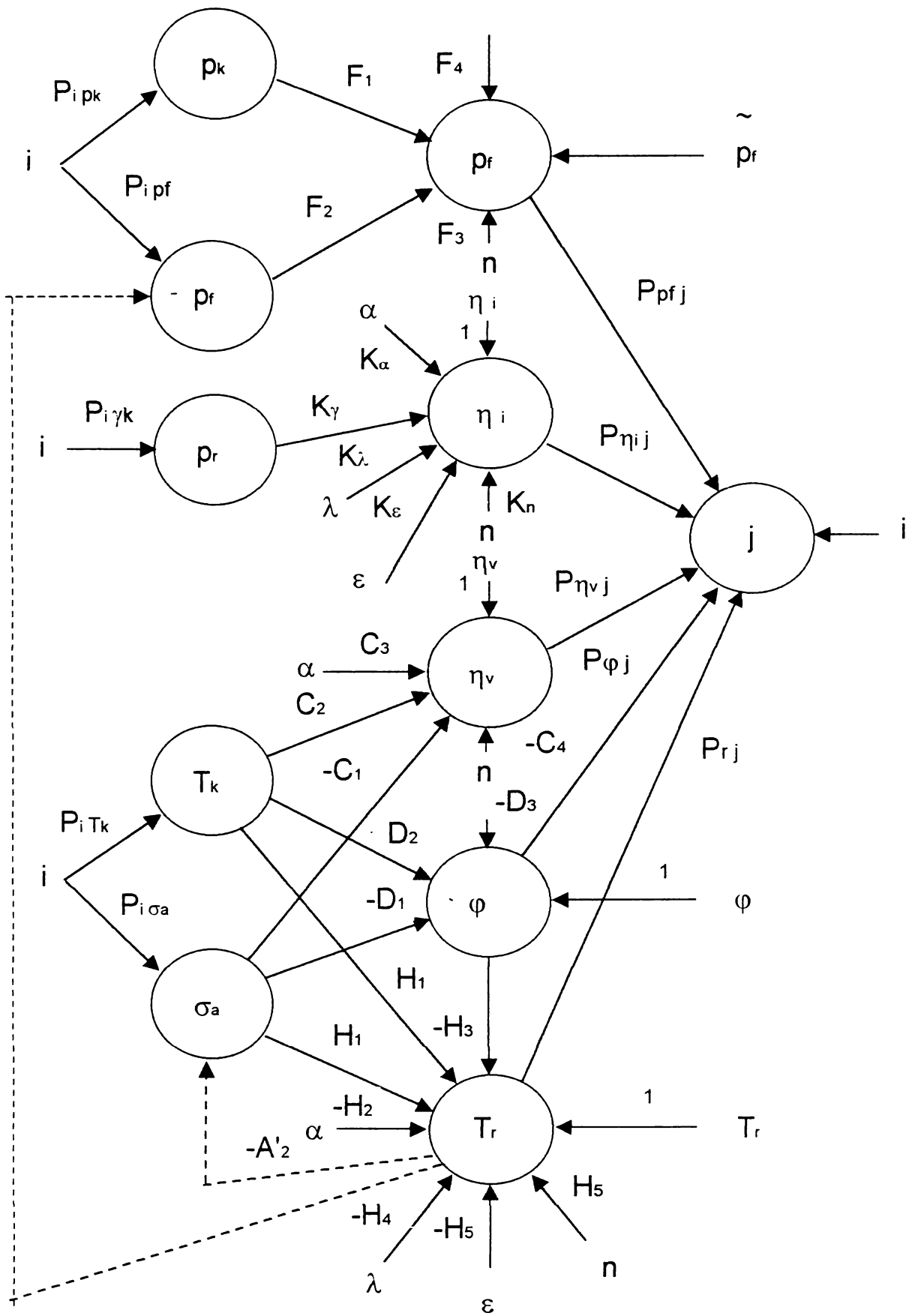


fig.22 Schema structurala a coeficientilor de legatura dintre un parametru j si $\eta_i, \eta_v, \phi, T_g$ si p_f

La stabilirea variațiilor Δj se folosesc pentru $\eta_i, \eta_v, \varphi, T_g, p_f$ relații semiempirice care vor fi prezentate în continuare așa cum au fost utilizate în lucrare și cum au fost găsite în diverse lucrări de specialitate [5],[50],[79],[81],[89],[98].

În mod inițial se arată în continuare și unele relații semiempirice pentru interdependențele funcționale ale DTSR.

4.7.1 Relațiile semiempirice ale coeficienților de umplere și baleiaj, a randamentului indicat, a temperaturii gazelor de evacuare și a presiunii medii efective de frecare

În lucrările tehnice asupra m.a.i. lipsesc ecuații sigure analitice pe baza cărora să se poată calcula suficient de precis coeficienții de umplere și baleiaj ai DTS, să se determine randamentul indicat, să se calculeze pierderile mecanice și termice în motor. De obicei acești parametri și interdependența lor cu condițiile procesului de lucru se stabilesc pe baza unor dependențe empirice corespunzătoare. După cum arată aceste relații, adeseori acestea au o oarecare generalizare și permit utilizarea lor în calculele proceselor de lucru ale dieselelor cu supraalimentare pentru stabilirea nu numai a legăturilor calitative dar și pentru relații cantitative.

Aceste ecuații empirice folosite pentru calculul coeficienților de umplere, baleiaj, randament imediat, presiune medie efectivă de frecare și temperatura gazelor de evacuare a dieselului supraalimentat, se utilizează la aprecierea coeficienților de legătură, determinați în interdependență cu parametrii calculați și cu variabilele de graniță în procesul de lucru real al DTS.

Coeficienții empiric determinați au fost analizați funcție de eroarea de calcul pe care o provoacă.

Coeficientul de umplere și baleiaj

Literatura de specialitate [55],[59],[79],[80],[81] prezintă acești coeficienți. În lucrare se utilizează din sursa bibliografică [80] formulele (175) și (176)

$$\eta_v = \frac{\xi \cdot \epsilon}{k\delta(\epsilon - 1)} \left(1 - A \frac{n^2}{T_k} \right) - \frac{\xi\gamma}{k\delta(\epsilon - 1)} \left(\sigma_m + \frac{An^2}{T_k} \right) +$$

$$+ \frac{k-1}{k\delta} \mu_u - \xi B' \left(1 - \frac{An^2}{T_k} \right) \quad (175)$$

$$\varphi = 1 + \theta, \theta = \mu \frac{\overline{F}_\varphi}{n\eta_v} \Psi \sqrt{T_k} \quad (176)$$

care pot fi puse sub forma diferențelor mici astfel:

$$\Delta\eta_v = -C_1\Delta\sigma_m + C_2\Delta T_k + C_3\Delta\alpha - C_4\Delta n + \Delta\tilde{\eta}_v \quad (177)$$

$$\Delta\varphi = \tilde{\Delta}\varphi - D_1\sigma_m + D_2\Delta T_k - D_3\Delta n \quad (178)$$

unde se arată coeficienții:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= |H_{\sigma_m\eta_v}| = \frac{0,7}{\varepsilon-1}\sigma_m \\ C_2 &= |H_{T_k\eta_v}| = 0,85 \left(\frac{P_k}{P_a} - 1 \right) + \frac{\delta-1}{\delta} \\ C_3 &= |H_{\alpha\eta_v}| = \frac{\delta-1}{\delta} \\ C_4 &= |H_{n\eta_v}| = 2 \left(\frac{P_k}{P_a} - 1 \right) - 2,4 \frac{\xi-1}{\xi} \end{aligned} \right\} \quad (179)$$

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= |H_{\sigma_m\varphi}| = \frac{\varphi-1}{\varphi} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{1-0,5(k+1)\sigma_m^{\frac{k-1}{k}}}{1-\sigma_m^{\frac{k-1}{k}}} \\ D_2 &= |H_{T_k\varphi}| = 0,5 \frac{\varphi-1}{\varphi} \\ D_3 &= |H_{n\varphi}| = \frac{\varphi-1}{\varphi} (1 + H_{n\eta_v}) \end{aligned} \right\} \quad (180)$$

Dacă se precizează că $\delta = T_a/T_k$ este creșterea de temperatură a aerului de supraalimentare ΔT ca urmare a încălzirii sale de la pereții cilindrului, că $\Delta T = 30/\alpha$ [80] și valorile limită de control pentru $\xi = 1,02 - 1,04$, $\delta = 1,3 - 1,10$, $\nu = 0,9 - 0,95$, $B^t = 1,07 - 1,1$, $\mu_u = 0,85 - 0,9$, $P_a/P_k = 0,9 - 0,95$, $\eta_v = 0,92 = 0,95$, $H_{n\mu} = -(0,5 - 0,6)$, $K_{\sigma_m} = -(0,4 - 0,35)$ atunci se pot defini cei doi coeficienți în conformitate cu cele prezentate în [80], care se utilizează sub forma (177)(178) în continuare.

Coeficientul de debit μ a fost determinat în lucrare (Anexa nr.1) pentru calculele de modelare a interfeței tubulatură de admisie - cilindru. În cadrul sistemului de programare teoretică a interacțiunii motor - tubosuflantă-răcitor de aer coeficientul de debit μ a fost considerat constant întrucât afectează puțin T_k , σ_m și n la calcule cu diferențe mici.

Randamentul indicat al DTSR

Există diferite formule care modelează acest parametru. Pornind de la $p_i = p_{ic} \cdot \eta_w$ se definește randamentul indicat:

$$\eta_i = 1,985 \cdot \frac{p_{ic} \cdot \eta_w \cdot T_k \cdot \alpha \cdot L_0}{H_i \cdot p_k \cdot \eta_v}$$

sau sub alte forme precum [92],[98]:

$$\eta_i = \eta_{i0} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^\alpha}\right) \eta_\alpha \cdot \eta_\lambda \cdot \eta_\gamma \cdot \eta_n$$

$$\eta_i = \eta_{i0m} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{0,21}}\right) \eta_\alpha \cdot \eta_t \cdot \eta_\gamma$$

unde noi nu explicităm factorii sau termenii întrucât se va întrebuița după [80] formula:

$$\eta_i = \eta_t - \Psi_i \quad (181)$$

[80] detaliază calculul pentru η_t întrucât valoarea absolută Ψ_i este de 4-5 ori mai mică și estimează eroarea de apreciere pentru randamentul indicat la o eroare de 5% pentru Ψ de 1-1,3%.

Astfel formula utilizată este:

$$\eta_t = 1,985 \cdot \frac{t_0}{H_i} \alpha \left[\frac{\mu_0 \cdot T_z}{k_2 - 1} (k_2 - \delta_u^{1-k_2}) - \lambda T_c - \frac{T_c - T_a}{k_1 - 1} \right] \quad (182)$$

Această formulă pusă sub formă de diferențe mici devine:

$$\Delta \eta_t = H_{\epsilon \eta_t} \cdot \Delta \epsilon + H_{\alpha \eta_t} \cdot \Delta \alpha + H_{\lambda \eta_t} \cdot \Delta \lambda \quad (183)$$

Ea se utilizează în această lucrare. Pentru ușurința modelării se dau sub formă empirică coeficienții:

$$\left. \begin{aligned} H_{\epsilon \eta_t} &= -1,756494 \cdot \alpha^{\frac{1}{T}} \cdot e^{\frac{1}{\lambda} \alpha} \\ H_{\alpha \eta_t} &= -1,3487365 \cdot \alpha^{\frac{1}{T}} \cdot e^{\frac{1}{\lambda} \alpha} \\ H_{\lambda \eta_t} &= -1,1291747 \cdot \alpha^{\frac{1}{T}} \cdot e^{\frac{1}{\lambda} \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (184)$$

Utilizând formula (181) și schimbând-o sub formă de diferențe mici, după determinarea și a pierderilor termice se obține:

$$\Delta \eta_i = \Delta \eta_t + K_\alpha \cdot \Delta \alpha + K_\epsilon \cdot \Delta \epsilon + k_\lambda \cdot \Delta \lambda - K_\gamma \cdot \Delta T_k + K_n \cdot \Delta n \quad (183)$$

unde pentru ușurința modelării s-au folosit în formă empirică coeficienții:

$$\left. \begin{aligned} K_\alpha &= 0,36158999 \cdot e^{\frac{1}{\epsilon} \alpha^2 + \frac{1}{\lambda} \alpha} \\ K_\epsilon &= 0,3538011 \cdot e^{\frac{1}{\epsilon} \alpha^2 + \frac{1}{\lambda} \alpha} \\ K_\lambda &= 0,39774899 \cdot e^{\frac{1}{\epsilon} \alpha^2 + \frac{1}{\lambda} \alpha} \\ K_\gamma &= -0,011 + 0,005133136 \cdot e^{\beta \cdot \gamma_c} \\ k_n &= 0,037412521 \cdot e^{-0,22917471 \cdot \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (184)$$

Temperatura gazelor de evacuare

În literatura de specialitate [50],[98] T_g se calculează pe baza cantității de căldură conținută în gazele de ardere utilizând un coeficient de corecție δ_g . Astfel se scrie:

$$\nu_m \cdot \epsilon_{pg} \cdot T_g = \epsilon_p \cdot T_k + \delta_g \cdot \frac{H_i(1 - \eta_t)}{\alpha \cdot \varphi \cdot l_0} \quad (185)$$

Transpunând această relație în diferențe mici se ajunge la:

$$\Delta T_g = \Delta \bar{T}_g + H_1 \cdot \Delta T_k + H_2 \cdot \Delta \alpha - H_3 \cdot \Delta \varphi - H_4 \cdot \Delta \lambda - H_5 \cdot \Delta \epsilon + H_6 \cdot \overline{\Delta n} + H_7 \cdot \sigma_m \quad (186)$$

relație pentru care prezentăm coeficienții diferențelor finite care utilizează:

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= 0,10521692 \cdot e^{\left(\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{T_k}\right)\alpha^2 + \frac{1}{\lambda}\alpha} \\ H_2 &= 0,3158214 \cdot \alpha^{\left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\epsilon}\right)} \cdot e^{\frac{1}{T_k}\alpha} \\ H_3 &= 0,57687865 \cdot \alpha^{\frac{1}{\lambda}} \cdot e^{\left(\frac{1}{T_k} + \frac{1}{\epsilon}\right)\alpha} \\ H_4 &= 0,65149247 \cdot \alpha^{\frac{1}{\lambda}} \cdot e^{\left(\frac{1}{T_k} + \frac{1}{\epsilon}\right)\alpha} \\ H_5 &= 0,0066574695 \cdot \alpha^{\frac{1}{\epsilon}} \cdot e^{\left(\frac{1}{T_k} + \frac{1}{\lambda}\right)\alpha} \\ H_6 &= \frac{96,949228}{\frac{1}{\alpha} + T_k} \\ H_7 &= \frac{127,61774}{\frac{1}{\alpha} + T_k} \end{aligned} \right\} \quad (185)$$

Presiunea medie efectivă de frecare

Mai multe lucrări [57],[80],[98] utilizează în calculele de modelare matematică a proceselor de funcționare a DTSR acest parametru definit astfel

$$p_f = p_{fm} - p_0 \quad (186)$$

Întrucât toate lucrările amintite mai sus abundă în metode de modelare matematică a p_f se scrie doar relația acesteia sub formă de diferențe mici astfel

$$\Delta p_f = -F_1 \Delta p_k + F_2 \Delta p_g + F_3 \Delta n + F_4 \Delta \epsilon + \Delta p_f \quad (187)$$

unde se determină $F_1 = F_4$ după relațiile empirice de mai jos:

$$\left. \begin{aligned}
 F_1 &= 78,606106 \left(\frac{p_e}{p_c}\right)^{-\frac{1}{\eta m}} \cdot e^{-\sigma_m \cdot \frac{p_e}{p_c}} \\
 F_2 &= 52,268988 \left(\frac{p_e}{p_c}\right)^{\frac{1}{\eta m}} \cdot e^{-\sigma_m \cdot \frac{p_e}{p_c}} \\
 F_3 &= 17950,97 \left(\frac{p_e}{p_c}\right)^{-\frac{1}{\eta m}} \cdot e^{-\frac{1}{\sigma_m} \cdot \frac{p_e}{p_c}} \\
 F_4 &= (0,3 - \theta; 5)F_3
 \end{aligned} \right\} \quad (188)$$

4.7.2 Relații semiempirice pentru interdependențele funcționale ale DTSR

În lucrare DTSR este privit ca motor cu reglarea cantității de combustibil injectate, de asemenea cu caracteristici date ale sistemului de supraalimentare, sistemului de admisie, evacuare și de răcire a aerului de supraalimentare.

Luarea în considerare a caracteristicilor acestor sisteme și a legilor acestora de reglare la analiza procesului de lucru a motorului, conduce la legături suplimentare între parametrii ciclului DTSR, condiționate de caracteristicile agregatului de supraalimentare, de condițiile de reglare a motorului (în special, modificarea sau păstrarea constantă a debitului de combustibil și unghiul de avans la injecție la modificarea parametrilor interni de interacțiune asupra procesului.)

Prin utilizarea pe motor a răcitorului de aer, și de asemenea a celorlalte auxiliare de pe traseul de admisie și evacuare (filtru de aer, atenuatoare de zgomot, etc) implică neapărat luarea în considerare a unor noi legături, apreciate după caracteristicile acestora.

Toate acestea se reflectă asupra coeficienților de legătură ai diferitelor variabile i asupra parametrilor dependenți j ai motorului real.

Se modifică prin aceasta și componența variabilelor independente. În special parametrii procesului $\pi_k, \alpha, \lambda, \eta_k, \eta_T, \omega_r, \sigma_i$ și σ_g care la analiza ciclului real a DTSR modelat puteau fi socotite variabile independente (spre exemplu, în varianta de calcul a regimului nominal;), la motorul real aceștia se raportează la parametri - funcționali, în acest fel trec de la categoria variabile i independente în categoria celor dependente.

Caracteristicile fiecărui motor, îndeosebi schimbul de încărcătură, amestecul și cedarea de căldură vor fi în principal luate în considerare prin mărimile parametrilor inițiali $\eta_{i0}, \varphi_0, \eta_{i0}$ și T_{g0} . Legea după care se modifică relativ acești parametri funcție de variabilele de graniță ale ciclului la diverse motoare realizate diferă puțin și în acest sens, pot fi approximate prin mediere.

Pentru aprecierea influenței asupra proceselor de funcționare ale DTSR, date de valorile inițiale ale parametrilor $\eta_{i0}, \eta_{i0}, \varphi_0, p_{f0}$ și T_{g0} anterior au fost prezentate creșterile relative $\tilde{\eta}_v, \Delta\tilde{\eta}_i, \Delta\tilde{\varphi}, \Delta\tilde{p}_f, \Delta\tilde{T}_g$ ca termeni de corecție. În continuare se prezintă alte dependențe care condiționează interdependențe între motor și auxiliare.

Relații dependente de reglarea motorului.

Din toate situațiile posibile de reglare ale motorului vom urmări neapărat păstrarea constantă a debitului ciclic de combustibil g_e și a avansului la injecție.

Condiția $g_c = \text{var.}$ trece în categoria parametrilor - funcție a coeficientul excesului de aer în cilindrul motorului, corespunde care se vede din relația [80]:

$$\alpha = \frac{\gamma_k \eta_v}{g_c - 1} \quad (189)$$

aceasta pusă sub formă lineară (t_0 se consideră constant) se obține:

$$\Delta\alpha = \Delta\gamma_k + \Delta\eta_v - \Delta g_c \quad (190)$$

Condiția $\alpha_{inj} = \text{var.}$ trece în rândul variabilelor creșterea presiunii de ardere. Pentru aproximarea analitică a variabilei λ funcție de parametrii procesului de lucru aceasta se pune sub forma [80]:

$$\lambda = 1 + \frac{p_z - p_c}{p_c} = 1 + f_\lambda$$

Din ecuația de stare a gazelor scrisă pentru punctele c și z a ciclului motor:

$$f_\lambda = \frac{k_g - 1}{k_g} \cdot \frac{Q_z}{p_c \cdot V_c}$$

unde Q_z - cantitatea de căldură degajată prin arderea combustibilului până în momentul atingerii presiunii maxime de ardere p_z .

Modificarea relativă a lui λ este:

$$\bar{\lambda} = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0} f_\lambda = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0} \cdot \frac{\bar{Q}_z}{\bar{p}_c \cdot \bar{V}_c} \quad (191)$$

Pentru $\bar{p}_c = \bar{p}_k \epsilon^{n_1}$ (raportul p_z/p_k se modifică neesențial) și $\bar{V}_c = \frac{1}{(\epsilon - 1)}$

$$\bar{\lambda} = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0} \cdot \frac{\bar{Q}_z}{\bar{p}_k} \cdot \frac{(\epsilon - 1)}{\epsilon^{n_1}}$$

Din literatura de specialitate [85] reiese că, cantitatea de căldură degajată până în momentul atingerii în cilindru a presiunii p_z va fi în principal dependentă de perioada întârzierii la aprindere a combustibilului τ_i și cantitatea de combustibil intrată în această perioadă. La rândul său, τ_i este o funcție de presiunea și temperatura de supraalimentare, raportul de comprimare și turația arborelui cotit al motorului, iar cantitatea de combustibil introdusă în cilindru motorului în perioada τ_i pentru unul și același sistem de injecție este proporțională cu g_c [85], [93], [109]. În final, această modificare Q_z va fi funcție de parametrii p_k, T_k, ϵ, n și g_c . De acești parametri va fi dependentă și proporțională cu funcția Q_z și funcția f_λ din (191) prezentată în raport relativ funcție de λ .

Se scrie dependența $f_\lambda = f(p_k, T_k, g_c, \epsilon, n)$ sub forma

$$\bar{f}_\lambda = \bar{p}_k^{-e_1} \cdot \bar{T}_k^{-e_2} \cdot \bar{n}^{-e_3} \cdot \bar{g}_c^{-e_4} \cdot \bar{\epsilon}^{-e_5} \quad (192)$$

unde $e_1 = 1, 2; e_2 = -1, 2 + 1, 5\lambda_0; e_3 = 4, 6 - 2, 4\lambda_0; e_4 = 0, 3; e_5 = e_2$

Pe baza relațiilor (191) și (192) obținem ecuația micilor diferențe pentru calculul modificării relative λ :

$$\Delta\lambda = K_{p_k} \lambda \cdot \Delta p_k + K_{T_k} \lambda \cdot \Delta T_k + K_n \lambda \cdot \Delta n + K_{g_c} \lambda \cdot \Delta g_c + k_\epsilon \lambda \cdot \Delta \epsilon + \Delta \bar{\lambda} \quad (193)$$

sau

$$\Delta\lambda = -E_1\Delta p_k - E_2\Delta T_k - E_3\Delta n + E_4\Delta g_c - E_5\Delta\epsilon + \Delta\bar{\lambda} \quad (194)$$

unde :

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= |K_{p_k}\lambda| = \frac{\lambda_0^{-1}}{\lambda_0} e_1 \\ L_2 &= |K_{T_k}\lambda| = \frac{\lambda_0^{-1}}{\lambda_0} e_2 \\ L_3 &= |K_n\lambda| = \frac{\lambda_0^{-1}}{\lambda_0} e_3 \\ L_4 &= |K_{g_c}\lambda| = \frac{\lambda_0^{-1}}{\lambda_0} e_4 \\ L_5 &= |K_\epsilon\lambda| = \frac{\lambda_0^{-1}}{\lambda_0} e_5 \end{aligned} \right\} \quad (195)$$

Relațiile (195) exprimate empiric funcție de λ_0 utilizate în lucrare au fost:

$$L_1 = 1,5949395 \cdot \log \lambda_0 + 0,13020596$$

$$L_2 = 6,9523822 \cdot \log \lambda_0 - 0,90348012$$

$$L_3 = 7 - 2,4\lambda_0 - \frac{4,6}{\lambda_0}$$

$$L_4 = 0,3 - \frac{0,3}{\lambda_0}$$

$$L_5 = L_2$$

Lucrarea [80] arată o bună concordanță experimentală $\bar{\lambda} = f(\bar{p}_k, \bar{T}_k, \bar{g}_c, \bar{n})$.

Legea lui VIBE [108] discută și folosește aceeași factori direct sau indirect exceptând ϵ , ca și cei prezentați mai sus .

Relații datorate caracteristicii compresorului.

Caracteristicile compresorului pot fi puse sub forma:[78],[80]: $\pi_k, \eta_k = f(G_{iL}, \eta_{kL})$ și sunt tipice fiecărui compresor de aceea punerea acestora sub o formă universală este grea.

Creșterile relative ale parametrilor $G_{iL}, \eta_{kL}, G_i, \eta_k, p_0$ și T_0 sunt legate de ecuațiile prezentate în [80]:

$$\Delta G_{iL} = \Delta G_i + 0,5\Delta T_0 - \Delta p_0 - \Delta\sigma_i \quad (196)$$

$$\Delta \eta_k = \Delta \eta_k - 0,5\Delta T_0 \quad (197)$$

Pentru descrierea caracteristicilor compresorului [80] recomandă folosirea coeficienților:

a) pentru π_k și $G_{iL} = \text{constant}$ și pentru G_{iL} și $\pi_k = \text{constant}$

$$\left. \begin{aligned} k_\pi &= \frac{\Delta_a \pi_{kL}}{\Delta_a \pi_k} \cdot \frac{\pi_{k_0}}{n_{kL_0}} \\ k_G &= \frac{\Delta_a \pi_{kL}}{\Delta_a G_{iL}} \cdot \frac{G_{iL_0}}{n_{kL_0}} \end{aligned} \right\} \quad (198)$$

b) pentru π_k și $G_{iL} = \text{ct}$ și pentru G_{iL} și $\pi_k = \text{ct}$

$$\left. \begin{aligned} k'_\pi &= \frac{\Delta_a \eta_k}{\Delta_a \pi_k} \cdot \frac{\pi_{k0}}{\eta_{k0}} \\ k'_G &= \frac{\Delta_a \eta'_k}{\Delta_a G_{iL}} \cdot \frac{G_{iL0}}{\eta_{k0}} \end{aligned} \right\} \quad (199)$$

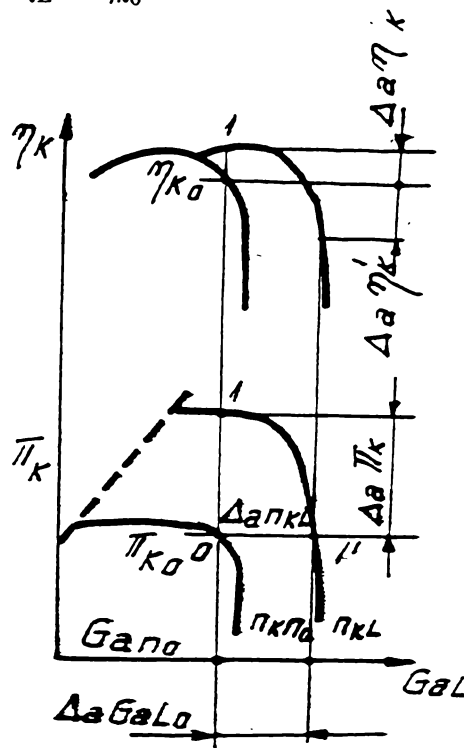


Fig. 23 Aprecierea coeficienților de legătură

k_π, k_G, k'_π, k'_G după caracteristica compresorului.

În continuare se prezintă discuția modului în care se exploatează caracteristicile compresorului astfel definite. Se alege π_{k0} dacă ne situăm pe linia de pompaj, pentru care vom determina coeficientul de legătură $k_{Lp} = \frac{\pi'_k}{G'_{iL}} \cdot \frac{G_{iL}}{\pi_k}$ unde π'_k, G'_{iL} sunt situați pe linia de pompaj. De obicei $k'_{Lp} = 1,1 - 1,5$, prima cifră fiind pentru caracteristica externă, iar a doua pentru încărcări reduse ale motorului $(15 - 20\%) \cdot g_c$.

Dacă apreciem valorile k_π, k_G, k'_π, k'_G observăm că pentru compresorul ideal lucrul mecanic adiabatic de comprimare este $\overline{L_{ak}} = n_{kL}^2$ iar π_k la $n_k = \text{ct}$ nu depinde de debitul de aer, coeficientul $k_\pi = A_1/2$ (care reiese din egalitatea $\Delta L_{ak} = 2\Delta n_{kL}$ sau $2n_{kL} = A_1 \Delta \pi_k$) iar coeficientul $k_G = 0$ (deoarece π_k nu influențează G_{iL}). La compresorul ideal $\overline{\eta_k} = 1$ de aceea coeficienții $k'_\pi = k'_G = 0$. În continuare asemenea caracteristici se numesc convențional caracteristici cu pantă limită.

Dacă π_k și η_k al compresorului depinde puternic de debit atunci $\pi_k, \eta_k = f(G_{iL})$ la $n = \text{ct}$ vor fi aproape verticale, ele apropiindu-se în zona

turațiilor ridicate. Asemenea caracteristici ale compresoarelor le vom numi convențional cu pantă abruptă. Coeficientul k_π în acest caz se apropie de 0 iar k_G poate fi oricât de mare deoarece G_{iL} crește cu modificarea turației compresorului (așazisa "blocare" a compresorului la debit de aer). Nu este greu să determinăm că k_π în aceste condiții este ~ 0 ($\Delta\pi_k$ este foarte mic) iar coeficientul k_G , poate să fie oricât de mare.

Pentru turbosufante radiale coeficientul $k_\pi \approx A_1/2$ (îndeosebi în porțiunea de stabilitate până la limita de pompaj și regimuri de încărcare până la 10%).

Cu ajutorul coeficienților de legătură prezentați mai sus putem scrie prin mici diferențe următorul sistem de ecuații lineare:

$$\Delta n_{kL} + \Delta \tilde{n}_{kL} = k_\pi \Delta \pi_k + k_G \Delta G_{iL} \quad (200)$$

$$\Delta \eta_k = k_\pi^t \Delta \pi_k + k_G^t \Delta G_{iL} + \Delta \tilde{\eta}_k \quad (201)$$

unde: $\Delta \tilde{n}_{kL}$ este o diferență datorată turației compresorului determinată prin calcul sau pe caracteristici și $\Delta \tilde{\eta}_k$ - variația corespunzătoare variației de funcție $\Delta \tilde{n}_{kL}$.

Față de literatura de specialitate [78], [80] în lucrare se utilizează următoarele expresii analitice care definesc coeficienții k_π , k_G , k_π^t , k_G^t pentru compresoare centrifugale neideale:

$$k_\pi = 2,9397139 \cdot \pi_c^{-k_p+0,5} \quad (200)$$

$$k_G = \frac{1}{\pi_c^{1,5-k_p}} (0,27844424 \pi_c^{k_p+0,5} + 1,1369266 \pi_c - 2,3373308) \quad (201)$$

$$k_\pi^t = 0,051452019 \pi_c^{k_p+0,5} + 0,32443064 \pi_c - 0,7215174 \quad (202)$$

$$k_G^t = \frac{1}{\pi_c^{1,5-k_p}} (0,089559052 \pi_c^{k_p+0,5} + 0,41553863 \pi_c - 0,1160865) \quad (203)$$

unde $k_p = 1, 1 - 1, 5$ este coeficientul de siguranță față de limita de pompaj.

Pentru motorul ALCO 4R251 cu funcția de Diesel generator, care s-a studiat în prezenta lucrare s-au folosit următoarele relații ce definesc funcționarea compresorului turbosuflantei VTR 200 C în punctele de acordare a motorului cu turbosuflanta funcție de sarcina x la $n = 1000$ rot/min. (Fig.24 și 25):

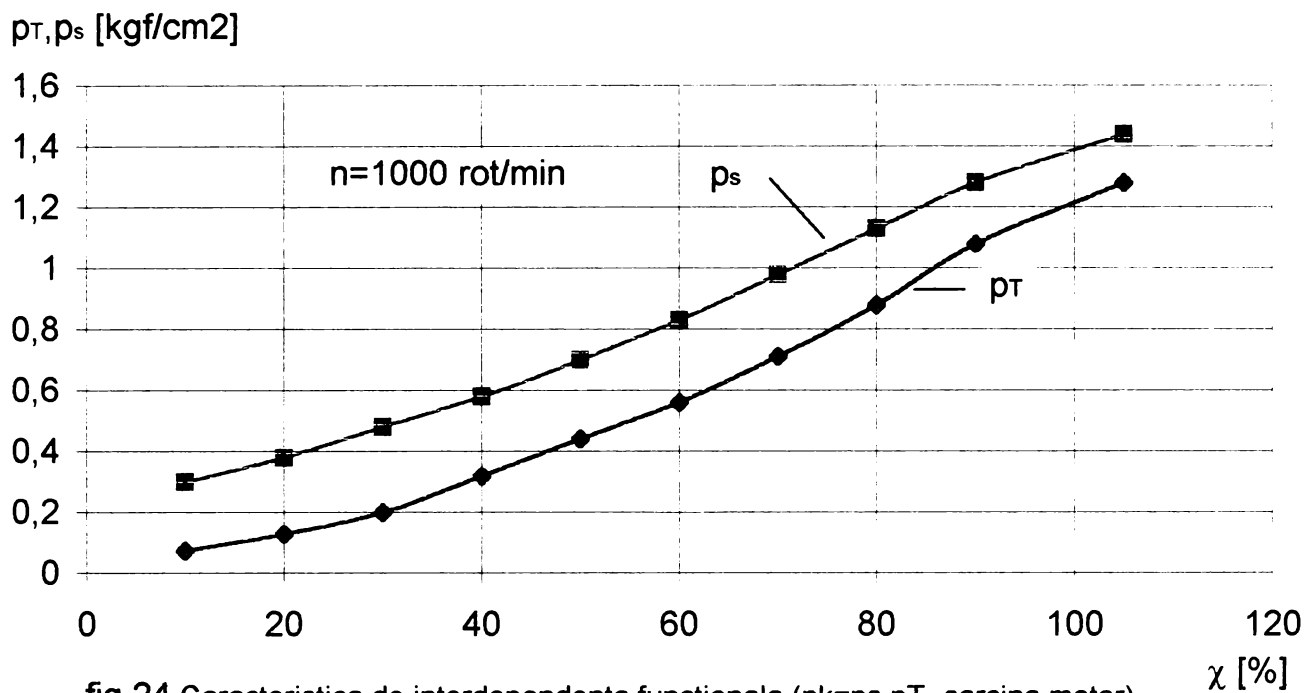
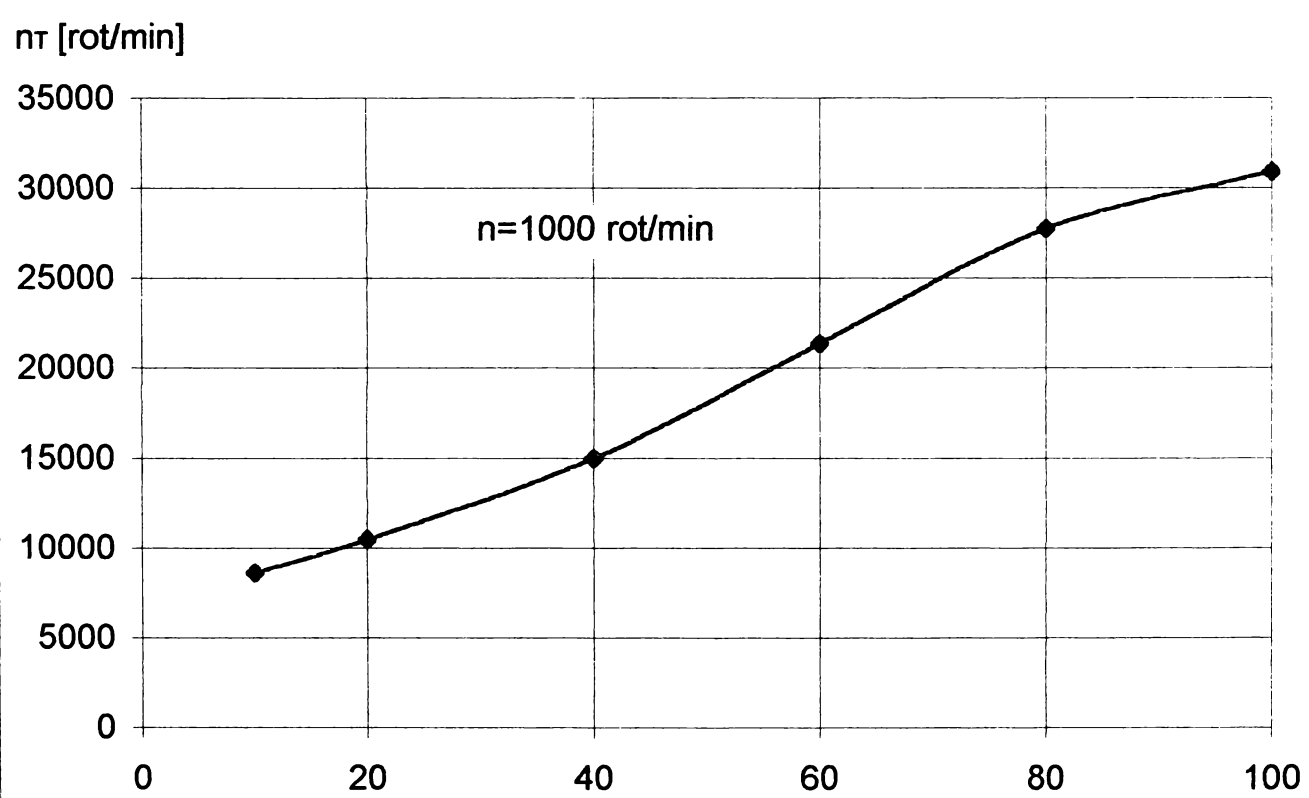
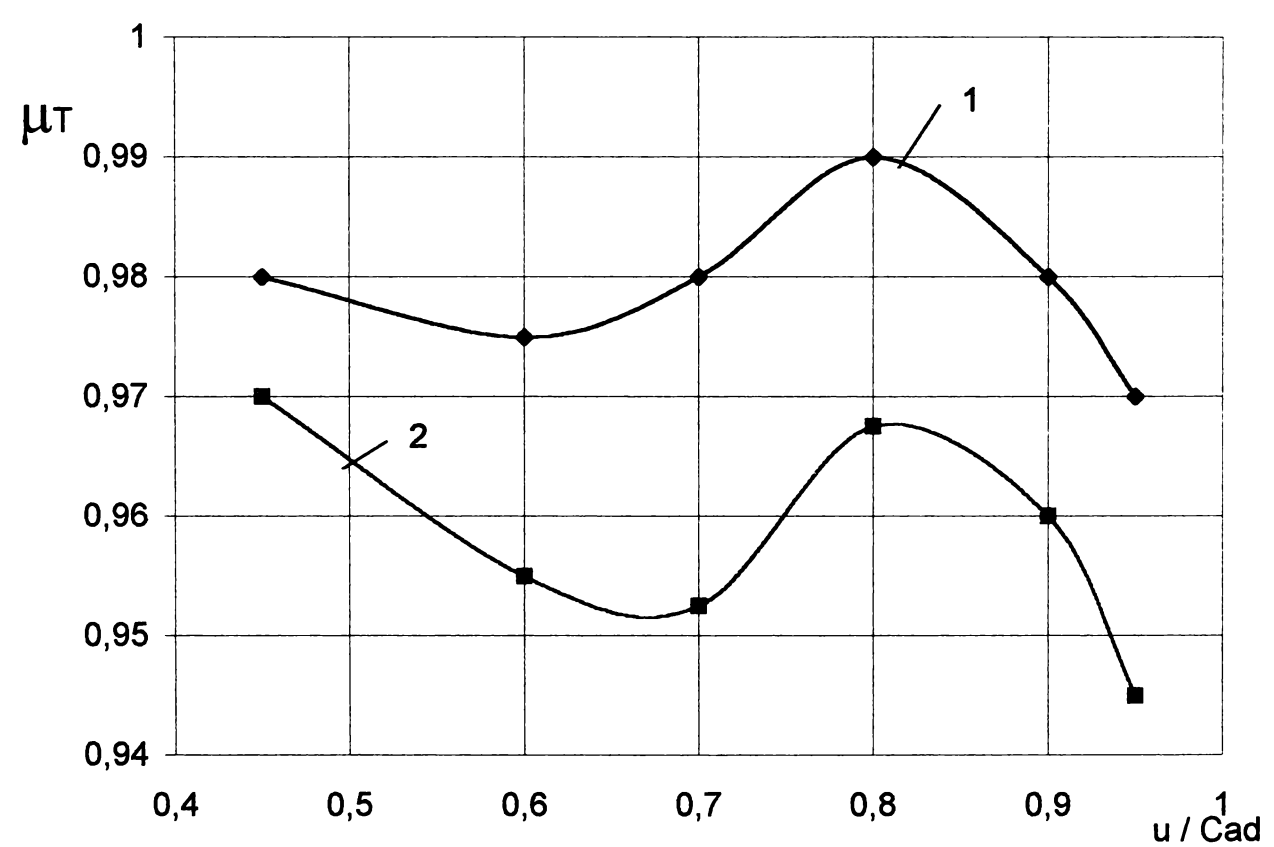
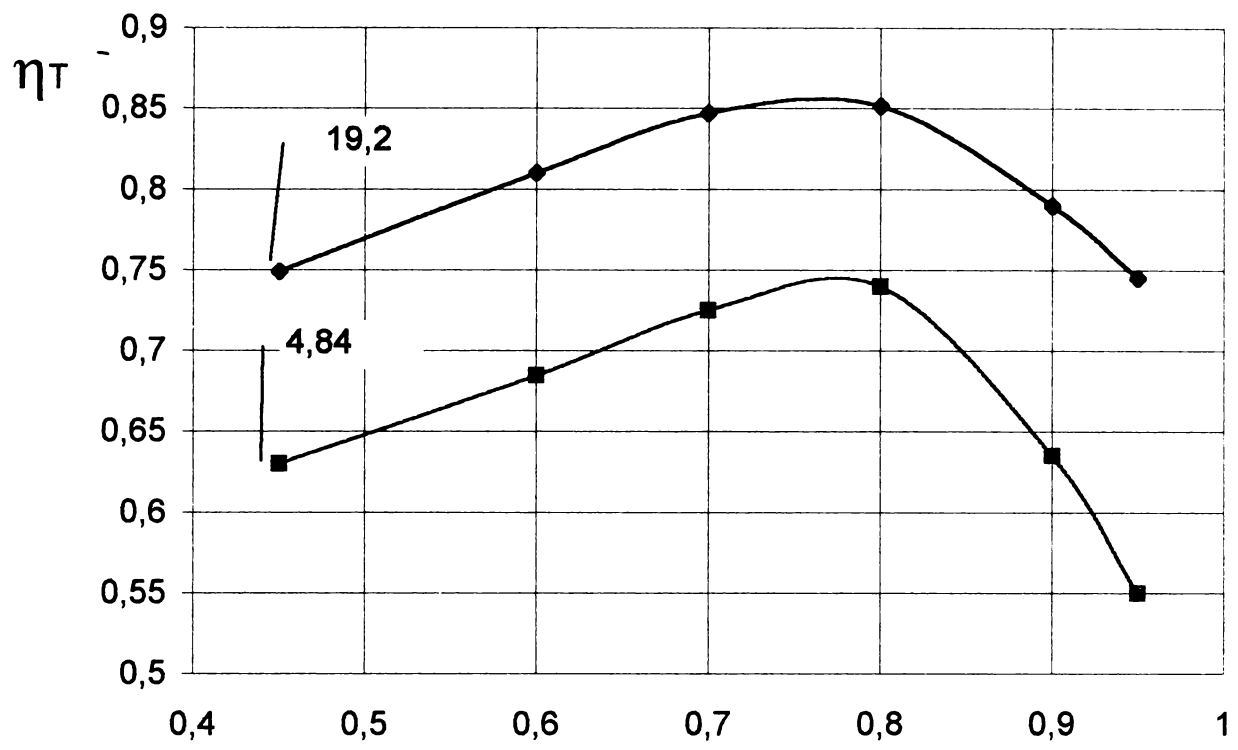


fig.24 Caracteristica de interdependenta functionala ($p_k=p_s, p_T$ - sarcina motor) dintre grupul turbosuflanta VTR 200C si motorul ALCO 4R251 echipat cu racitor de aer



— fig. 25 Caracteristica de interdependenta (n_T, n_k - sarcina motorului) dintre grupul turbosuflanta VTR 200 C si motorul ALCO 4R 251 echipat cu racitor de aer .



- fig. 26 Caracteristica turbinei VTR 200 c pentru :
 1 - $T_{\text{max gaze}} = 923 \text{ K}$ si $n_{\text{max}} = 35000 \text{ rot/min}$
 2 - $T_{\text{min gaze}} = 500 \text{ K}$ si $n_{\text{min}} = 6500 \text{ rot/min}$

$$p_k = p_s = 0,26899014e^{0,017235799-x} \quad (204)$$

$$10^4 \cdot n_k = 10^4 \cdot n_T = \frac{1}{1,477544 \cdot e^{-x} - 3,010745} \quad (205)$$

și caracteristica de funcționare a grupului turbosufantă VTR 200 C.

Relații determinate de caracteristica turbinei

Pentru turbinele utilizate în agregatele de supraalimentare a motoarelor cu piston caracteristicile de obicei se dau sub forma unor curbe ale paramerilor:

$$\frac{G_T \sqrt{T_T}}{p_T}, \eta_T = f \left(\pi_T \frac{\eta_T}{\sqrt{T_T}} \right)$$

sau

$$\eta_T, \mu_T \cdot F_T = f \left(\frac{u_T}{c_{ad}}, \frac{m_T}{\sqrt{T_T}} \right)$$

unde μ_T - coeficientul de consum (sau de trecere) pentru turbină cu o suprafață dată a secțiunii de trecere a rețelei de palete.

În ultima formă dată caracteristicii turbinei (mult mai ușoară pentru calculele teoretice de cercetare) capacitatea de trecere a turbinei se descrie prin

$$G_T \cdot \frac{\sqrt{T_T}}{p_T} = m \cdot \mu_T \cdot F_T \cdot \sigma(\lambda_{c1}) \cdot q(\lambda_{c1}) \quad (206)$$

unde

$q(\lambda_{c1})$ - coeficientul raportat al consumului de gaze

$\sigma(\lambda_{c1})$ - coeficientul de reducere al presiunii în rețeaua de palete a turbinei

λ_{c1} - vitexa raportată a gazelor în secțiunea minimă a rețelei de palete

m - constantă

$$m = \sqrt{\frac{k_g}{R_g} \left(\frac{2}{k_g + 1} \right)^{\frac{k_g + 1}{k_g - 1}}}$$

Ecuația (206) în diferențe mici poate fi pusă sub forma:

$$\Delta G_T + 0,5 \Delta T_T - \Delta p_T = \Delta \mu_T + \Delta F_T + \Delta \sigma + \Delta q \quad (207)$$

În ecuații pentru simplitatea expresiei se scrie $\Delta \sigma$ în loc $\Delta \sigma(\lambda_{c1})$ și Δq în loc de $\Delta q(\lambda_{c1})$.

De obicei în calculele DTS se renunță la modificarea coeficientului de reducere a presiunii în rețeaua de palete a turbinei.

În acest caz:

$$\Delta\sigma + \Delta q \cong \Delta q = k_{0T} \cdot \Delta\pi_g \quad (208)$$

unde [80] propune

$$K_{0T} = \frac{1}{\pi_T^2 - 1} \quad (209)$$

Cu ajutorul egalității (208) ecuația consumurilor de gaz prin turbină în formă lineară devine:

$$\Delta G_T + 0,5\Delta T_T - \Delta p_T = \Delta\mu_T + \Delta F_T + K_{0T} \cdot \Delta\pi_T \quad (210)$$

Luând în considerare că:

$$\Delta G_T = \Delta G_a + \Delta(\nu_k, \nu_m, \nu_T)$$

$$\Delta p_T = \Delta\pi_T + \Delta p_0 - \Delta\sigma_g$$

obținem

$$\Delta G_a + 0,5\Delta T_T - (1 + K_{0T})\Delta\pi_T = \Delta(\mu_T, F_T) + \Delta p_0 - \Delta(\sigma_g, \nu_k, \nu_m, \nu_T) \quad (211)$$

Ecuația (211) descrie caracteristica de consum a turbinei în condițiile în care modificarea μ_T este cunoscută funcție de parametri procesului de lucru al turbinei.

La turbine axiale acest coeficient depinde foarte puțin de regimul de lucru al turbinei și este aproape de unu; la turbinele radiale coeficientul μ_T se modifică puternic în funcție de regimul de lucru al turbinei, scăzând vizibil odată cu creșterea $u_T/c_a d$ și cu scăderea turației turbinei (vezi Fig. 27).

Pentru acest tip de turbine [79],[80] stabilește creșterile

$$\Delta\mu_T = \chi_T \cdot \Delta\left(\frac{U_T}{c_{ad}}\right) + \chi_n \cdot \Delta\left(\frac{n_T}{\sqrt{T_T}}\right)$$

$$\Delta\eta_T = K_U \cdot \Delta\left(\frac{U_T}{c_{ad}}\right) + K_{nT} \cdot \Delta\left(\frac{n_T}{\sqrt{T_T}}\right)$$

În lucrare se verifică sistenu de programare pe motorul ALCO 4R251 care utilizează o turbină axială pentru antrenarea compresorului centrifugal ca atare $\mu_T (\approx 1)$ iar $\Delta\mu_T = 0$

Pentru stabilirea variației randamentului termic al turbinei ne folosesc datele prezentate în [80].

Dacă caracteristicile turbinei nu se cunosc atunci în prima aproximație coeficienții K_{nT} și χ_n se socotesc egali cu zero, iar coeficienții K_{UT} și χ_T se folosesc cei prezentați în [80, pag. 109] pentru caracteristici medii ale turbinelor axiale sau radiale.

Relații care determină influența răcirii aerului de supraalimentare asupra încălzirii termice a DTSR

Pentru aprecierea influenței parametrului i asupra încălzirii termice a motorului, între valorile parametrilor j introducem factorul de încălzire termică a pistonului q_p sau fluxul mediu de căldură specifică pe suprafața cilindrului q_{rc} după [41]:

$$q_p = b \cdot w_p^{0,5} \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot p_k} \right)^{0,38} \cdot \left(p_e g_e \cdot \frac{T_k}{T_0} \right)^{0,88}$$

$$q_{rc} = 43 \cdot b \cdot 10^3 \frac{w_p^{0,566} \cdot p_e \cdot g_e \cdot T_k}{D^{0,5} (\eta_v \cdot p_k)^{0,435} \cdot T_0} \cdot \frac{k_{ad}}{m^2 \hbar}$$

unde:

- b este:

- pentru injecție directă : - 1,00 - pentru 4 timpi
- 1,78 - pentru 2 timpi
- pentru injecție indirectă : - 1,10 - pentru 4 timpi
- 1,96 - pentru 2 timpi
- w_p - viteza medie a pistonului având în vedere că:

$$p_e = k_i \cdot \eta_v \cdot \gamma_0 \cdot \frac{1}{C_e \cdot \alpha} \cdot \eta_m \cdot \eta_i$$

și procesul de comprimare în suflantă se poate scrie:

$$\frac{T_k}{T_0} = \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{1}{k_2}$$

rezultă:

$$p_e \cdot C_e = k_i \frac{\eta_v \cdot \gamma_0}{\alpha}$$

Cu aceștia q_p și q_{rc} vor deveni:

$$q_p = b \cdot w_p^{0,5} \cdot D^{0,38} \cdot (p_k \cdot \eta_v)^{0,5} \cdot \left(k_i \cdot \frac{\gamma_0}{\alpha p_0 k_2} \right)^{0,88}$$

sau

$$q_p = b \cdot w_p^{0,5} \cdot D^{0,38} \cdot (p_k \eta_v)^{0,5} \cdot \left(k_i \frac{\gamma_0}{\alpha} \right)^{0,88}$$

și

$$q_{rc} = 43 \cdot b \cdot 10^3 \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot w_p^{0,566} \cdot (\eta_v \cdot p_k)^{0,565} \cdot \frac{\gamma_0}{\alpha}$$

Aceste expresii scrise sub forma micilor creșteri devin:

$$\Delta q_p = 0,5 \Delta n + 0,5 \Delta(p_k \cdot \eta_v) - 0,88 \Delta \alpha + 0,88 \Delta \gamma_0 \quad (219)$$

$$\Delta q_{rc} = 0,556\Delta n + 0,565\Delta(p_k \cdot \eta_v) - \Delta\alpha + \Delta\gamma_0 \quad (220)$$

Literatura de specialitate [41] pentru comparația factorului de încărcare termică și a fluxului mediu specific de căldură prin cilindru determină aceste valori funcție de domeniul de utilizare al motoarelor.

În lucrarea [41, pag.54] este arătată metoda de apreciere a încărcării termice a pistoanelor utilizate de firma RICARDO (HFF- heat flux factor):

$$HFF = \frac{0,12q}{(w_T/D)^{0,8}(\gamma_0/\gamma_k)^{0,3}} \quad (221)$$

- w_T - viteza de turbinare a aerului din camera de ardere.

- q cantitatea de căldură introdusă în cilindru cu combustibilul.

Această relație poate fi pusă și ea sub forma unor diferențe mici acestea depinzând exclusiv de variația consumului ciclic de combustibil și variația raportului creșterii densității aerului de supraalimentare.

4.7.3. Reducerea poluării mediului prin turbosupraalimentare și răcirea aerului de spraalimentare

Relații empirice pentru modelarea emisiunilor poluante

4.7.3.1. Turbosupraalimentarea ca mijloc de reducere a emisiunilor poluante a motoarelor diesel

Emisiunile poluante produse de DTS și DTSR

Emisiunile poluante caracterizează buna funcționare și calitatea proiectării și cercetării efectuate pentru realizarea DTS. Importanța reducerii emisiunilor poluante rezultă din prezentarea generală a compușilor gazelor de evacuare la diferite motoare sau se situează în limitele arătate în tabelul nr.6.

Tabelul nr.6

Componente	MAS	MAC DTSR	NORMA	Observatii
Azot %	74-77	76-78		Netoxic
Oxigen %	0,3-0,8	2-18		“
Abur %	3,0-5,5	0,5-4		“
CO ₂ %	5,6-12	1-10		“
CO %	10	0,01-0,5	<1mg/m ³	Toxic
Oxizi azot mg/l	0-0,08	0,0002-0,5	<0,1mg/m ³	“
Aldehyde, formaldehide mg/l	0,01-0,2	0,01-0,009		“
Hidrocarburi mg/l	0,2-3,0	0,01-0,5		“
Funingine g/m ³	0-0,04	0,01-2,00		Cancerigen
Benzapiren g/m ³	<0,00002	<0,00001		“
SO ₂	-			Puternic toxic
H ₂ S	-			“
Hidrocarburi aromatice policiclice				Cancerigen
Plumb kg/tona	0,8-0,85	-		Toxic cumulativ

Efectele componentelor gazelor de evacuare mai puțin specificate în literatura de specialitate asupra organismului uman, prezentate în tabelul nr. 6 sunt:

- oxizii de azot acționează puternic asupra plămânilor
- NO_2 - gaz oranj cu miros specific componenta activă a "smogului" acționează asupra creșterii
- aldehidele și formaldehidele acționează asupra glandelor lacrimare și mucoasei nazale
- SO_2 și H_2S acționează pagubitor asupra creșterii
- Benzapirenul, componentă a fumului este un produs de ardere cancerigen.

Comparația tabelară de mai sus ilustrează pe deplin deosebirea între producții poluanți ai MAS și MAC indicând ca favorabilă utilizarea preponderentă a MAC cu supraalimentare și răcirea intermediară a aerului de supraalimentare.

4.7.3.2. Factorii generatori urmăriți pentru reducerea emisiunilor poluante ale DTS și DTSR

Factorii care generează deplasarea domeniului cantitativ și calitativ al funcționării m.a.i. din punct de vedere al emisiunilor poluante sunt: proiectarea și exploatarea acestora.

Din aceste motive cât și din alte motive tehnice și economice de exploatare eforturile cercetării s-au orientat spre realizarea de DTS și îndeosebi de DTSR.

Dintre factorii urmăriți în vederea reducerii emisiunilor poluante ale DTS și DTSR sunt:

a) factori de concepție și cercetare

- calitatea combustibilului preconizat
- parametrii de reglare
- parametrii de ardere
- parametrii schimbului de încărcătură
- metoda de reducere a emisiunilor poluante din gazele de ardere
- economicitatea DTS, DTSR (consum specific de combustibil)

b) factori de exploatare

- condițiile de mediu
- combustibilul utilizat
- parametri de reglare
- consumul de ulei
- exploatarea nerațională la sarcini parțiale
- verificarea tehnică a utilajelor
- pierderile de combustibil și ulei

4.7.3.3. Supraalimentarea motoarelor diesel ca modalitate de reducere a emisiunilor poluante

Turbosupraalimentarea constituie o metodă de reducere a emisiunilor poluante prin controlul economicității motorului, a parametrilor de ardere și schimb de încărcătură.

DTS pretinde o optimizare a turbosupraalimentării astfel încât să se limiteze solicitările termice și mecanice ale motorului. Efectul acestor limitări se manifestă și asupra parametrilor de ardere și schimb de încărcătură respectiv temperatura maximă de ardere și coeficientul de baleiaj.

Influența benefică a turbosupraalimentării asupra emisiunilor poluante ale DTS este cauzată de:

- presiunea de supraalimentare
- scăderea temperaturii maxime de ardere
- limitarea presiunii de ardere
- diluția gazelor de ardere prin baleiaj
- consumul specific de combustibil

Explicitarea acestor influențe este datorată următoarelor:

- presiunea de supraalimentare diminuează efectul vâscozității și densității combustibilului asupra economicității DTS. La creșterea vâscozității combustibilului se înrăutățesc condițiile de amestecare și aprindere. Particulele mari de combustibil cu energie cinetică mare măresc lungimea flăcării, acesta diminuând economicitatea motorului și mărinnd cifra de fum a gazelor de ardere. La scăderea vâscozității deasemenea se înrăutățește procesul de amestecare, se scurtează frontul de flacără ce conduce la ardere incompletă.

Supraalimentarea motoarelor diesel prin creșterea presiunii de admisie moderează cele două efecte amintite mai sus, o oarecare toleranță față de

vâscozitatea combustibilului și densității acestuia în anumite limite și asigură o ardere cât mai completă a combustibilului scăzând astfel conținutul de CO din gazele de ardere.

- scăderea temperaturii maxime de ardere a ciclului motor supraalimentat impusă de reducerea solicitărilor termice și mecanice ale agregatului motor conduce și la reducerea capacității de formare a oxizilor de azot.

- diminuarea presiunii maxime de ardere care limitează solicitările mecanice ale DTS reduce și condițiile de formare a oxizilor de azot și a unei cifre de fum ridicate.

- celelalte influențe sunt intrinseci procesului de supraalimentare la motoarele diesel și explică reducerea globală a emisiunilor poluante ale acestora.

Figurile nr.27.a și 27.b ilustrează în general variația conținutului toxic al gazelor de ardere la motoarele diesel funcție de turație sau sarcină, iar figura nr.28 arată dependența I.B. de sarcină și a I.B. de consumul specific de combustibil.

4.7.3.4. Emisiunile poluante cu fum ale DTS și DTSR

La motoarele diesel cea mai mare parte a combustibilului este arsă printr-o flăcără cu difuzie turbulentă ce produce și carbon moale liber sau funingine.

Turbulența flăcării și durata întregii arderi conduce la arderea acestor funingini atât în perioada degajării de căldură cât și în perioada de expansiune.

Carbonul rămas în gazele de evacuare în mod normal este în cantitate foarte mică față de cel introdus în cilindrul motor prin combustibilul de ardere. Această afirmație se verifică prin aceea că 0,5 % din combustibilul ars în cilindrul motor produce o cifră Bosch 4 (\approx 46 Hartridge).

~~În consecință putem spune că concentrația de carbon în gazele de ardere sau cifra de fum este determinată de realizarea de formații de carbon și arderea incompletă a acestuia în perioada ciclului motor.~~

Deci fumul în gazele de evacuare ale motoarelor DTS sau DTSR este legat de:

- A) producerea funinginei
- B) arderea funinginei

Dacă discutăm cei doi factori care determină fumul în gazele evacuate din motor putem spune că aceștia sunt funcții de diferiți parametri de ardere sau ai ciclului motor așa cum se vede mai jos.

A) Producerea funinginei este influențată de următoarele variabile:

1. Calitatea arderii difuze care depinde de:

- momentul introducerii combustibilului în cilindrul motor
- neamestecarea unei fracțiuni de combustibil

2. Proportia arderii difuze care este funcție de:

- raportul combustibil - aer
- cantitatea fluidului injectat
- amestecul combustibil - aer

3. Temperatura de ardere care și ea este funcție de:

- cantitatea combustibilului
- durata de amestecare a combustibilului
- raportul de compresie
- temperatura aerului admis în motor
- presiunea de supraalimentare

4. Tipul combustibilului și preîncălzirea acestuia

B) Arderea funinginei este influențată de:

1. Temperatura gazelor de ardere

2. Recircularea particulelor de carbon prin frontul de ardere care depinde de:

- turbulența și viteza aerului admis în cilindru
- viteza de deplasare a pistonului și forma capului acestuia

3. Oxigenul disponibil

4. Durata arderii

4.7.3.5. Reprezentarea prin funcții a evoluției gradului de fum în raport cu sarcina și turația

Din cele relatate mai sus se observă multitudinea parametrilor care determină arderea cu fum în motoarele diesel. Experimental parametrii general disponibili pentru determinarea calității arderii sunt indicii Bosch, turația motorului, consumul de combustibil, temperatura gazelor evacuate, temperatura aerului de supraalimentare, presiunea maximă de ardere, etc care nu permit însă izolarea celei determinate pentru arderea cu fum.

De aceea pentru modelarea emisiunilor poluante cu fum, atunci când se dispune de date experimentale se folosesc ca factori turația și sarcina motorului. Astfel se poate modela matematic precis indicele Bosch pe baza unor legi empirice de forma generală:

$$Y = a \cdot x^\alpha \cdot e^{\beta x} \text{ unde } \alpha < 0, \beta > 0$$

sau

$$Y = a \cdot e^{\alpha x^2 + \beta x} \text{ unde } \alpha > 0, \beta > 0$$

Aceste relații sunt potrivite pentru determinarea indicelui Bosch funcție de turație și respectiv pentru determinarea acestuia funcție de sarcină.

Astfel modelarea empirică a indicelui Bosch la simularea diverselor acțiuni între parametrii motorului diesel este posibilă funcție de sarcină și turație.

Relațiile empirice de modelare a indicelui Bosch determinat pentru motorul 4R251-ALCO sunt:

$$I.B. [\%] = a_1 \cdot e^{\alpha_1 \cdot n^2 + \beta_1 \cdot n} \quad (222)$$

unde: a_1 = consumul specific de combustibil

$$\alpha_1 = -163,84295 \cdot 10^{-6}$$

$$\beta_1 = 0,096699805$$

și

$$I.B. [\%] = a_2 \cdot e^{\alpha_2 \cdot x^2 + \beta_2 \cdot x} \quad (223)$$

unde: a_2 = consumul specific de combustibil

$$\alpha_2 = 5,5024266$$

$$\beta_2 = -7,9032501$$

În ambele formule a_1 și a_2 sunt și ele variabile funcție de turație și sarcină și au forma

$$a_1 = V_1 \cdot e^{\alpha_3 \cdot n^2 + \beta_3 \cdot n}$$

$$a_2 = V_2 \cdot e^{\alpha_4 \cdot x^2 + \beta_4 \cdot x}$$

unde $V_1 = 10^{15201,568}$

$$V_2 = 107,37421$$

$$\alpha_3 = -0,052866046$$

$$\beta_3 = 0,13203435$$

$$\alpha_4 = -0,830643241$$

$$\beta_4 = 0,7930029$$

4.7.3.6. Concluzii

Față de cele prezentate se constată că indicele Bosch este influențat de foarte mulți factori printre aceștia situându-se și temperatura aerului de supraalimentare și presiunea aerului de supraalimentare.

În mod logic creșterea temperaturii aerului de supraalimentare ar îmbunătăți difuzia deci și arderea particulelor de funingine, în realitate între temperatura aerului de supraalimentare și gradul de umplere a cilindrului motor există o corelație ce se optimizează prin cercetare funcție de randamentul termic obținut la o presiune de supraalimentare și funcție de indicele Bosch sau alte valori limită ale emisiunilor poluante.

Prin sistemul de programare propus se poate anticipa indicele Bosch în interdependență cu orice variabilă dependența sau interdependența dacă aceasta se raportează la o schimbare de sarcină sau turație.

Astfel în fig. 50 și 51 sunt ilustrate variația indicelui Bosch la o anumită sarcină funcție de temperatura aerului de supraalimentare cu variația turației motorului și respectiv variația indicelui Bosch la o turație constantă funcție de sarcină și temperatura aerului de supraalimentare.

Din figurile amintite mai sus reiese că scăderi sau creșteri ale temperaturii de supraalimentare de 9 – 20° C pot conduce la crșteri ale indicelui Bosch la un motor optimizat, cu până la 52 %, modelarea sistemică propusă evidențiind sensurile în care parametrii răcitorului pot fi aleși încă din proiectare.

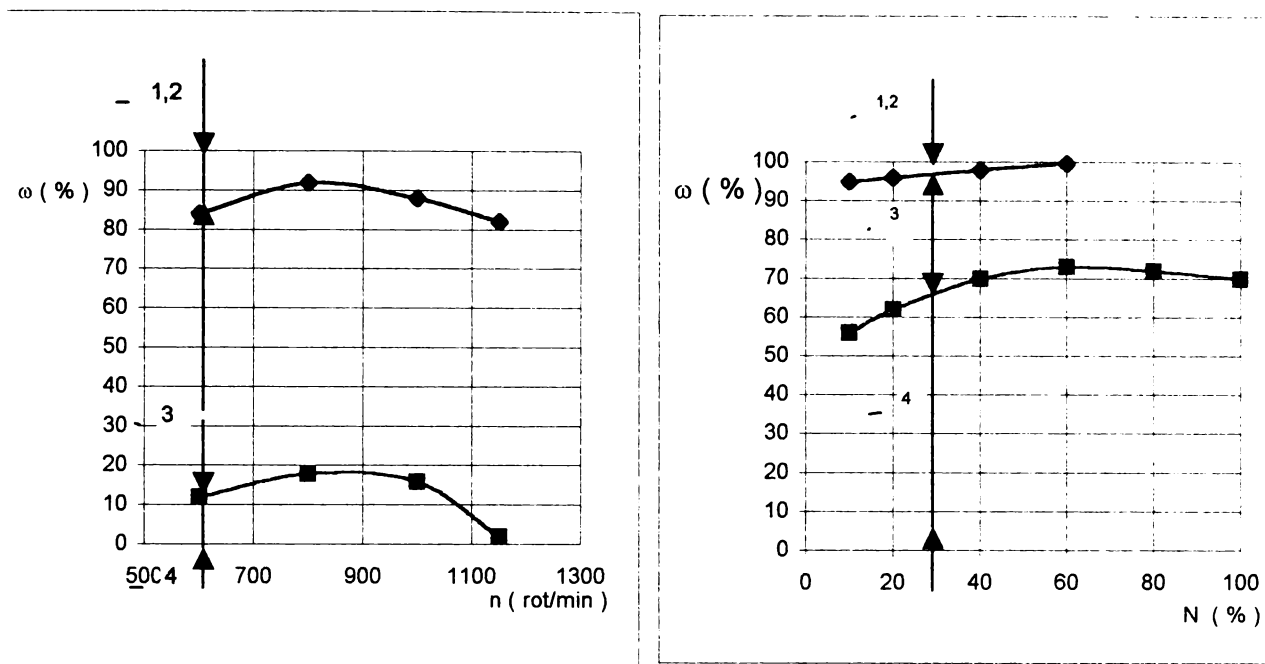


fig. 27 Participarea unor componente din gazele de ardere ale DTS functie de turatie si sarcina
 1 - oxid de carbon
 2 -aldehyde si hidrocarburi
 3 -fum
 4 -oxid de carbon

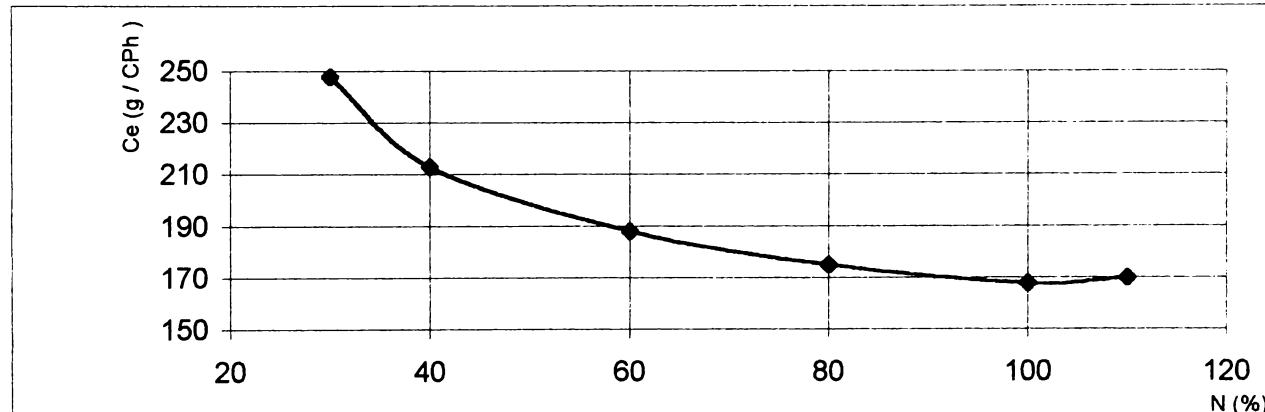
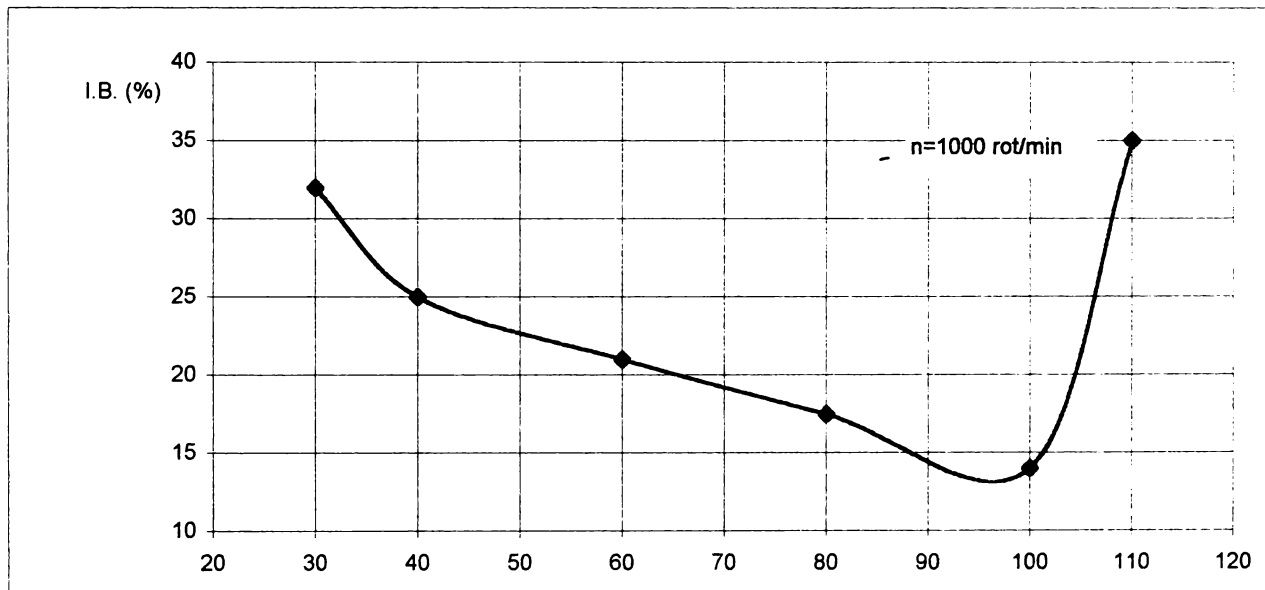


fig. 28 Variatia Indicelui Bosch si a consumului specific functie de sarcina motorului ALCO 4 R 251

CAPITOLUL 5

Studiul sistemic al interacțiunii
motor diesel-turbosufantă-răcitor de aer
prin scheme structurale și coeficienți de legătură

5. Studiul sistemic al interacțiunii motor diesel - turbosuflantă - răcitor de aer prin scheme structurale și coeficienți de legătură

5.1. Generalități

Abordarea sistemică a DTSR nu este o problemă apărută azi, ea a fost utilizată și înainte când se căuta o rezolvare tehnică îngrijită a diverselor probleme de corelare funcțională între auxiliare prin luarea în considerare a unui număr cât mai mare de factori și situații de exploatare.

Limitarea utilizării DTSR prin normative pe de o parte, utilizarea resurselor naturale umane și de timp pe de altă parte în proiectarea și cercetarea motoarelor implică condiții deosebite de abordare a calculului acestora . În aceste condiții când pentru obținerea soluției tehnice este necesară o rezolvare calitativă în condiții limitate de timp, de prelucrarea unei mari cantități de informație, de coordonarea muncii unor colective de cercetare, când posibilitatea erorilor tehnice sau de organizare crește de multe ori, utilizarea metodelor clasice de proiectare se consideră a fi puțin eficientă.

Dezvoltarea tehnicii de calcul electronice permie rezolvarea ușoară a sistemelor compuse care modelează funcționarea DTSR.

Abordarea sistemică a DTSR înseamnă trecerea de la proiectarea sau cercetarea unui motor izolat, pentru o anumită funcție la proiectarea sau cercetarea unei familii de motoare pentru diverse utilități.

Utilizarea modelelor de funcționare sub formă de sistem și prelucrarea pe calculator a acestora permite nu numai grăbirea prelucrării informațiilor dar și realizarea unui pas înainte în metodologia de proiectare și cercetare.

Scopul general al calculului sistemic în proiectarea și cercetarea DTSR este acela al optimizării, într-o direcție funcțională sau alta.

În rezolvarea sistemică a proiectării sau cercetării DTSR se constată existența unei diversități a metodelor de analiză și sinteză a ecuațiilor care descriu funcționarea motorului.

În această direcție studiul sistemic al DTSR prin scheme de legătură și coeficienți de legătură oferă o modalitate de constituire a modelului "sistemic" de funcționare, concomitent cu orientarea studiului spre anumite aspecte funcționale.

5.2 Calculul coeficienților de legătură pentru DTSR - prezentare

La determinarea interdependenței motor - turbosuflantă - răcitor de aer sunt necesare scheme structurale specifice corelației dintre auxiliare și motor și relații cu ajutorul cărora să poată fi obținuți coeficienții de legătură.

Aceștia din urmă se vor stabili în cele două variante de studiu: motor proiectat sau motor cercetat. Pornind de la cele expuse în cap.4., stabilirea ecuațiilor de bază pentru coeficienții de legătură ai DTS cu ajutorul funcțiilor suplimentare de dependență determinate în cap.4.7.2 este destul de dificilă. Rezolvarea problemei în general putem să o facem pe etape.

- La început stabilim ecuațiile generale ale coeficienților de legătură pentru DTS fără luarea în considerare a modificării randamentelor compresorului și turbinei, a pierderilor hidraulice pe admisie și evacuare și fără E_r care caracterizează eficiența răcirii aerului de supraalimentare în răcitor. Pentru acest caz coeficienții de legătură (notate pentru un caz general M_{ij}) descriu interdependența parametrilor procesului de lucru al DTS pentru caracteristici cu pantă lină a randamentului compresorului și turbinei și în lipsa unor căderi de presiune pe admisie și evacuare.

Pe lângă aceștia coeficienții de legătură M_{ij} sunt ușor de folosit pentru analiza rezultatelor cercetării de netezire și clarificare a cauzelor de îndepărtare a calculelor de experiment.

În acest caz creșterile $\Delta\eta_k$, $\Delta\eta_T$, $\Delta\sigma_a$ și $\Delta\sigma_2$ sunt variabile independente căutate alături de celelalte creșteri ale i - parametrilor, a căror valoare a dus la îndepărtarea mărimilor experimentale de calcul. În acest fel determinarea coeficienților M_{ij} este o etapă practică necesară în calculul cu ajutorul diferențelor mici a parametrilor DTSR.

După calculul coeficienților M_{ij} determinăm corecțiile acestora, necesare când luăm în considerare modificarea randamentului compresorului și turbinei și a gradului de răcire a aerului în răcitor după caracteristicile acestora. Găsim de asemenea corecțiile și pentru pierderile pe traseele de admisie și evacuare. Suma coeficienților M_{ij} și a corecțiilor acestora o notăm Q_{ij} .

Coeficienții de legătură Q_{ij} astfel obținuți cu ajutorul acestor condiții caracterizează în cazul cel mai general unul sau altul dintre parametrii procesului de lucru al DTS la modificarea variabilelor independente i pentru condițiile date de reglare a motorului.

La determinarea ecuațiilor pentru coeficienții M_{ij} pentru simplificarea cercetării, coeficienții excesului de aer și gradul de creștere a presiunii de ardere se consideră variabile independente ($\alpha = \arg; \lambda = \arg$). În același fel studiem condiția în care consumul ciclic de combustibil și unghiul avansului la injecție, la modificarea parametrului i corespunzătoare, se schimbă pentru a satisface condiția α și λ .

O asemenea abordare este interesantă atunci când se urmărește limitarea eforturilor mecanice.

De asemenea coeficienții M_{ij} pot fi recalculați pentru orice altă condiție cum ar fi păstrarea constantă a consumului ciclic de combustibil și a unghiului de avans la injecție.

Aceast mod de calcul corespunde celor două aspecte de modelare respectiv pentru un motor proiectat sau unul cercetat. Întrucât detalierea modului de obținere a coeficienților M_{ij} și Q_{ij} a fost prezentată, în literatura de specialitate [59],[80] în acest capitol arătăm în continuare varianta sistemică de obținere a acestora folosită în lucrare.

5.3. Calculul sistemic al coeficienților de legătură pentru DTS cu răcirea intermediară a aerului de supraalimentare

Calculul coeficienților de legătură se face ușor și nu ridică mari probleme. El poate fi făcut și fără folosirea tehnicii de calcul electronice.

Calculul coeficienților de legătură pentru DTS se rezumă la rezolvarea unui sistem de ecuații liniare sub forma:

$$(224) \begin{cases} b_{11}\Delta j_1 + b_{12}\Delta j_2 + \dots + b_{1n}\Delta j_n = a_{11}\Delta i_1 + a_{12}\Delta i_2 + \dots + a_{1m}\Delta i_m \\ b_{n1}\Delta j_1 + b_{n2}\Delta j_2 + \dots + b_{nn}\Delta j_n = a_{n1}\Delta i_1 + a_{n2}\Delta i_2 + \dots + a_{nm}\Delta i_m \end{cases}$$

unde:

- $\Delta j_1, \Delta j_2, \dots, \Delta j_n$ sunt creșterile relative căutate ale parametrilor - funcție (ex $\eta_i, \eta_v, p_f, \eta_e, p_e, N_e$, etc).

- i_1, i_2, \dots, i_m - sunt creșterile relative a parametrilor independenți în ciclul DTS (ex. p_0, T_0, ε , etc).

$$\left. \begin{array}{l} a_{11}, a_{12}, \dots, a_{nm} \\ b_{11}, b_{12}, \dots, a_{nn} \end{array} \right\} \text{coeficienți constanți}$$

Punem sistemul (224) sub formă matriceală:

$$B \cdot \Delta j = A \cdot \Delta i$$

unde B și A - sunt matrici constituite astfel:

$$B = \begin{vmatrix} b_{11} & \dots & b_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ b_{n1} & \dots & b_{nn} \end{vmatrix} \quad A = \begin{vmatrix} a_{11} & \dots & a_{1m} \\ \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & \dots & a_{nm} \end{vmatrix}$$

Rezolvând sistemul $B\Delta j = A\Delta i$ relativ la j găsim:

$$\Delta j = C\Delta i \quad (225)$$

unde matricea

$$C = B^{-1} \cdot A \quad (226)$$

Din formula (225) se observă că matricea C conține coeficienții necunoscuți de legătură a variabilelor i asupra funcției j .

În continuare arătăm componența matricilor B și A a unui DTS cu răcirea intermediară a aerului de supraalimentare pentru analiza unui motor modelat, proiectat sau cercetat, respectiv coeficienții N_{ij} și Q_{ij} .

Prin construcția diferită a matricelor B și A se poate executa mai întâi calculul coeficienților N_{ij} a motorului proiectat la care π_k, α și λ sunt variabilele independente apoi coeficienți pentru Q_{ij} .

Sistemul pentru determinarea coeficienților de legătură se compune din relațiile: (85),(86),(87), (88),(91),(94),(97), (101),(119),(121),(136),(139), (141),etc care se regăsesc în lucrare.

Astfel pentru calculul motorului DTS modelat se scrie sistemul de ecuații:

$$(227) \left\{ \begin{array}{l} \Delta p_k = \Delta p_0 + \Delta \pi_k + \Delta(\sigma_i, \sigma_k, \sigma_r) \\ \Delta T'_k = \Delta T_0 + B_1 \Delta \pi_k - B_2 \Delta \eta_k \\ \Delta \omega_r = B'_{1r} \Delta \pi_k + B'_{2r} \Delta \eta_k - B_{3r} \Delta E_r + \Delta \bar{\omega}_r \\ \Delta T_k = \Delta T'_k + \Delta \omega_r \\ \Delta \gamma_k = \Delta p_k + \Delta T_k \\ \Delta \sigma_m = \Delta p_r - \Delta p_k \\ \Delta p_r = \Delta p_T + \Delta \sigma_T \\ \Delta p_T = \Delta \pi_T + \Delta p_0 + \Delta \sigma_g \\ \Delta \pi_T = A_1 A_2 \cdot \Delta \pi_k + A'_2 \Delta \tau \\ \Delta \eta_v = -C_1 A \sigma_m + C_2 \Delta T_k + C_3 \Delta \alpha - C_4 \Delta n + \Delta \tilde{\eta}_v \\ \Delta \varphi = -D_1 \Delta \sigma_m + D_2 \Delta T_k - D_3 \Delta n + \Delta \bar{\varphi} \\ \Delta T_e = H_1 \Delta T_k - H_2 \Delta \alpha - H_3 \Delta \varphi - H_4 \Delta \lambda + \\ \quad + H_5 \Delta \varepsilon + H_6 \Delta n + H_7 \Delta \sigma_m + \Delta \tilde{T}_e \\ \Delta T_T = \Delta T_e + \Delta \omega_T \\ \Delta T_g = \Delta T_T - B_3 \Delta \pi_t - B_4 \Delta \eta_T \\ \Delta \tau = \Delta T_0 - \Delta T_T - \Delta \nu_k - \Delta \nu_m - \Delta \nu_T - \Delta \eta_k - \Delta \eta_T - \Delta \eta_{mTk} \\ \Delta \eta_i = K_\alpha \Delta \alpha + K_\varepsilon \Delta \varepsilon + K_\lambda \Delta \lambda - K_\gamma \Delta \gamma_k + K_n \Delta n + \Delta \tilde{\eta}_i \\ \Delta p_f = \Delta \tilde{p}_f - F_1 \Delta p_k + F_2 \Delta p_r + F_3 \Delta n + F_4 \Delta \varepsilon \\ \Delta \eta_m = A_m \Delta \eta_i - A_m \Delta p_f - A_m \Delta \alpha + A_m \Delta \gamma_k + A_m \Delta \eta_v \\ \Delta \eta_e = \Delta \eta_i + \Delta \eta_m \end{array} \right.$$

$$(227) \left\{ \begin{array}{l} \Delta p_e = \Delta \gamma_k + \Delta \eta_v - \Delta \alpha + \Delta \eta_e \\ \Delta G_i = \Delta \gamma_k + \Delta \eta_v + \Delta \varphi + \Delta n - \Delta \gamma_k \\ \Delta C_h = \Delta G_i - \Delta \varphi - \Delta \alpha + \Delta \nu_k \\ \Delta P_e = \Delta p_e + \Delta n \\ \Delta C_e = \Delta C_h - \Delta N_e \\ \Delta L_k = \Delta T_0 + A_1 \Delta \pi_k - \Delta \eta_k \\ \Delta L_T = \Delta \nu_k + \Delta \nu_m + \Delta \nu_T + \Delta T_T + A_2 \Delta \pi_T + \Delta \eta_T + \Delta \eta_{mTk} \\ \Delta P_f = \Delta p_f + \Delta n \\ \Delta P_k = \Delta L_k + \Delta G_i \\ \Delta P_T = \Delta L_T + \Delta G_i \\ \Delta P_z = \Delta p_k + n_1 \Delta \varepsilon + \Delta \lambda \\ \Delta q_L = 0,5 \Delta p_k + 0,5 \Delta \eta_v - 0,88 \Delta \alpha + 0,5 \Delta n \end{array} \right.$$

La construcția matricei B toți j parametrii - funcție din cadrul fiecărei ecuații a sistemului (227) se trec în partea stângă, iar variabilele independente rămân în partea dreaptă. Pentru ca matricea B să nu fie nedeterminată trebuie ca elementele sale nenule să fie pe diagonala principală. Definirea matricilor B și A pentru determinarea coeficienților de legătură N_{ij} ai motorului proiectat se face pe baza sistemului (227).

La calculul coeficienților de legătură Q_{ij} când se iau în considerare și caracteristicile compresorului și turbinei în sensul cercetării unui motor proiectat și modelat pentru funcționarea cu un anumit grup turbosuflantă, cu anumiți parametri de reglare, la $c_e = \text{ct}$ și $\alpha_{inj} = \text{ct}$, când parametrii independenți își schimbă valoarea, sistemul (227) se completează cu sistemul (228). Sistemul rezultat permite formarea matricilor B și A pentru determinarea coeficienților de legătură Q_{ij} .

$$(228) \left\{ \begin{array}{l} \Delta \lambda = -L_1 \Delta p_k - L_2 \Delta T_k - L_3 \Delta n + L_4 \Delta g_c + \Delta \bar{\lambda} \\ \Delta \pi_k = \Delta G_i - \Delta P_0 - \Delta(\sigma_i, \sigma_r, \sigma_m, \sigma_T) + \Delta(\nu_k, \nu_m, \nu_T) + \\ \quad + 0,5 \Delta T_T + K_{0T} \Delta \pi_T - \delta \mu_T - \Delta F_T \\ \Delta \alpha = \Delta \gamma_k + \Delta \eta_v - \Delta g_c \end{array} \right.$$

$$(228) \left\{ \begin{array}{l} \Delta G_{ir} = \Delta G_i + 0,5\Delta T_0 - \Delta p_0 - \Delta \sigma_i \\ \Delta \eta_{kr} = K_\pi \Delta \pi_k + K_G \Delta G_{ir} \\ \Delta n_k = \Delta n_{kr} + 0,5\Delta T_0 - \Delta \tilde{n}_{kr} \\ \Delta \eta_k = K'_\pi \Delta \pi_k + K'_G \Delta G_{ir} + \Delta \eta_k \\ \Delta \eta_T = K_{uT} \Delta n_k - 0,5K_{uT} \Delta T_T - 0,5A_2 K_{uT} \Delta \pi_T + \\ \quad + K_{RT} \Delta G_i - 0,73K_{RT} \Delta T_g + K_{FT} \Delta F_T + \Delta \tilde{\eta}_T \\ \Delta \mu T = \chi_T \Delta (u_T/c_{ad}) = \chi_Y \Delta n_k - 0,5\chi_T \Delta L_T + \\ \quad + 0,5\chi_T \Delta (\nu_k, \nu_m, \nu_T) \\ \Delta E_r = -K_E \Delta G_i - K'_E \Delta t_w + \Delta \tilde{E}_r \\ \Delta \sigma_i = 2K_\sigma \Delta p_0 - K_\sigma \Delta T_0 - 2K_\sigma \Delta G_i + \Delta \tilde{\sigma}_i \\ \Delta \sigma_r = 2K_{\sigma_r} \Delta p_k - K_{\sigma_r} \Delta T'_k - 2K_{\sigma_r} \Delta G_i + \Delta \tilde{\sigma}_g \\ \Delta \sigma_g = 2K'_{\sigma'} \Delta p_0 - K'_{\sigma'} \Delta T_g - 2K'_{\sigma'} \Delta G_i + \Delta \tilde{\sigma}_g \\ \Delta \nu_m = -K_{\nu_m} \Delta (\gamma_k, \eta_v) + K_{\nu_m} \Delta g_c \\ \Delta IB = W_1 \Delta x \\ \Delta IB = W_1 \Delta n \end{array} \right.$$

unde: $W_1 = f_1(x)$, $W_2 = f_2(n)$ sunt definite în Cap.6, paragraful 6.2., iar cuplajul de indici $ir \equiv iL$.

În alcătuirea acestor ecuații s-a ținut cont că pentru DTSR ca variabilă independentă se ia nu coeficientul excesului de aer (ca la motorul modelat) ci consumul ciclic de combustibil. De aceea s-a constituit ecuația 34 care stabilește legătura între cele două (coeficienții exces de aer și consum ciclic de combustibil) și sistem.

La formarea matricilor B și A după comasarea sistemelor (227) și (228) ținem cont de faptul că $\pi_k, \sigma_a, \sigma_r, \eta_k, E_r, \sigma_g, \alpha, \lambda, \eta_T$ și γ_m din sistemul (227) trec din categoria variabilelor independente i în categoria parametrilor dependenți j .

Anexele 5 și 6 arată componența matricilor B și A pentru cazul determinării coeficienților de legătură Q_{ij} .

5.4. Tabele cu valorile medii ale coeficienților de legătură pentru motoarele diesel în patru timpi cu turbosupraalimentare

Mărimile abstracte ale coeficienților de influență depind neesențial de particularitățile individuale ale proceselor de lucru din motor și se determină în principal pe baza datelor inițiale ale parametrilor π_k, α și η_m la regimul urmărit. De aceea se utilizează, construirea pentru motoare cu diferite sisteme de supraalimentare, a unor tabele generale cu mărimile medii ale coeficienților de influență, folosirea pentru aceasta a unor legi experimentale pentru procesul de umplere, baleiaj, a restului proceselor indicate și pentru lucru mecanic al forțelor de frecare și caracteristicile agregatelor de supraalimentare ale acestor motoare. Asemenea tabele sunt ușor de utilizat pentru aproximarea mărimilor coeficienților de legătură la calculul diferitelor probleme practice.

În legătură cu faptul că la majoritatea motoarelor diesel se utilizează ciclul în patru timpi și turbosupraalimentarea, tabelele mărimilor medii ale coeficienților de influență au fost constituite pentru acest tip de motoare.

Calculul acestor tabele a fost făcut cu ajutorul programului specializat MATLAB și cu ajutorul pachetului de programe MATLAB 4 de calcul numeric și matricial sub WINDOWS după metoda prezentată în paragraful 5.3. pentru cazul motoarelor proiectate cât și pentru motoarele cercetate (tabelele 7-9). În ultimul caz se calculează coeficienții de influență pentru două categorii:

- fără luarea în considerare a modificării variabilelor η_k, η_T, σ_a și σ_g (coeficienții grupei M_{ij}) și
- cu luarea în considerare a modificării acestor elemente funcție de caracteristicile agregatelor de supraalimentare a sistemelor de admisie și evacuare (coeficienții grupei Q_{ij}).

Coeficienții de influență sunt calculați pentru cazul cel mai întâlnit de reglare a dieselelor cercetate, când consumul ciclic de combustibil și unghiul avansului la injecție sunt constanți. Cu ajutorul formulelor generale din [80 pag 129-133] mărimile coeficienților pot fi ușor recalculat, în caz de necesitate, pentru orice condiții de reglare.

TABEL NR.7

variabile independente π_{k0} β_0	variabile dependente j																						
	G_{τ}								T_{τ}								P_{τ}						
	1		2		3		4		1		2		3		4		2		3		4		
	0,4	0,6	0,1	0,6	0,4	0,6	0,1	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	
ρ_0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	1	1
T_0	-0,89	-0,87	-0,92	-0,89	-0,94	-0,91	-0,96	-0,91	0,36	0,26	0,42	0,32	0,42	0,39	0,43	0,41	0,39	0,3	0,74	0,55	1,04	0,71	
π_K	1,08	1,06	0,68	0,75	0,8	0,86	0,79	0,83	-0,06	-0,08	0,15	0,08	0,09	0,04	0,09	0,06	0,96	0,92	1,25	0,92	1,42	0,98	
α	0,03	0,06	0,01	-0,08	-0,03	-0,03	-0,03	-0,1	-0,71	-0,93	-0,65	-0,72	-0,65	-0,7	-0,67	-0,67	0,43	0,34	0,83	0,63	1,16	0,82	
ϵ	-	-	-	-	-0,01	-0,04	-0,02	-0,04	-0,19	-0,24	-0,18	-0,2	-0,17	-0,19	-0,16	-0,16	0,12	0,1	0,22	0,17	0,29	0,19	
λ	-	-	-	-	0,01	-0,04	-0,01	-0,03	-0,14	-0,2	-0,13	-0,17	-0,13	-0,16	-0,12	-0,14	0,09	0,08	0,17	0,15	0,22	0,17	
$\tilde{\varphi}$	1	1	1	0,9	1	0,89	1	0,89	-	-	-	-0,51	-	-0,49	-	-0,47	-	0,24	-	0,44	-	0,57	
$\tilde{\tau}_0$	1	1	1	1	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
$\tilde{\eta}_1$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
$\tilde{T}_D: \omega_T$	-	-	0,04	0,17	0,07	0,19	0,11	0,19	1	1	1	0,88	1	0,85	1	0,83	-0,67	-0,42	-1,28	-0,77	-1,82	-1	
$\tilde{\rho}_1$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
η_n	-	-	0,23	0,33	0,24	0,33	0,31	0,37	-	-	-0,09	-0,17	-0,08	-0,2	-0,11	-0,23	-0,6	-0,39	-1,17	-0,72	-1,63	-0,93	
$\eta_T: \eta_{mT}$	-	-	0,04	0,17	0,07	0,19	0,11	0,19	-	-	-	-0,12	-	-0,15	-	-0,17	-0,67	-0,42	-1,28	-0,77	-1,82	-1	
$\sigma_{\alpha\epsilon\Gamma}$	1,08	1,06	1,05	1,35	1,06	1,21	1,06	1,16	-0,06	-0,08	-	-0,25	-	0,17	-	-0,14	-	0,12	-	0,15	-	0,17	
σ_T	0,39	0,06	0,05	0,35	0,06	0,21	0,06	0,16	-0,06	-0,08	-	-0,25	-	0,17	-	-0,14	-	0,12	-	0,15	-	0,17	
$\sigma_{\epsilon\gamma}$	0,39	0,06	0,05	0,35	0,06	0,21	0,06	0,16	-0,06	-0,08	-	-0,25	-	0,17	-	-0,14	-	-0,88	-1	-0,85	-1	-0,83	
ω_T	-1,28	-0,87	-0,89	-0,73	-0,87	-0,72	-0,85	-0,72	0,36	0,26	0,42	0,25	0,42	0,24	0,43	0,24	-0,28	-0,12	-0,54	-0,22	-0,78	-0,29	
ν_K	-1	-1	-0,96	-0,83	-0,93	-0,81	-0,89	-0,81	-	-	-	-0,12	-	-0,15	-	-0,17	-0,67	-0,42	-1,28	-0,77	-1,82	-1	
$\nu_{mT}: \nu_T$	-	-	0,04	0,17	0,07	0,19	0,11	0,19	-	-	-	-0,12	-	-0,15	-	-0,17	-0,67	-0,42	-1,28	-0,77	-1,82	-1	
μ	0,9	0,9	0,91	0,84	0,91	0,85	0,92	0,8	0,19	0,23	0,18	0,23	0,17	0,22	0,17	0,23	-0,12	-0,11	-0,22	-0,2	-0,31	-0,28	

variabile indipendente π_{k0} β_0	variabile dipendente γ															
	p_e								η_e							
	1		2		3		4		1		2		3		4	
	0,6	0,8	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,8	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
ρ_0	1,15	1,17	1,12	1,18	1,09	1,14	1,0	1,1	0,16	0,17	0,12	0,18	0,09	0,14	0,01	0,1
T_0	-1,09	-1,06	-1,26	-1,16	-1,37	-1,17	-1,51	-1,16	-0,22	-0,21	-0,35	-0,27	-0,43	-0,28	-0,55	-0,26
π_K	1,44	1,42	0,74	0,81	0,76	0,94	0,6	0,9	0,38	0,36	0,05	0,12	-0,04	0,12	-0,18	0,08
α	-0,68	-0,34	-1,1	-0,77	-1,25	-0,83	-1,46	-0,87	0,26	0,57	-0,11	0,19	-0,24	0,14	-0,42	0,1
ϵ	0,42	0,43	0,27	0,33	0,24	0,32	0,21	0,31	0,42	0,43	0,28	0,34	0,23	0,32	0,22	0,32
λ	0,36	0,47	0,22	0,34	0,18	0,33	0,15	0,32	0,36	0,47	0,22	0,34	0,19	0,33	0,16	0,33
$\tilde{\varphi}$	--	--	--	-0,06	--	-0,1	--	-0,14	--	--	--	-0,05	--	-0,09	--	-0,11
$\tilde{\eta}_D$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,26	1,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$\tilde{\eta}_I$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
$\tilde{\tau}_D; \omega_T$	--	--	0,26	0,11	0,5	0,18	0,81	0,24	--	--	0,23	0,09	0,43	0,15	0,71	0,2
\tilde{p}_f	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25
η_K	--	--	0,48	0,34	0,67	0,38	0,98	0,47	--	--	0,23	0,13	0,43	0,17	0,67	0,22
$\eta_I; \eta_{MTS}$	--	--	0,26	0,11	0,5	0,18	0,81	0,24	--	--	0,23	0,09	0,43	0,15	0,71	0,2
σ_{DCP}	1,44	1,42	1,51	1,4	1,47	1,34	1,46	1,3	0,38	0,36	0,46	0,36	0,42	0,31	0,4	0,27
σ_T	0,38	0,24	0,39	0,23	0,39	0,2	0,45	0,2	0,22	0,18	0,34	0,19	0,33	0,17	0,4	0,17
σ_I	0,28	0,24	0,39	0,23	0,39	0,2	0,45	0,2	0,22	0,18	0,34	0,19	0,33	0,17	0,4	0,17
ω_P	-1,09	-1,06	-1	-1,05	-0,87	-0,99	-0,69	-0,92	-0,22	-0,21	-0,12	-0,18	-0,007	-0,13	0,16	-0,06
v_K	--	--	0,26	0,11	0,5	0,18	0,81	0,24	--	--	0,23	0,09	0,43	0,15	0,71	0,2
$v_M; v_T$	--	--	0,26	0,11	0,5	0,18	0,81	0,24	--	--	0,23	0,09	0,43	0,15	0,71	0,2
u	-0,21	-0,17	-0,16	-0,22	-0,12	-0,21	0	-0,2	-0,11	-0,07	-0,06	-0,13	-0,03	-0,11	0,08	-0,11

variable independente i π_{K0} β_0	variable dependente j																			
	π_K				π_V				α				λ				π_T			
	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3
	0,4	0,5	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
ω_C	0,69	0,81	0,70	0,85	0,61	0,85	0,44	0,57	-0,54	-0,48	-0,43	-0,35	-0,27	-0,33	-0,22	-0,31	0,42	0,44	0,63	0,63
n	0,57	0,76	0,44	0,71	0,78	0,97	0,64	0,69	0,19	0,38	0,11	0,33	-0,67	-0,75	-0,51	-0,67	0,75	0,66	0,99	0,88
ρ_0	-0,66	-0,76	-0,73	-0,80	-0,58	-0,80	-0,45	-0,53	0,57	0,52	0,46	0,39	-0,06	0,01	-0,03	-0,02	-0,40	-0,42	-0,62	-0,40
T_0	-0	0,02	0,09	0,05	0,36	0,15	0,42	-0,49	-0,88	-0,89	-0,81	-0,83	-0,33	-0,36	-0,42	-0,38	-0,18	0,08	-0,21	-0,09
e	-0,17	-0,20	-0,16	-0,20	-0,15	-0,22	-0,11	-0,14	-0,12	-0,14	-0,14	-0,17	0,09	0,11	0,07	0,10	-0,10	-0,11	-0,15	-0,15
$\tilde{\lambda}$	-0,12	-0,17	-0,12	-0,17	-0,11	-0,18	-0,08	-0,12	-0,09	-0,14	-0,11	-0,14	1,06	1,09	1,06	1,08	-0,08	-0,10	-0,11	-0,13
$\tilde{\varphi}$	0,31	-0,03	0,18	-0,12	0,59	0,18	0,40	0,06	0,10	0,08	-0,02	-0,28	-0,20	-0,01	-0,04	0,07	0,64	0,29	0,82	0,36
$\tilde{\eta}_V$	-0,39	-0,34	-0,53	-0,46	-0,03	-0,15	-0,05	-0,16	0,63	0,75	0,40	0,49	0,17	--	0,28	0,24	0,21	0,12	0,17	0,10
$\tilde{\eta}_i$	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
\tilde{T}_P, ω_T	0,96	0,87	0,96	0,92	0,86	0,94	0,63	0,62	0,68	0,62	0,83	0,76	-0,51	-0,47	-0,44	-0,45	0,59	0,49	0,88	0,69
$\tilde{\rho}_z$	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
$\tilde{\eta}_K$	0,19	0,51	0,53	0,55	0,51	0,59	0,41	0,40	0,54	0,56	0,64	0,62	-0,19	-0,20	-0,17	-0,20	0,19	0,23	0,31	0,32
$\tilde{\eta}_T, \nu_{MTRK}$	0,52	0,43	0,60	0,50	0,47	0,48	0,10	0,35	0,38	0,31	0,54	0,41	-0,28	-0,23	-0,27	-0,24	0,03	-0,04	0,10	0,04
$\tilde{\sigma}_0$	-0,09	-0,25	-0,28	-0,35	-0,06	-0,20	-0,14	-0,21	0,99	0,89	0,87	0,76	-0,35	-0,27	-0,24	-0,23	0,36	0,25	0,43	0,29
$\tilde{\sigma}_P$	-0,36	-0,37	-0,57	-0,57	-0	-0,09	-0,02	-0,18	0,70	0,75	0,52	0,50	-0,25	-0,23	-0,14	-0,15	0,25	0,22	0,26	0,19
$\tilde{\sigma}_T$	-0,02	-0,09	-0,03	-0,12	-0	-0,02	-0	-0,04	0,03	-0,05	0,02	-0,10	-0	0,04	0,01	0,06	0,01	0,07	0,01	0,02
$\tilde{\sigma}_g$	0,56	0,50	0,45	0,45	0,51	0,50	0,30	0,32	0,43	0,37	0,41	0,37	-0,30	-0,27	-0,21	-0,21	0,76	0,67	1,05	0,88
$\tilde{\omega}_0$	0,79	0,65	0,92	0,77	0,43	0,53	0,33	0,40	-0,25	-0,11	0,03	-0,15	-0,74	-0,69	-0,81	-0,73	0,08	0,13	0,25	0,23
\tilde{T}_P	0,09	-0,08	0,18	0,15	0,05	-0,07	-0,07	-0,08	0,03	0,05	-0	0,03	0,09	0,08	0,16	0,15	-0,01	-0,02	-0,05	-0,05
ν_K	0,94	0,77	1,02	0,87	0,53	0,60	0,37	0,43	0,78	0,61	1,04	0,89	-0,46	-0,39	-0,51	-0,44	0,32	0,29	0,58	0,49
ν_T	1,25	1,24	1,20	1,27	1,12	1,33	0,78	0,85	0,88	0,29	1,02	1,04	-0,66	-0,67	-0,56	-0,62	0,96	0,86	1,40	1,23
F_T	-0,58	-0,18	-0,48	-0,56	0,52	-0,6	-0,30	-0,36	-0,39	-0,42	-0,39	-0,46	0,31	0,32	0,22	0,27	-0,75	-0,60	-1,04	-0,87

TABLE NR.8

variabel. tidak pendens. π_{K0} β_0	Variabelnya tergantung pada															
	Q_0				T_T				η_I				η_e			
	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3
	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
ω	0,46	0,68	0,57	0,71	0,49	0,46	0,36	0,37	-0,17	-0,29	-0,16	-0,26	0,03	-0,09	-0,01	-0,08
n	1,18	1,34	1,12	1,20	0,27	0,17	0,20	0,23	-0,04	0,01	-0,02	~0	-0,32	-0,24	-0,43	-0,31
ρ_0	0,57	0,37	0,48	0,33	-0,46	-0,41	-0,38	-0,34	0,11	0,20	0,08	0,14	0,01	0,17	0,03	0,12
T_0	-0,88	-0,76	-0,81	-0,69	1,0	1,05	1,02	1,0	-0,25	-0,46	-0,23	-0,40	-0,26	-0,64	-0,20	-0,48
e	-0,12	-0,18	-0,14	-0,18	-0,14	-0,13	-0,10	-0,11	0,28	0,32	0,28	0,31	0,31	0,32	0,32	0,32
$\tilde{\lambda}$	-0,09	-0,16	-0,11	-0,16	-0,10	-0,11	-0,08	-0,09	0,19	0,27	0,19	0,26	0,24	0,33	0,25	0,33
$\tilde{\varphi}$	1,09	0,81	0,98	0,61	0,06	-0,41	0,04	-0,24	-0,02	-0,03	-0,01	-0,08	-0,17	0,10	-0,27	-0,19
\tilde{n}_0	0,63	0,58	0,40	0,35	-0,45	-0,53	-0,32	-0,34	0,17	0,35	0,16	0,29	0,07	0,36	0,02	0,27
$\tilde{\eta}_I$	-	-	-	-	-	-	-	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,25	1,25	1,25	1,25
$\tilde{\tau}_I; \omega_T$	0,68	0,79	0,83	0,82	0,78	0,67	0,59	0,49	0,04	0,11	0,07	0,14	0,06	0,16	-0,01	0,17
$\tilde{\tau}_{IP}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25
$\tilde{\eta}_K$	0,54	0,65	0,64	0,66	-0,33	-0,30	-0,43	-0,52	0,08	0,16	0,09	0,17	0,13	0,22	0,11	0,22
$\tilde{\eta}_I; \eta_{HTK}$	0,38	0,47	0,54	0,51	-0,13	-0,27	-0,27	-0,34	0,03	0,01	0,05	0,08	0,13	0,12	0,14	0,15
$\tilde{\sigma}_A$	0,99	1,05	0,87	0,82	-0,61	-0,84	-0,59	-0,57	0,14	0,27	0,12	0,21	0,24	0,39	0,15	0,29
$\tilde{\sigma}_r$	0,70	0,88	0,52	0,55	-0,43	-0,70	-0,36	-0,45	0,10	0,23	0,07	0,14	0,17	0,33	0,09	0,19
σ_T	0,03	0,26	0,02	0,07	-0,02	-0,21	-0,02	-0,10	~0	0,01	~0	-0,02	0,33	0,17	0,32	0,14
$\tilde{\sigma}_{ij}$	0,13	0,68	0,41	0,49	-0,15	-0,43	-0,20	-0,33	0,03	0,07	0,04	0,07	0,23	0,22	0,12	0,17
$\tilde{\omega}_I$	-0,25	-0,10	0,03	0,08	0,76	0,66	0,57	0,47	-0,20	-0,36	-0,15	-0,26	-0,12	-0,38	-0,07	-0,26
$\tilde{\tau}_I$	0,03	0,01	~0	-0,02	-0,09	-0,08	-0,11	-0,09	0,02	0,04	0,03	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05
γ_K	-0,22	-0,20	0,04	~0	-0,31	-0,49	-0,54	-0,69	0,07	0,12	0,10	0,20	0,18	0,20	0,15	0,28
γ_T	0,88	1,07	1,02	1,08	-0,29	-0,57	-0,50	-0,65	0,06	0,15	0,08	0,20	~0	0,19	-0,11	0,18
F_T	-0,39	-0,44	-0,39	-0,41	0,12	0,21	0,18	0,23	-0,02	-0,07	0,03	-0,09	0,1	-0,05	0,20	-0,02

TABEL NR.9

variabile independente	variabile dependente j																			
	π_K				α				λ				π_T				η_I			
	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3
	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
π_K	0,84	1,05	0,89	1,11	-0,42	-0,28	-0,30	-0,12	-0,35	-0,45	-0,34	-0,43	0,60	0,64	0,88	0,90	-0,17	-0,25	-0,14	-0,19
n	1,12	1,20	1,04	1,18	0,70	0,78	0,64	0,80	-0,92	-0,97	-0,79	-0,86	1,20	1,0	1,54	1,33	0,01	0,10	0,02	0,12
n_0	-0,79	-0,98	-0,84	-1,04	0,48	0,33	0,35	0,17	0,02	0,12	0,02	-0,09	-0,57	-0,60	-0,84	-0,84	0,10	0,16	0,06	0,08
T_0	-0,20	-0,06	-0,14	-0,02	-1,05	-0,97	-1,0	-0,94	-0,25	-0,32	-0,3	-0,34	-0,32	-0,13	-0,38	-0,16	-0,28	-0,47	-0,25	-0,43
ε	-0,22	-0,27	-0,22	-0,26	-0,19	-0,20	-0,19	-0,23	0,11	0,14	0,11	0,13	-0,15	-0,16	-0,21	-0,22	0,28	0,30	0,27	0,29
$\tilde{\lambda}$	-0,16	-0,23	-0,16	-0,21	-0,13	-0,17	-0,13	-0,18	1,08	1,12	1,08	1,11	-0,11	-0,14	-0,16	-0,19	0,19	0,26	0,19	0,25
$\tilde{\varphi}$	0,85	0,23	0,71	0,16	0,59	0,16	0,48	0,02	-0,44	-0,12	-0,31	-0,04	1,06	0,46	1,31	0,57	0,04	0,03	0,03	-0,01
$\tilde{\eta}_0$	-0,02	-0,17	-0,19	-0,30	0,98	0,92	0,71	0,69	0,01	0,09	0,14	0,17	0,44	0,22	0,41	0,22	0,22	0,39	0,19	0,34
$\tilde{\eta}_I$	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	1,0	1,0	1,0	1,0
$\tilde{T}_T; \omega_T$	1,20	1,16	1,30	1,20	0,87	0,86	1,10	1,06	-0,63	-0,61	-0,62	-0,57	0,85	0,72	1,25	1,0	0,06	0,16	0,09	0,22
\tilde{r}_f	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
$\tilde{\eta}_K$	0,64	0,56	0,78	0,65	0,68	0,63	0,84	0,76	-0,26	-0,22	-0,30	-0,26	0,32	0,25	0,53	0,36	0,09	0,18	0,10	0,20
$\tilde{\eta}_T; \eta_{MTK}$	0,78	0,71	0,92	0,82	0,58	0,51	0,80	0,71	-0,41	-0,37	-0,45	-0,38	0,32	0,28	0,56	0,41	0,04	0,10	0,07	0,15
$\tilde{\sigma}_3; \tilde{\sigma}_I$	0,04	-0,10	0,16	-0,30	1,10	1,01	0,91	0,80	-0,42	-0,35	-0,32	-0,25	0,51	0,39	0,56	0,38	0,15	0,29	0,11	0,22
σ_T	-0	-0,02	-0,01	0,08	-0,05	0,03	0,04	-0,05	-0	0,01	0,01	0,05	0,02	0,02	0,02	0,04	0,01	0,01	0,01	-0,01
$\tilde{\sigma}_T$	0,85	0,88	0,72	0,75	0,64	0,68	0,62	0,65	-0,44	-0,46	-0,34	-0,35	1,08	0,99	1,10	1,23	0,05	0,13	0,05	0,14
$\tilde{\omega}_r$	0,58	0,64	0,80	0,75	-0,48	-0,46	0,12	-0,18	-0,66	-0,69	-0,76	-0,74	-0	0,14	0,21	0,27	-0,24	-0,37	-0,17	-0,27
ν_r	0,78	0,71	0,90	0,78	0,58	0,51	0,88	0,79	-0,41	-0,37	-0,48	-0,41	0,32	0,28	0,62	0,45	0,04	0,10	0,08	0,17
ν_T	1,62	1,60	1,61	1,63	1,19	1,19	1,10	1,42	-0,85	-0,84	-0,79	-0,77	1,37	1,16	1,93	1,60	0,08	0,22	0,11	0,29
F_T	-0,86	0,90	0,72	-0,84	-0,59	-0,66	0,59	-0,72	0,44	0,17	0,35	0,39	-1,06	0,88	-1,37	-1,18	-0,04	-0,12	-0,04	-0,14

TABEL NR. 9

Variable independent (i.e. β_0)	Variable dependent (j)															
	G_2				T_T				q				η_e			
	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3	2	2	3	3
	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6
	0,58	0,90	0,76	0,98	0,44	0,31	0,29	0,19	0,31	0,79	0,69	0,65	0,02	0,03	-0,03	-0,02
n	1,68	1,79	1,65	1,71	0,01	-0,13	-0,04	-0,16	0,44	0,42	0,36	0,31	-0,30	-0,04	-0,44	-0,20
ρ_0	0,45	0,16	0,29	0,09	-0,41	-0,28	-0,28	-0,20	-0,32	-0,30	-0,20	-0,16	0,03	0,11	0,02	0,08
T_0	-1,06	-0,85	-0,99	-0,79	1,10	1,11	1,10	1,16	0,87	0,86	0,86	0,85	-0,30	-0,51	-0,24	-0,45
e	-0,16	-0,24	-0,19	-0,23	-0,12	-0,99	-0,09	-0,07	0,02	0,03	0,05	0,06	0,32	0,30	0,34	0,30
$\tilde{\lambda}$	-0,11	-0,21	-0,14	-0,21	-0,06	-0,08	-0,06	-0,09	0,02	0,02	0,04	0,05	0,27	0,28	0,27	0,32
$\tilde{\Phi}$	1,60	1,08	1,48	0,92	-0,20	-0,59	-0,21	-0,47	-0,07	-0,02	-0,11	0,01	-0,13	-0,02	-0,28	-0,11
$\tilde{\eta}_0$	0,99	0,77	0,71	0,56	-0,66	-0,67	-0,50	-0,52	-0,38	-0,38	-0,29	-0,29	0,24	0,37	0,08	0,33
$\tilde{\eta}_I$	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	1,25	1,25	1,25	1,25
$\tilde{\tau}_I; \omega_I$	0,87	1,06	1,10	1,13	0,70	0,40	0,50	0,28	-0,12	-0,12	-0,28	-0,28	0,05	0,21	-0,02	0,20
$\tilde{\rho}_I$	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25
$\tilde{\eta}_K$	0,68	0,74	0,86	0,81	-0,40	-0,57	-0,52	-0,64	-0,25	-0,25	-0,34	-0,32	0,16	0,24	0,1	0,26
$\tilde{\eta}_I; \eta_{MTK}$	0,57	0,71	0,61	0,80	-0,26	-0,42	-0,39	-0,54	-0,08	-0,08	-0,21	-0,18	0,11	0,16	0,09	0,21
$\tilde{\sigma}_I; \tilde{\sigma}_I$	1,10	1,19	0,91	0,86	-0,68	-0,91	-0,56	-0,70	-0,41	-0,40	-0,36	-0,34	0,24	0,38	0,13	0,29
σ_T	0,05	0,33	0,04	0,12	-0,04	-0,27	-0,03	-0,14	-0,02	-0,01	-0,02	0,01	0,32	0,17	0,32	0,16
$\tilde{\sigma}_r$	0,64	1,03	0,62	0,77	-0,22	-0,63	-0,30	-0,52	-0,09	-0,10	-0,02	-0,17	0,20	0,27	0,11	0,22
$\tilde{\omega}_p$	-0,48	0,1	-0,12	0,06	0,00	0,70	0,67	0,50	0,79	0,78	0,63	0,64	-0,19	-0,35	-0,13	-0,28
v_K	0,43	-0,29	0,06	-0,11	-0,20	-0,42	-0,37	-0,56	-0,08	-0,08	-0,25	-0,22	0,11	0,16	0,10	0,24
v_r	1,16	1,41	1,39	1,16	-0,39	0,78	-0,66	-0,92	-0,15	-0,17	-0,36	-0,37	-0,01	0,26	-0,17	0,28
F_T	0,59	0,70	0,58	1,65	0,20	0,36	0,20	0,38	0,07	-0,09	0,14	0,18	0,15	-0,10	0,25	0,06

Calculule efectuate au arătat că din numărul parametrilor procesului de lucru, ce acționează asupra mărimii coeficienților de legătură pentru motoare turbosupraalimentate, cel mai mult influențează coeficientul de exces al aerului și mărimea creșterii presiunii aerului în compresoare. De aceea calculul mărimii medii a coeficienților de legătură pentru motoarele diesel în patru timpi cu turbosupraalimentare s-au făcut pentru câteva valori inițiale ale parametrilor α și π_k care să permită studiul motoarelor ALCO fabricate de U.C.M. Reșița.

Pentru alte valori ale parametrilor π_k , α și η_m un coeficient sau altul se poate obține prin metoda interpolării folosind datele tabelor.

Datele inițiale ale parametrilor procesului influențează puțin asupra coeficienților N_{ij} , M_{ij} și Q_{ij} luate în calculul tabelor 7-9. În acest sens pentru

$$\begin{cases} \varepsilon = 14 \\ \lambda = 1,5 \\ \eta_m = 0,5 \end{cases}$$

avem $\varphi = 1,15$ pentru $(p_k/p_T) > 1$

și

$$\varphi = 1 \text{ pentru } (p_k/p_T) \leq 1$$

când $\frac{p_a}{p_k} = 0,92$; $\eta_k = \eta_T = 0,75$; $E_r = 0$ pentru $\pi_k = 1 - 2$ și $E_r = 0,5$ pentru $\pi_k > 2$.

Admitem că modificarea parametrilor recalculați se reflectă puțin în modificarea coeficienților de influență.

În lucrare s-a arătat că dacă eroarea de apreciere a coeficienților de influență este ($\pm 10\%$) prin aproximarea creșterii j a variabilelor dependente, în calcule se obține o eroare mai mică de $1 - 1,5\%$ la modificarea parametrilor cu $\pm(10 - 15\%)$, această remarcă permite lărgirea limitelor de utilizare practică a tabelor în diferite calcule.

5.5. Limitele aplicării metodei diferențelor mici în calculele parametrilor proceselor de lucru

Bibliografia de specialitate [59],[79],[80],[81] discută limitele aplicării acestei metode pentru determinarea coeficienților de legătură. În continuare se face o sinteză a celor prezentate în lucrările de mai sus. Se caută așa cum s-a prezentat în cap.3.5 valorile absolute ale modificării admisibile a fiecărei variabile independente i în procesul DTS, prin care eroarea de apreciere a unuia sau altui j -parametru al motorului după metoda diferențelor mici nu va crește peste mărimea absolută δ . De mare importanță practică este determinarea limitelor parametrilor i pentru calculul parametrilor efectivi ai DTS.

Calcululele corespunzătoare au fost făcute (cu condiția erorii maxime $\delta = 1\%$) pentru variabilele i în cicluri atât pentru motorul proiectat cât și pentru motorul cercetat.

În legătură cu faptul că coeficienții de influență N_{ij} și Q_{ij} depind de valorile inițiale π_k, α și η_m limitele diferențelor parametrilor i , $|\Delta i|_{\text{lim}}$, au fost calculate pentru câteva valori inițiale a acestor parametrii. În lucrările [79],[80],[81] sunt arătate dependențele limitelor admisibile ale mărimii creșterii variabilelor i funcție de π_k, α și η_m pentru ciclurile DTS proiectate și analog au fost obținute pentru DTS cercetate cu aceeași schemă de supra-alimentare.

Împărțim toate variabilele independente ale procesului DTS în trei grupe de parametrii cu următorii coeficienți de influență:

- 1) $N_{ij}, Q_{ij} > 0,5$
- 2) $N_{ij}, Q_{ij} < -0,5$
- 3) $-0,5 < (M_{ij}, Q_{ij}) < 0,5$

Discuția despre limitele admisibile ale creșterilor $|\Delta i|_{\text{lim}}$ se poate face dacă $|\Delta i|_{\text{lim}}$ se calculează nu pentru toate ci doar pentru câteva creșteri a variabilelor $|\Delta i|_{\text{lim}}$ caracteristice fiecărei grupe.

Pentru motorul DTS proiectat din totalitatea variabilelor au fost luate următoarele $\sigma_a, \pi_k, \tilde{\eta}_v, \tilde{\eta}_i$ (prima grupă) T_0, α (grupa a doua) , σ_g (a treia grupă).

Limitele diferențelor admisibile $|\Delta i|_{\text{lim}}$ pentru aceste variabile sunt de asemenea arătate în lucrarea de specialitate [81]. Pentru celelalte variabile i mărimile $|\Delta i|_{\text{lim}}$ sunt analoge și depind de apartenența la o grupă sau alta de variabile.

Pentru motoarele DTS cercetate aproape toate variabilele i aparțin grupei a treia, astfel coeficienții lor de influență asupra p_e și η_e în mărime absolută nu cresc peste 0,5 (excepție constituie doar parametrii g_c și η_i care pot aparține primei grupe).

De aceea pentru parametrii i - caracteristici la calculul limitelor admisibile a diferențelor $|\Delta i|_{\text{lim}}$, pentru motoarele cercetate se pot lua g_c , $\tilde{\eta}_i$ și câțiva (doi-trei) parametri din grupa a treia (spre exemplu T_0 și σ_a).

În primul rând pentru o mai bună obținere de date asupra limitelor diferențelor admisibile în calculele descrise au fost evaluate $|\Delta i|_{\text{lim}}$ pentru majoritatea variabilelor i ale grupei a treia astfel pentru $n, p_0, T_0, \sigma_a, \sigma_g, \tilde{\omega}_r, \tilde{\eta}_v, \tilde{\eta}_k, \tilde{\eta}_g, \lambda$ și ϵ .

Mărimile limitelor admisibile ale diferențelor variabilelor independente prin calculul parametrilor DTS proiectat după metoda diferențelor mici sunt în medie egale cu 15 – 20%, excludem dintre ei parametrul T_0 pentru care limita mărimii diferenței nu depășește 10% (pentru calculul p_e). Dacă creșterea ΔT_0 în calcule se înlocuiește cu creșterea $\Delta(1/T_0)$, modificând prin aceasta la coeficientul de influență $N_{T_0 p_e}$ semnul cu valoarea sa inversă:

$$\Delta p_e = N_{T_0 p_e} \Delta T_0 = -N_{T_0 p_e} \Delta(1/T_0) = N_{(1/T_0) p_e} \Delta(1/T_0)$$

atunci limita admisibilă a diferenței $|\Delta T_0|_{\text{lim}}$ crește până la 25 – 30% .

Observăm că în calculele cu metoda diferențelor mici creșterile mărimilor inverse $\Delta(1/i)$ pot fi utilizate și pentru alți coeficienți N_{ij} și Q_{ij} . În acest caz limitele admisibile a diferențelor variabilelor i sunt mult mai mari, ceea ce lărgeste posibilitatea utilizării metodei diferențelor mici în calcule. Se explică aceasta prin aceea că dacă în calcule se iau mărimile $\Delta(1/i)$ în loc de Δi pentru $N_{ij}, Q_{ij} < 0$, atunci aceasta schimbă semnul coeficientului de legătură și prin aceasta și limita admisibilă a diferenței variabilelor independente i care vor fi mult mai mari. În calculele parametrilor motoarelor DTS proiectate limitele admisibile ale diferențelor diferitelor variabile i nu cresc peste limitele mai sus amintite și dau erori suficient de mici (1%).

Și mai mari posibilități de utilizare a metodei micilor diferențe se deschid pentru calculul proceselor de lucru pentru motoarele DTS cercetate. Limita mărimii admisibile a diferențelor variabilelor independente i este în acest caz aproape de 20% (pentru cazul reglării motorului $g_c = \text{constant}$ $\alpha_{inj} = \text{constant}$) iar pentru asemenea variabile i , ca $\epsilon, \tilde{\lambda}, \tilde{\eta}_k, \tilde{\eta}_T, \sigma_g$ este mai mare ca 30%.

Dar pentru $i = n, g_c$ limita admisibilă a mărimii diferenței se micșorează sub 15%.

CAPITOLUL 6

Cuantificarea unor parametrii de sinteză ai interdependenței funcționale motor-turbosuflantă-răcitor intermediar și interpretarea datelor reprezentate prin funcții în juxtapunere cu datele experimentale particularizate în cazul evaluării gradului de fum

6. Cuantificarea unor parametri de sinteză ai interdependenței funcționale motor-turbosuflantă-răcitor intermediar și interpretarea datelor reprezentate prin funcții în juxtapunere cu datele experimentale particularizate în cazul evaluării gradului de fum

6.1 Cuantificarea unor parametri de sinteză ai interdependenței funcționale motor-turbosuflantă-răcitor intermediar

Dintre parametri de sinteză care permit stabilirea cantitativă a performanțelor la funcționarea în comun a complexului motor-grup turbosuflantă-răcitorul aerului de supraalimentare arătăm în continuare două grupe:

a) parametri traiectici care permit analiza interdependenței DTS-răcitor de aer, încă din stadiul de proiectare al motorului:

- caracteristica răcitorului de aer funcție de debitul de aer intrat în motor și temperatura de intrare a agentului de răcire a aerului prezentată în continuare sub formă de diferențe mici:

$$\Delta E_r = f(\Delta G_i, \Delta t_w)$$

- presiunea medie efectivă p_e analizată în lucrare sub forma diferențelor mici:

$$\Delta p_e = N_{\pi_k \cdot p_e} \cdot \Delta \pi_k$$

- randamentul efectiv η_e analizat prin diferențe mici:

$$\Delta \eta_e = N_{\pi_k \cdot \eta_e} \cdot \Delta \pi_k$$

- p_e și η_e în relație cu indicele de evaluare a răcitorului de aer θ sub formă de diferențe mici cu discutarea coeficienților de legătură care arată direct influența dintre parametri și

b) parametri experimentali

p_e, p_k

în comparație cu cei modelați cu luarea în considerare sau nu a răcitorului de aer.

6.1.1. Analiza comparativă a rezultatelor calculului unor relații determinate de caracteristicile sistemelor de admisie și evacuare luând în considerare eficiența răcitorului de aer de supraalimentare cu cele experimentale

În cazul unui motor real coeficienții de reducere a presiunii σ_i , σ_g și σ_r nu sunt variabile independente ci ele depind de pierderile hidraulice ale sistemelor de admisie și evacuare.

Aceste funcții pot fi puse funcție de viteza fluidelor de lucru sub forma $\sigma_i(v_i)$, $\sigma_r(v_r)$ și $\sigma_g(v_g)$. Pe baza legii lui Bernoulli putem spune că aceste pierderi sunt direct proporționale cu pătratul debitului de fluid de lucru și invers proporționale cu densitatea. Astfel, putem scrie micile diferențe ale coeficienților de reducere a presiunii pe traiectele de admisie și evacuare astfel

$$\Delta\sigma_i = -k_\sigma(2\Delta G_i - 2\Delta p_0 + \Delta T_0) + \Delta\tilde{\sigma}_i \quad (212)$$

$$\Delta\sigma_r = k_{\sigma_r}(2\Delta G_i - 2\Delta p_k + \Delta T_k) + \Delta\tilde{\sigma}_r \quad (213)$$

$$\Delta\sigma_g = k'_\sigma(2\Delta G_g - 2\Delta p_0 + \Delta T_k) + \Delta\tilde{\sigma}_g \quad (214)$$

unde:

$$k_\sigma = \frac{1 - \sigma}{\sigma_i} ; k_{\sigma_r} = \frac{1 - \sigma_r}{\sigma_r} ; k'_\sigma = \frac{1 - \sigma_g}{\sigma_g} \quad (215)$$

Dacă motorul are răcitor de aer de supraalimentare, atunci asupra motorului apare suprapunerea efectului datorat caracteristicii răcitorului de aer:

$$E_r = f(G_i, t_w)$$

unde: t_w - temperatura agentului de răcire a aerului.

Pentru răcitorul de aer de supraalimentare cu care a fost dotat motorul ALCO 4R251 sunt date în Anexa nr.2 caracteristicile răcitorului proiectat, iar în figurile nr. 30,31,32 caracteristicile experimentale determinate pe motorul ALCO 4R251.

Urmează:

$$\Delta E_r = -k_E \cdot \Delta G_i - k'_E \cdot \Delta t_w + \Delta\tilde{E}_r \quad (216)$$

unde : k_E și k'_E sunt mărimile absolute ale coeficienților de legătură între debitul de aer și temperatura agentului de răcire a aerului asupra coeficientului E_r

$$k_E = \left| \frac{\Delta E_r}{\Delta G_i} \right| \quad (217)$$

pentru $t_w = \text{constant}$

$$k'_E = \left| \frac{\Delta E_r}{\Delta t_w} \right| \quad (218)$$

pentru $G_i = \text{constant}$

Anexa nr.2 completează cu datele tehnice de proiectare, caracteristicile prezentate.

Rezultatele modelării variațiilor din formulele (216),(217), (218) prezentate mai sus sunt arătate funcție de termeni și factori pentru răcitorul motorului ALCO 4R251 în Fig.30, 31.

Cu toate că în capitolul 4 la stabilirea indicilor de corelare a răcitoarelor teoretic E_r poate lua valoarea unu, experimental acest indice este limitat aproape de valoarea 0,5. Aceasta se vede din fig.32,35,36. La modelarea teoretică s-a ținut cont de acest aspect astfel încât variațiile ΔE_r determinate funcție de coeficienții K_E și K'_E ai variației debitului de aer și ai variației temperaturii agentului de răcire să fie în concordanță cu experimentul.

Din modelarea eficienței răcitorului prin diferențe mici funcție de coeficienții de legătură K_E și K'_E care țin cont de debitul de aer răcit intrat în motor și temperatura agentului de răcire prezentată grafic în fig.30 și 31 se observă că aceasta este limitată pe domenii diferite de cei doi coeficienți de legătură.

În fig. 32 se remarcă influența compensării între ei a efectului celor doi coeficienți de legătură, asupra eficienței răcitorului de aer, E_r având astfel o limită maximă ceea ce arată importanța proiectării răcitorului în sensul obținerii unei încălziri maxime a agentului de răcire la trecerea unui debit de aer maxim pentru regimul nominal al motorului.

pe[kgf/cm²]

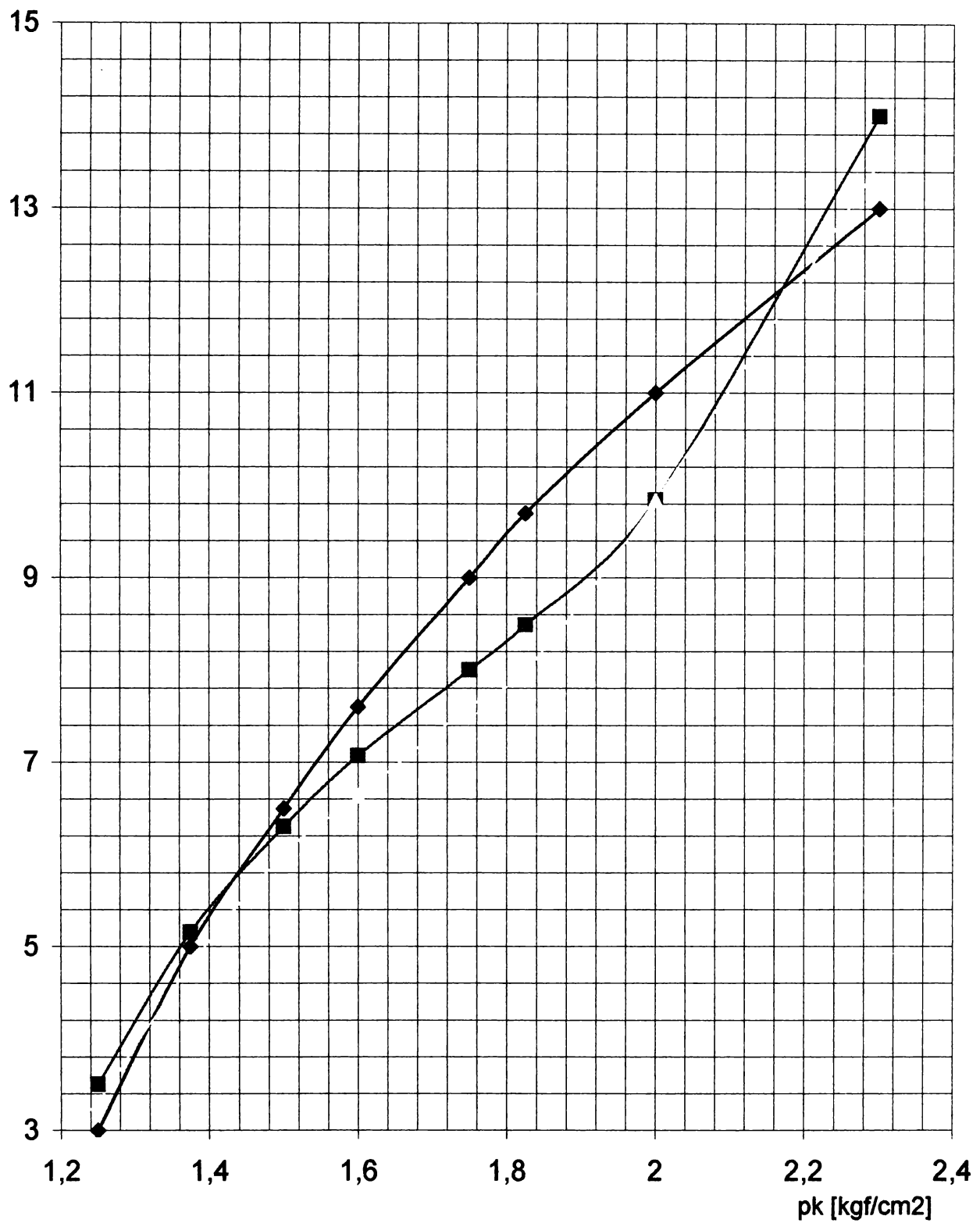
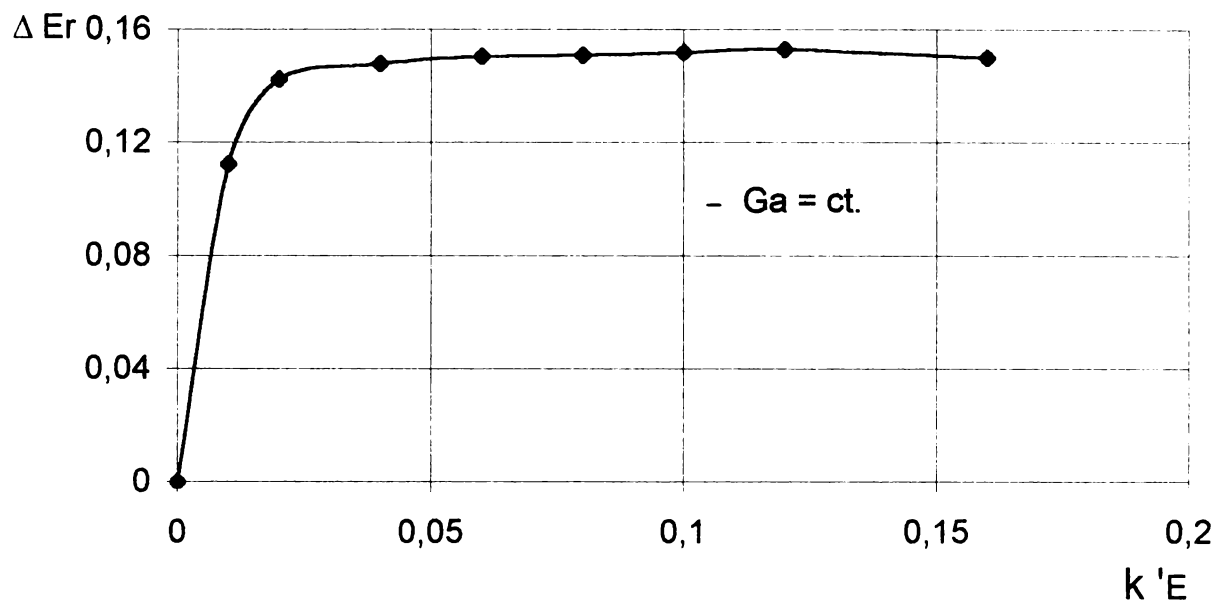


fig.29 Modelarea dependentei presiune medie efectiva-
presiune de supraalimentare

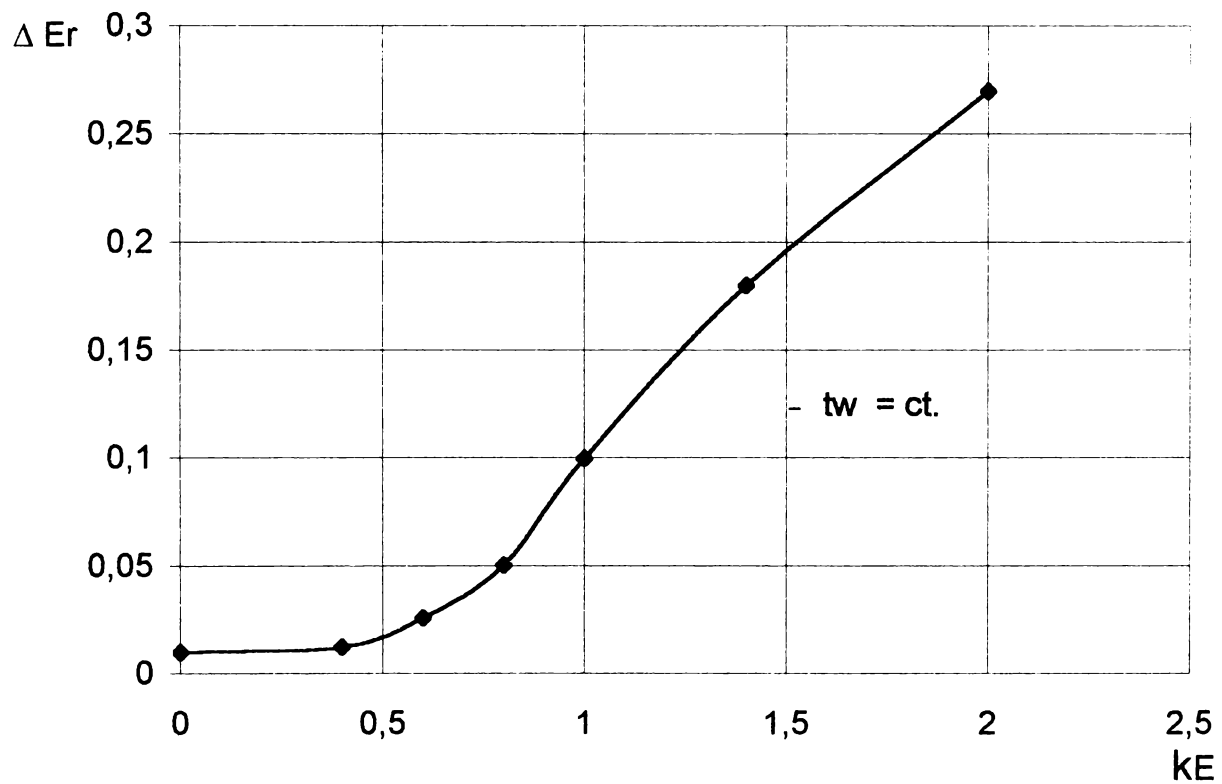
experimental

— modelat fara racitor

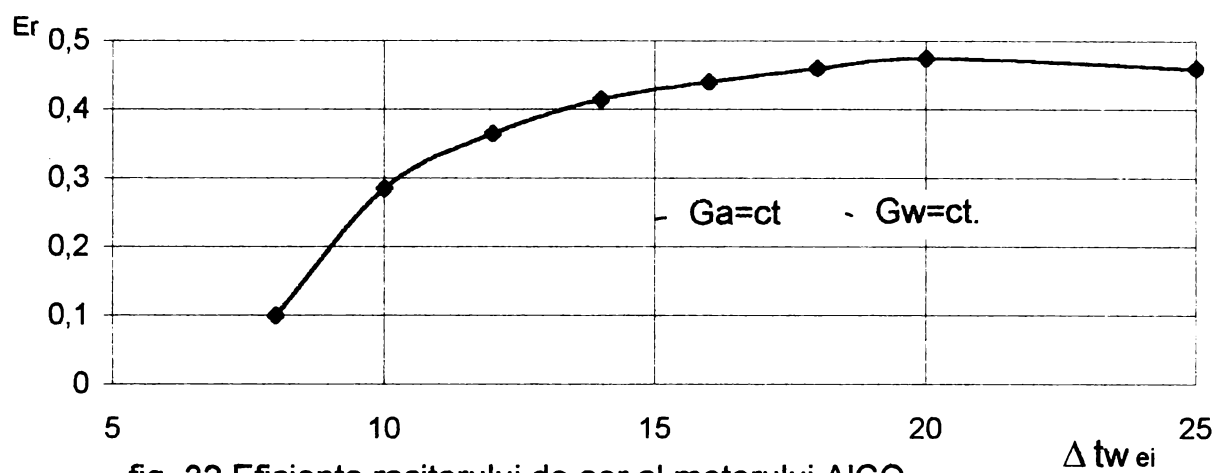
— modelat cu racitor



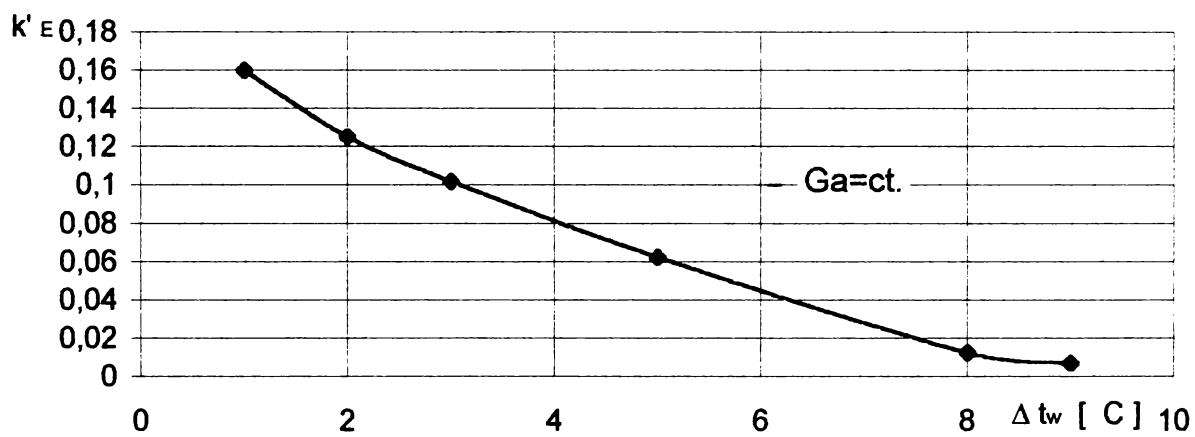
- fig.30 Marimea absoluta a coeficientului de legatura intre temperatura agentului de racire si eficienta racitorului de aer al motorului ALCO 4R251



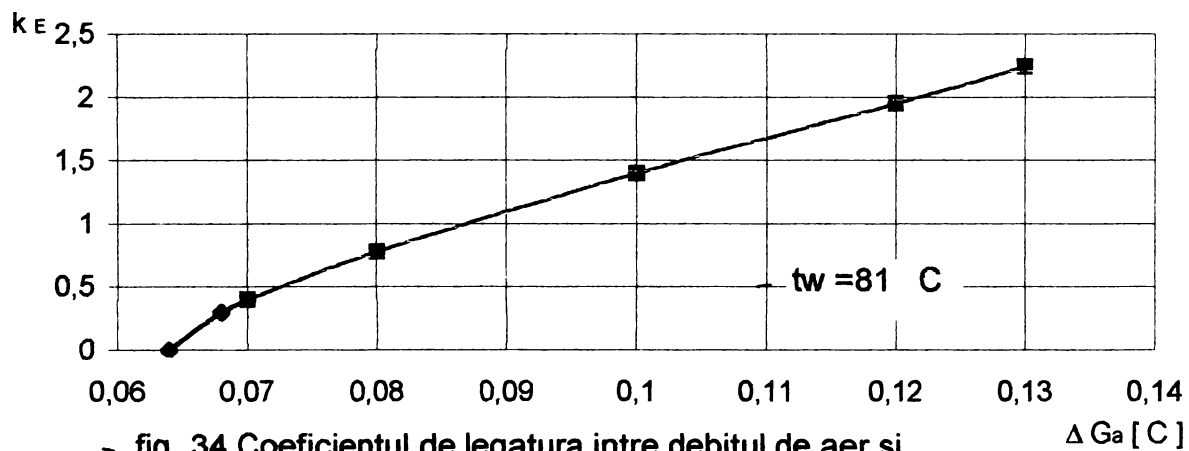
- fig. 31 Marimea absoluta a coeficientului de legatura intre debitul de aer si eficienta racitorului de aer al motorului ALCO 4R251



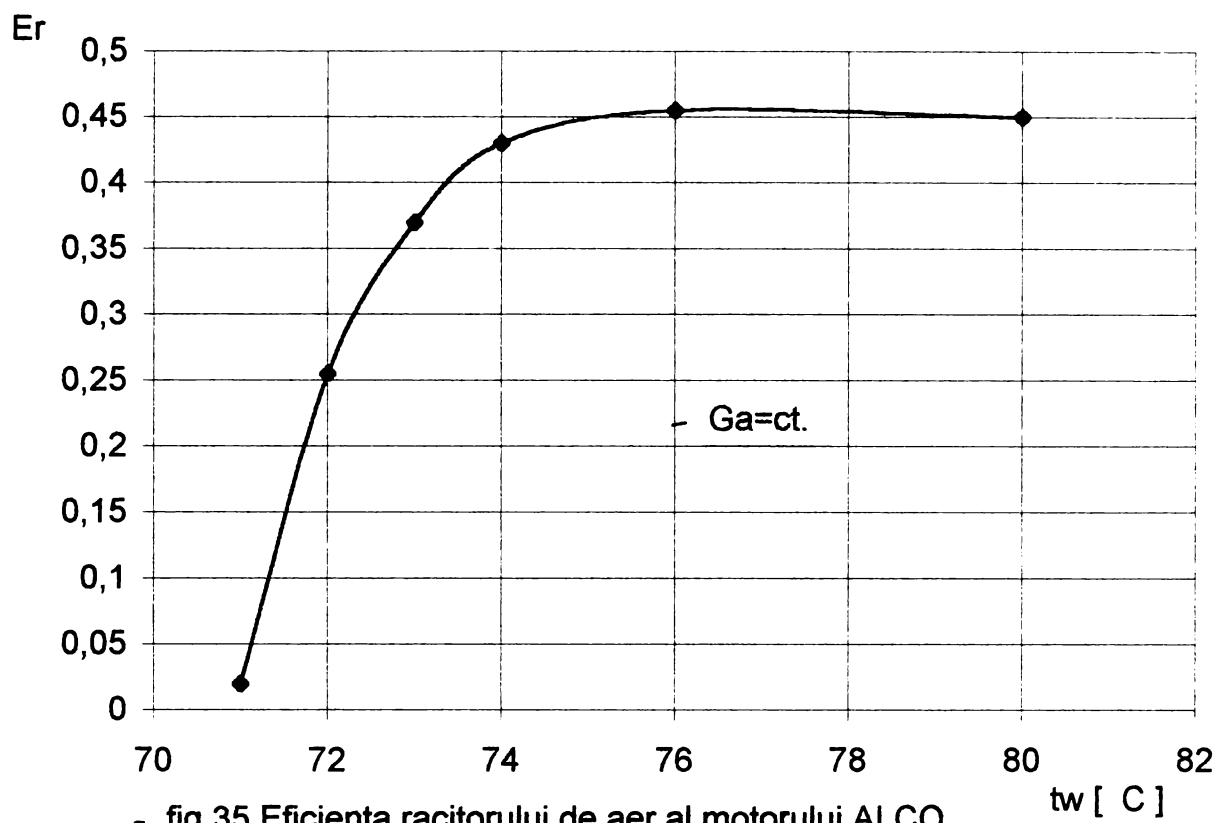
– fig. 32 Eficienta racitorului de aer al motorului ALCO 4R251 functie de scaderea temperaturii de intrare a agentului de racire



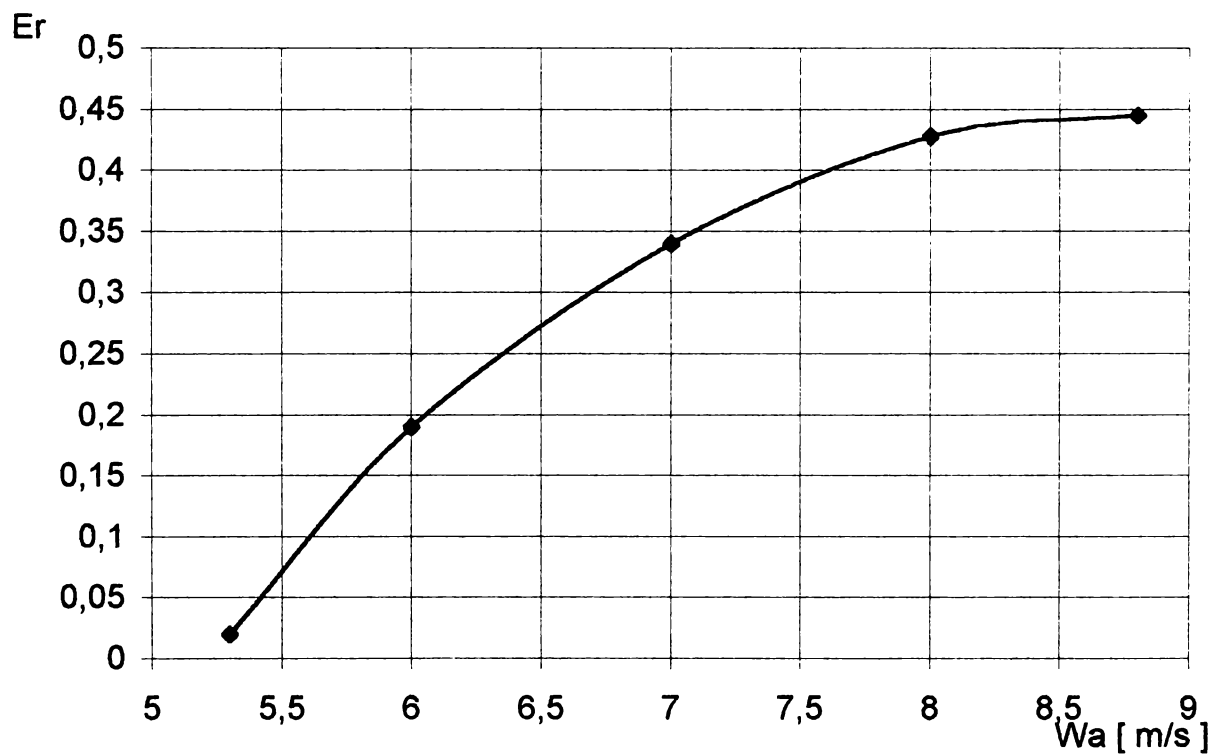
– fig. 33 Coeficientul de legatura intre temperatura de racire a agentului de racire si caderea temperaturii acestuia pe racitorul de aer al motorului ALCO 4R251



– fig. 34 Coeficientul de legatura intre debitul de aer si modificarea acestuia pe motorul ALCO 4R251 .
 ——— extrapolari



- fig.35 Eficienta racitorului de aer al motorului ALCO 4R251 functie de temperatura agentului de racire la iesire



- fig.36 Eficienta racitorului de aer al motorului ALCO 4R251 functie de viteza aerului de supraalimentare

6.1.2. Analiza principalilor parametri ai DTSR proiectat și în corelație cu indicele θ de evaluare a răcitorului de aer de supraalimentare

Întrucât lucrarea și-a propus de la început analiza motoarelor DTSR proiectate specificăm că în cele ce urmează ne referim numai la analiza interdependențelor motor - turbosuflantă - răcitor de aer prin principalii parametri funcționali p_e și η_e a căror modificare se urmărește la schimbarea parametrilor de supraalimentare p_k și ω_r . Pentru această analiză a parametrilor efectivi ai motorului vom utiliza schema structurală din figura 37 obținută cu ajutorul schemelor din fig.19 și 22.

După această schemă este foarte ușor să determinăm influențele diversilor factori asupra p_e și η_e cât și să stabilim care este ponderea acestora.

Următoarele scheme de legătură au o influență extrem de mică asupra p_e și η_e :

$$i \rightarrow T_g \rightarrow \sigma_m \rightarrow \eta_e$$

$$i \rightarrow \sigma_m \rightarrow T_g \rightarrow \eta_e$$

$$i \rightarrow \varphi \rightarrow T_g \rightarrow \eta_e$$

$$i \rightarrow \sigma_m \rightarrow \varphi \rightarrow T_g \rightarrow \eta_e$$

De aceea aceste legături se consideră în schema structurală de legături din fig.37 neimportante și nu se va ține seama de ele.

În Cap.5 paragraful 5.4 prin calculul coeficienților de legătură cu ajutorul matricilor A și B s-au obținut coeficienții N_{ij} .

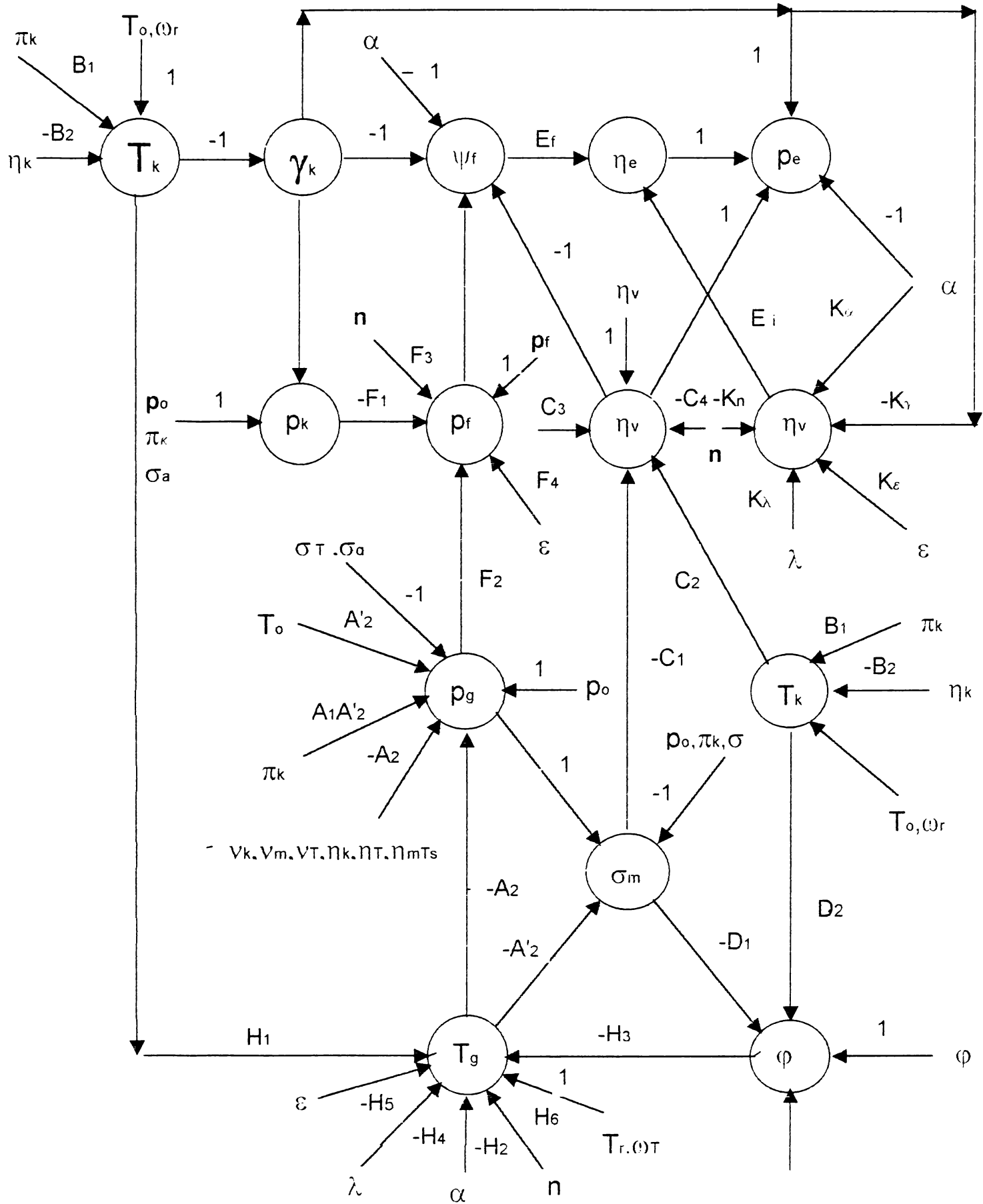
Folosind această schemă structurală se trece la analiza legăturii cantitative pe care o dă fiecare variabilă independentă asupra parametrilor funcționali, îndeosebi după cum am amintit a parametrilor de supraalimentare p_k și răcirea aerului de supraalimentare ω_r .

Astfel se arată componența coeficientului de legătură dintre π_k și η_e în concordanță cu schema de legături din fig.37:

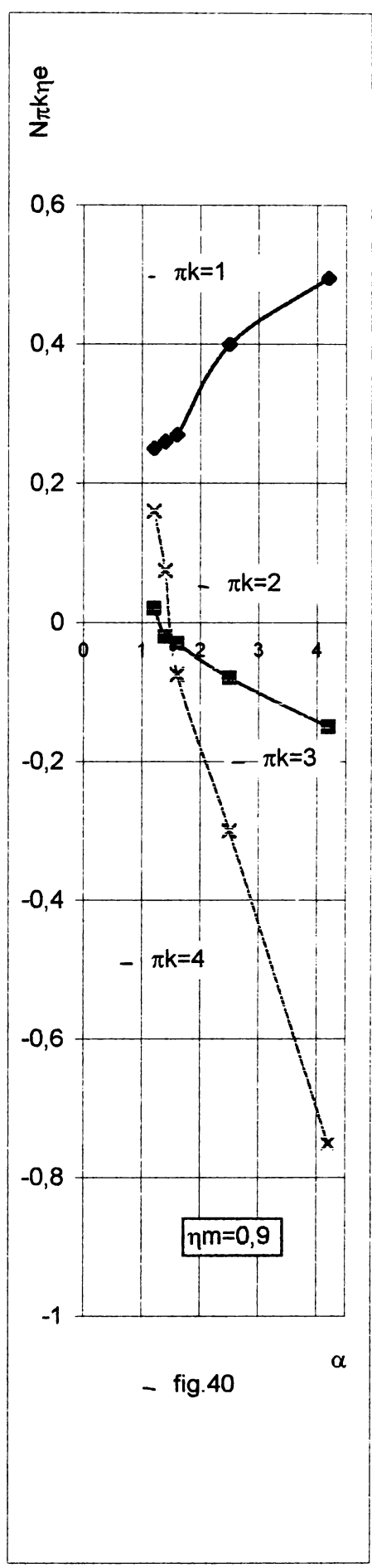
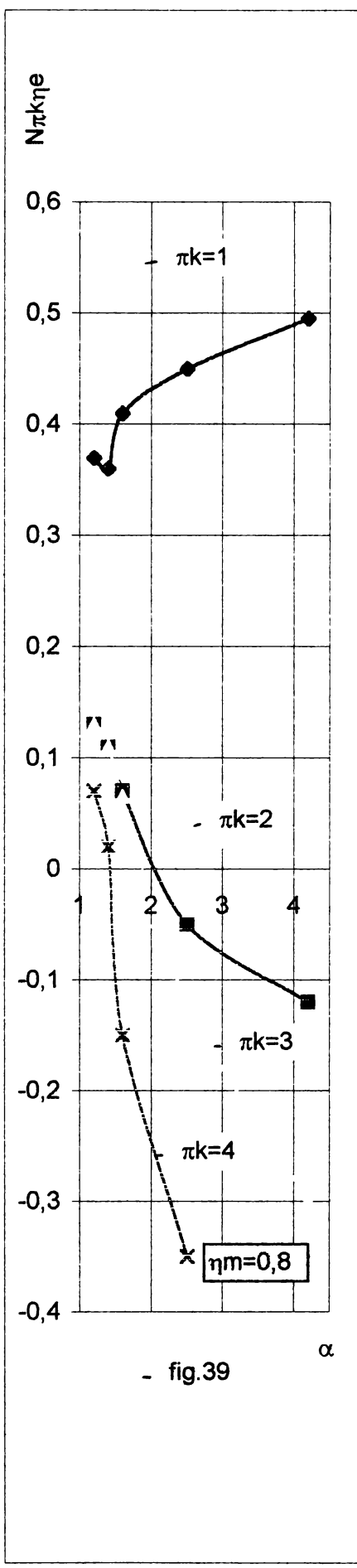
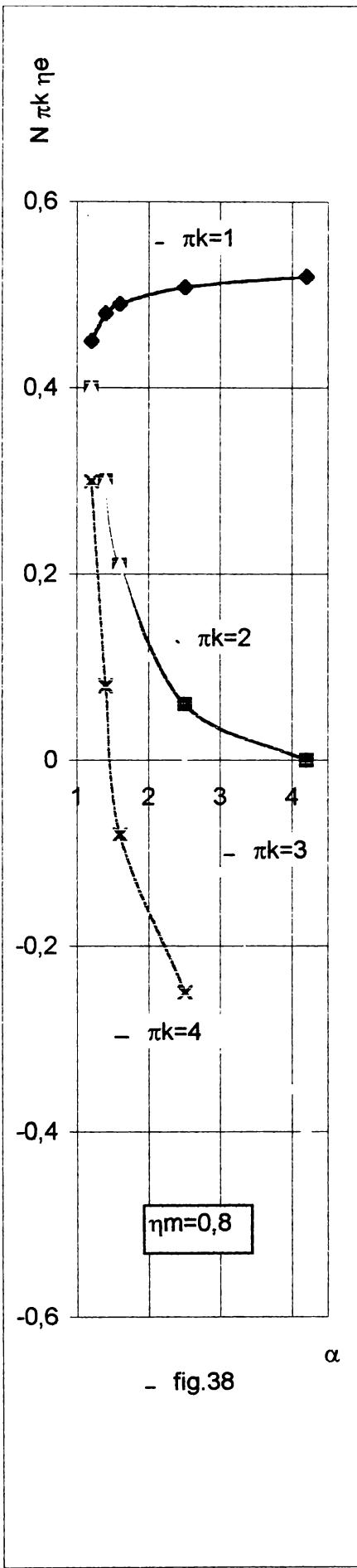
$$N_{\pi_k \eta_e} = -(1 - B_1)K_j \cdot E_i - (1 - B_1)E_f + (F_1 - A_1) \cdot A'_2 \cdot F_2)E_f \quad (229)$$

la fel și coeficientul de legătură dintre π_k și p_e :

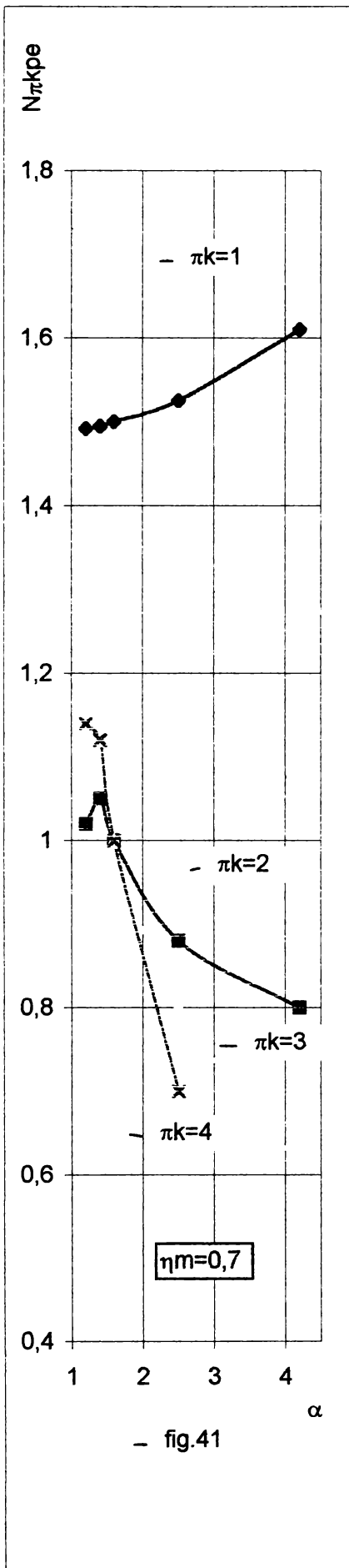
$$N_{\pi_k p_e} = (1 - B_1) + B_1 \cdot C_2 + N_{\pi_k \eta_e} \quad (230)$$



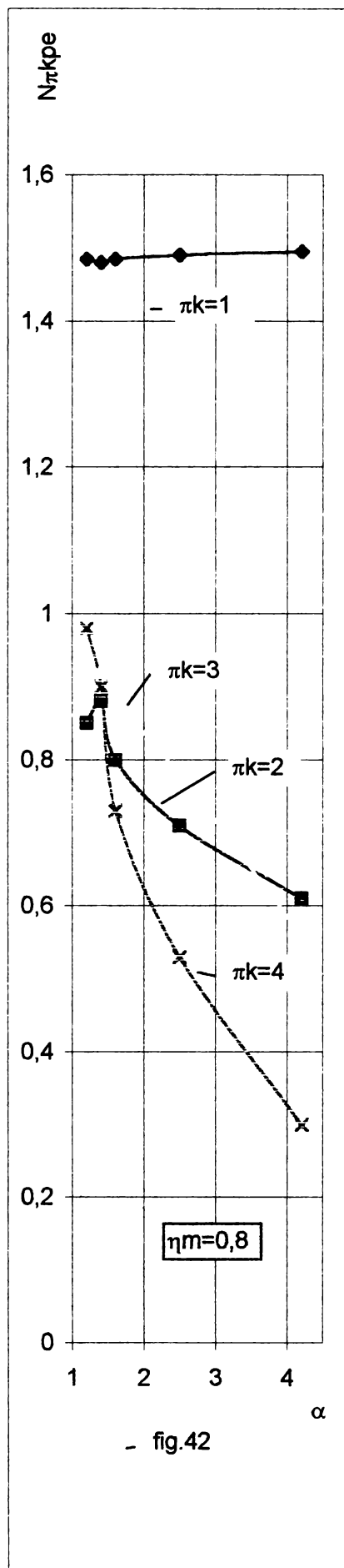
- fig. 37 Schema structurala pentru analiza coeficientului de legatura dintre π_k si η_e luind in considerare parametrii de supraalimentare si racirea aerului p_k si ω_r



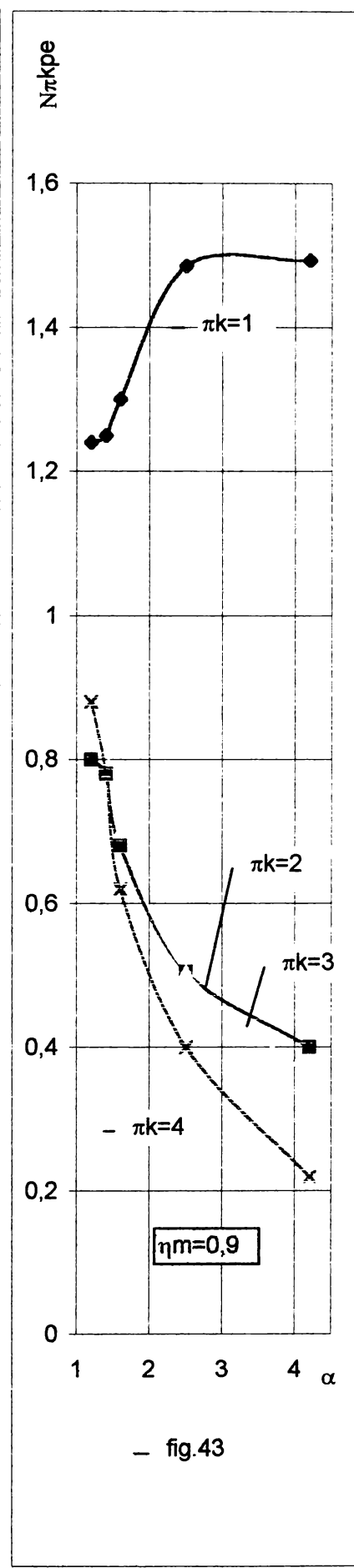
- Coeficientii de legatura dintre π_k si η_e pentru analiza interdependentei motor turbosuflanta racitor la motorul ALCO 4R251



- fig.41

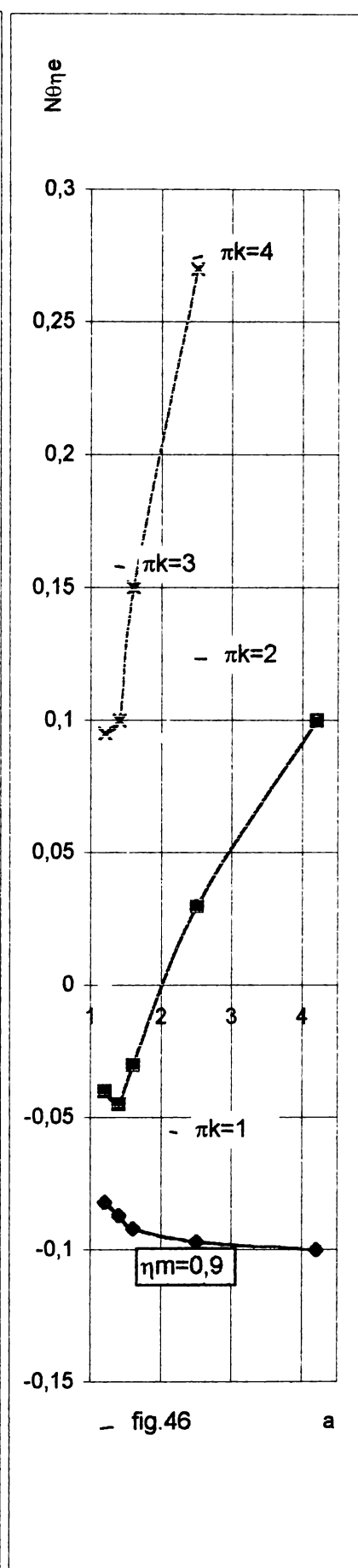
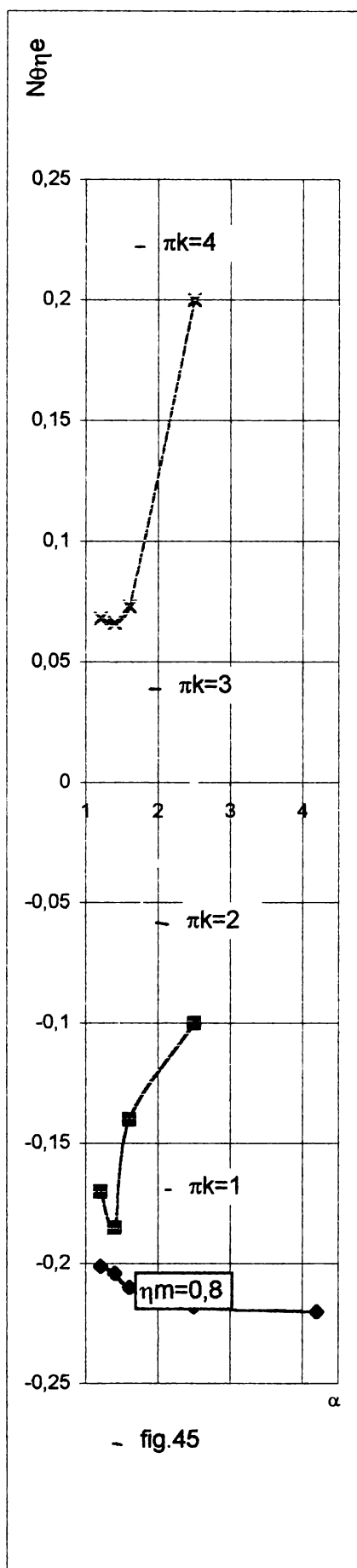
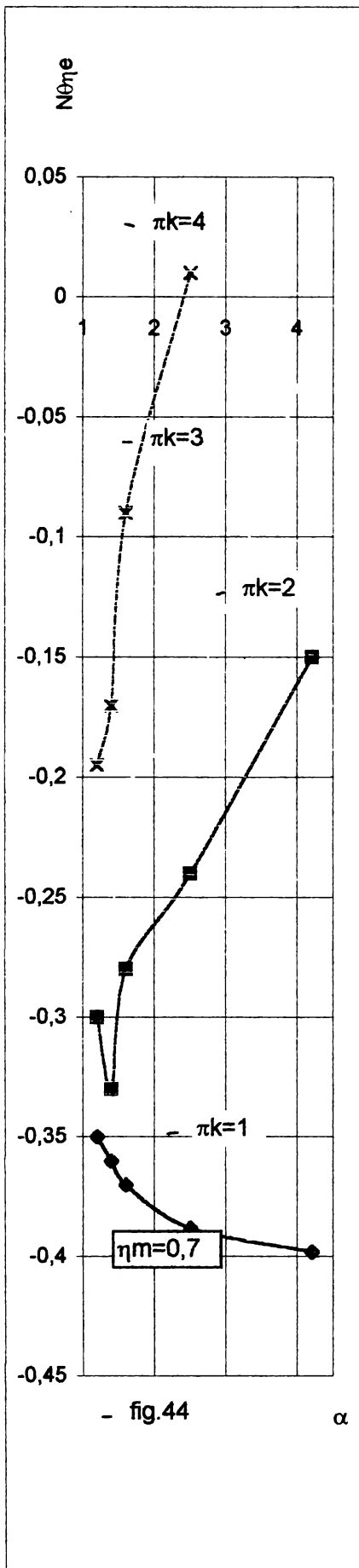


- fig.42

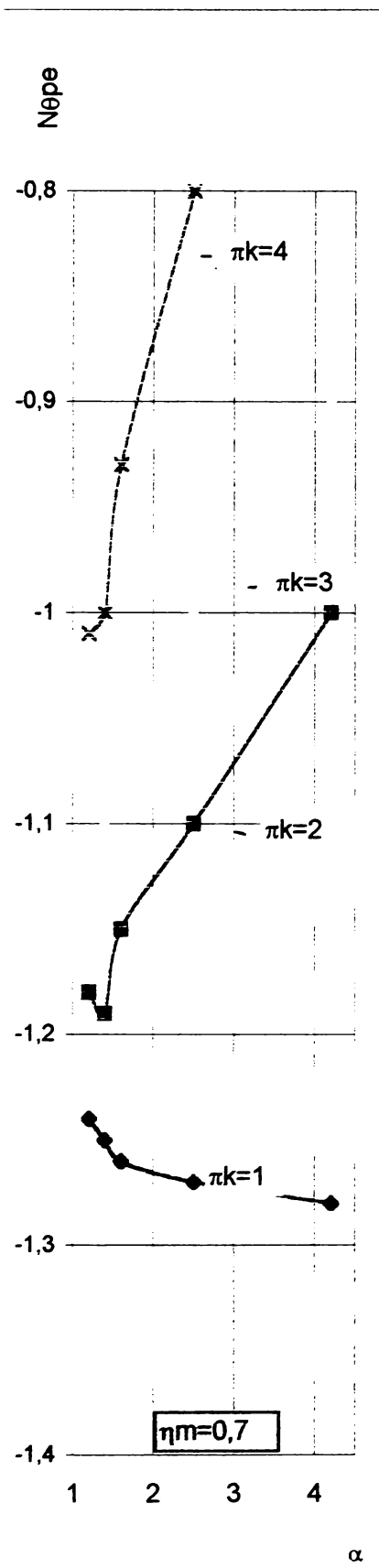


- fig.43

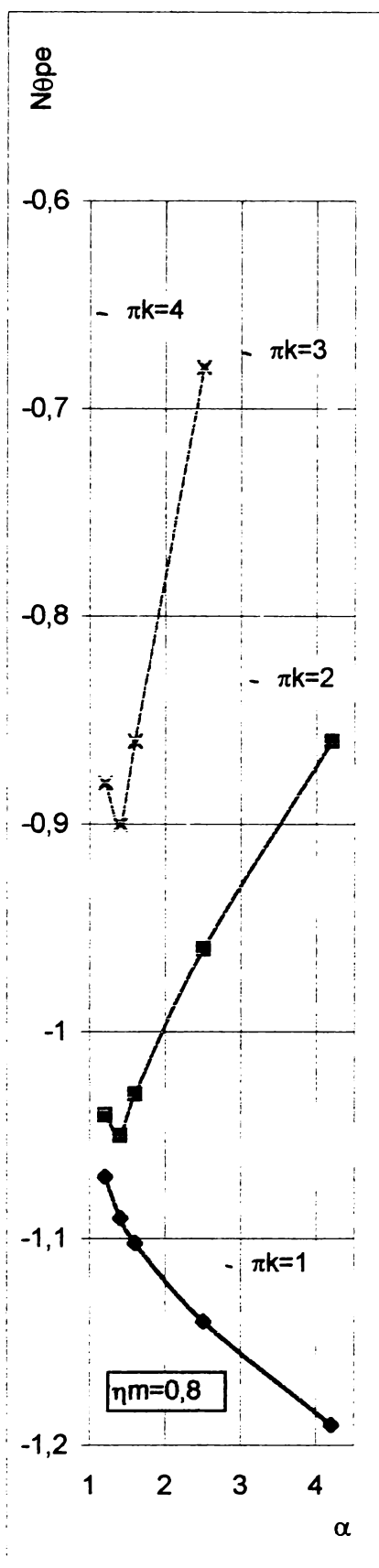
- Coeficientii de legatura dintre π_k si p_e pentru analiza interdependentei motor turbosufianta racitor la motorul ALCO 4R251



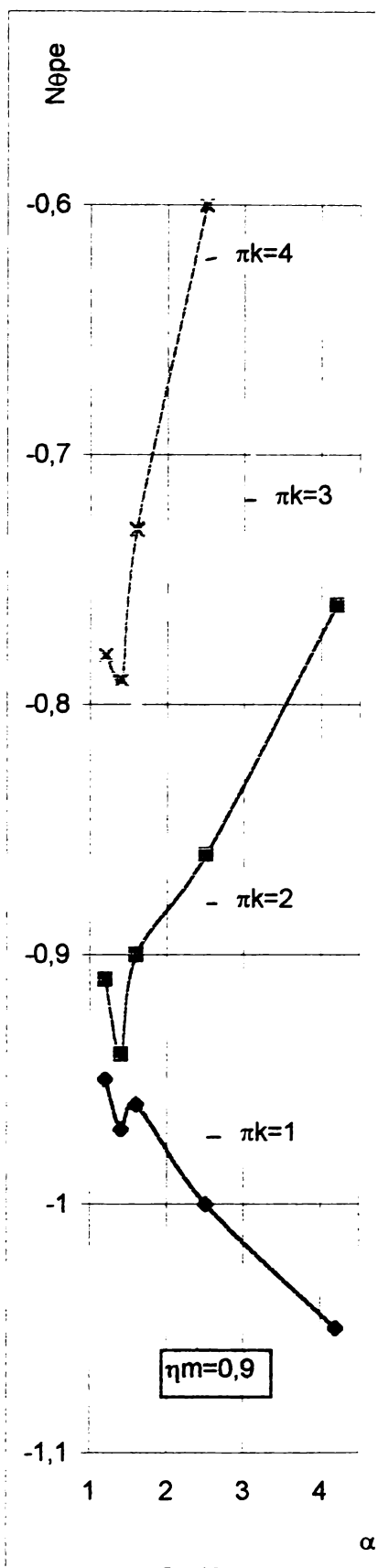
- Coeficientii de legatura dintre θ si η_e pentru analiza interdependentei motor turbosuflanta racitor la motorul ALCO 4R251



- fig.47



- fig.48



- fig.49

- Coeficientii de legatura dintre θ si pe pentru analiza interdependentei motor turbosufianta racitor la motorul ALCO 4R251

Pe baza analizei formulelor (229) și (230) se pot trage concluzii deosebite referitoare la influența presiunii de supraalimentare asupra parametrilor efectiv p_e și η_e cât mai ales dacă aceștia se transpun grafic pentru valori $\pi_k = 1, 2, 3, 4$. $\eta_m = 0, 7; 0, 8; 0, 9$ și $\alpha = 1, 3 - 4$ (vezi fig.38,39,40,41,42,43).

Motorul ALCO 4R251 se încadrează cu acești coeficienți de legătură în limitele $N_{\pi_k \eta_e} = 0, 1 - 1, 15$, $N_{\pi_k p_e} = 0, 88 - 0, 92$

Rezultă astfel că acest motor este puțin sensibil la modificarea presiunii de supraalimentare când lucrează la turație constantă existând însă posibilitatea unei mici creșteri a randamentului efectiv, care pentru diesel generatoare este benefică din punct de vedere al economicității acestora.

Din grafice (fig.38-43) se observă însă că dacă pentru motorul ALCO 4R251 se modifică unul din parametrii η_m sau α variația coeficienților de legătură este vizibil mai mare.

În aceste condiții studiul pe această cale a motorului ALCO 4R251 arată că îmbunătățirea performanțelor acestui motor sunt legate mai mult de modificarea excesului de aer și al randamentului mecanic și implicit a coeficientului de baleiaj și a densității aerului de supraalimentare și a scăderii pierderilor prin pompaj.

După cum se observă din fig.40 nu se recomandă la acest motor creșterea excesului de aer α peste 2 la o execuție îngrijită a motorului cu randament $\eta_m = 0, 9$ întrucât acesta conduce la scăderea randamentului său efectiv.

Deasemenea se observă că mărirea presiunii de supraalimentare conduce la acest motor la scăderea randamentului său efectiv dacă crește și excesul de aer, aceasta explicându-se prin faptul că odată cu creșterea π_k crește lucrul mecanic negativ de pompaj ($P_T > P_k, (P_s)$).

Analiza interdependenței motor - turbosuflantă - răcitor de aer se poate extinde asupra fiecărui termen al formulelor (229)(230), în felul acesta ea devenind din punct de vedere al modelului sistemic de programare a acestei dependențe extrem de precisă.

Dacă se analizează influența răcirii aerului de supraalimentare cu ajutorul schemei de legături prezentate în fig.37 rezultă următorii coeficienți de legătură care dau modificări asupra p_e și η_e :

$$N_{\omega_r \eta_e} = N_{\theta \eta_e} = K_j E_i - E_f + C_2 E_f + H_1 \cdot A_2' \cdot F_2 \cdot E_f \quad (231)$$

$$N_{\omega_r p_e} = N_{\theta p_e} = -1 + K_j E_i - E_f + C_2 E_i + H_1 \cdot A_2' \cdot F_2 \cdot E_f \quad (232)$$

Influența cea mai importantă asupra p_e și η_e la creșterea răcirii aerului de supraalimentare deci implicit la scăderea valorii ω_r conduce la creșterea randamentului indicat al motorului și la micșorarea lucrului mecanic relativ de frecare al dieselului.

Pe baza fig.44-49 care arată grafic variația coeficienților de legătură N_{ω_r, η_e} și N_{ω_r, p_e} funcție de presiunea aerului după compresor, excesul de aer și randamentul mecanic și a fig.37 se observă că:

- odată cu scăderea π_k , α și η_m crește influența $\omega_r \equiv \theta$ (așa cum a fost ea definită în cap.4.6.4 drept indice de evaluare a răcitoarelor de aer)

- influența $\omega_r \equiv \theta$ asupra randamentului indicat, coeficientului de umplere și prin aceștia asupra principalilor indicatori p_e și η_e este semnificativă.

Pe baza figurilor 38-49 se poate foarte simplu așa cum s-a arătat în capitolul 4.7.2. determina influența variației oricărui parametru asupra randamentului efectiv și presiunii medii efective după relații de tipul:

$$\Delta \eta_e = N_{i\eta_e} \cdot \Delta_i \quad (233)$$

$$\Delta p_e = N_{ip_e} \cdot \Delta_i \quad (234)$$

6.1.3. Compararea unor parametrii de funcționare ai motorului ALCO 4R251 cu cei modelați

Din punct de vedere a analizei parametrilor motorului, modelarea matematică a evoluțiilor acestuia, permite calcularea influențelor și sesizarea direcțiilor optime de alegere, prin proiectare după cum s-a văzut mai sus.

Calculul experimental pentru o modelare riguroasă trebuie să se situeze în limita erorilor stabilită, pe domenii sau integral.

Cu ajutorul celor prezentate în paragraful anterior, utilizând interpretarea pentru determinarea coeficienților de influență în domeniul $\pi_k = 1 - 2$ pentru interdependența $p_e - p_k$ în cazul DTS sau DTSR s-au modelat cele două curbe $p_e = f(p_k)$.

În fig.29 se prezintă o comparație între funcția experimentală și cea teoretică $p_e = f(p_k)$ în cazul DTS sau cu luarea în considerare a răcirii aerului de supraalimentare. Din figură reiese clar că în jurul valorii de $11 \cdot 10^5 N/m^2$ eroarea depășește 10,5 % pentru DTS și DTSR ceea ce arată că modelarea trebuie efectuată pentru parametrul p_e în interdependență cu p_k fragmentând

domeniul valoric modelat sau impunând altă eroare de calcul care va modela altfel coeficienții de influență.

Astfel se arată și unele limite ale metodei propuse de modelare.

6.2. Interpretarea datelor reprezentate prin funcții în juxtapunere cu date experimentale particularizate în cazul evaluării gradului de fum

Măsura poluării cu fum, care este produsă de motoarele diesel, se cuantifică prin diferiți indici sau cifre. Cel mai uzual este indicele Bosch.

Pentru a aprecia teoretic variația acestui indice funcție de sarcină, turație și consumul specific de combustibil în cap.4 paragraful 4.7.3 sunt prezentate relațiile empirice de modelare, determinate de autor care au la bază date experimentale. Diferențierea acestor relații, conduce la expresia creșterii indicelui BOSCH prin diferențele finite mici ale sarcinii și turației motorului de forma:

$$\Delta IB = V_2 \cdot e^{\alpha_4 \cdot x^2 + \beta_4 \cdot x} [2\alpha_4 \cdot x + \beta_4 + (2\alpha_2 \cdot x + \beta_2)e^{\alpha_2 \cdot x^2 + \beta_2 \cdot x}] \cdot \Delta x \quad (222)$$

$$\Delta IB = V_1 \cdot e^{\alpha_3 \cdot n^2 + \beta_3 \cdot n} [2\alpha_3 \cdot n + \beta_3 + (2\alpha_1 \cdot n + \beta_1)e^{\alpha_1 \cdot n^2 + \beta_1 \cdot n}] \cdot \Delta n \quad (223)$$

unde:

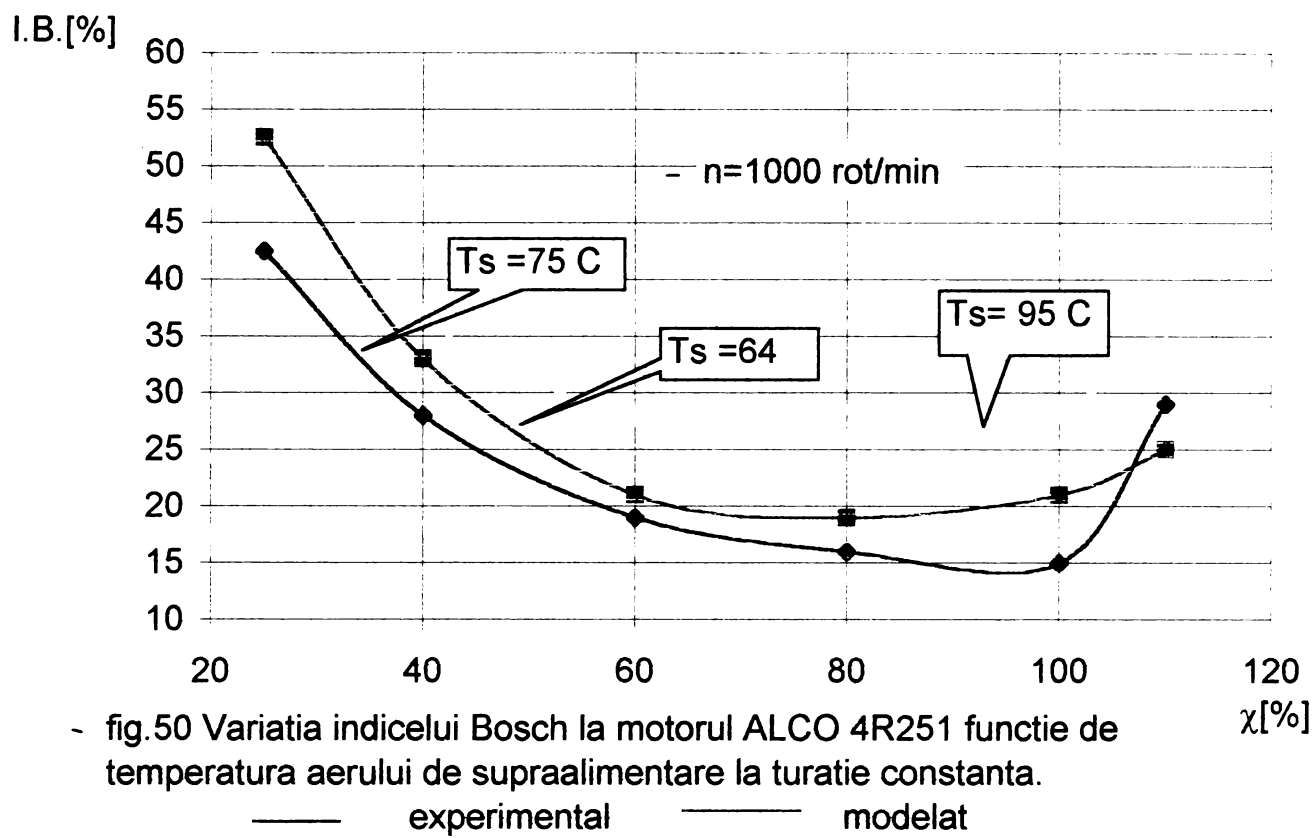
$$\begin{array}{ll} \alpha_1 = -163,84295 \cdot 10^{-6} & \beta_1 = 0,96699805 \\ \alpha_2 = 5,50224266 & \beta_2 = -7,9032501 \\ \alpha_3 = -0.052866046 & \beta_3 = 0,13203435 \\ \alpha_4 = -0,830643241 & \beta_4 = 0,7930029 \end{array}$$

Față de cele prezentate în cap.4 se constată că indicele Bosch este influențat de foarte mulți factori, printr aceștia numărându-se și temperatura aerului de supraalimentare și presiunea aerului de supraalimentare.

În mod logic creșterea temperaturii aerului de supraalimentare ar îmbunătăți difuzia deci și arderea particulelor de funingine, în realitate între temperatura aerului de supraalimentare și gradul de umplere al cilindrului motor există o corelație ce se optimizează prin cercetare funcție de randamentul termic obținut la o presiune de supraalimentare și funcție de indicele Bosch sau alte limitări.

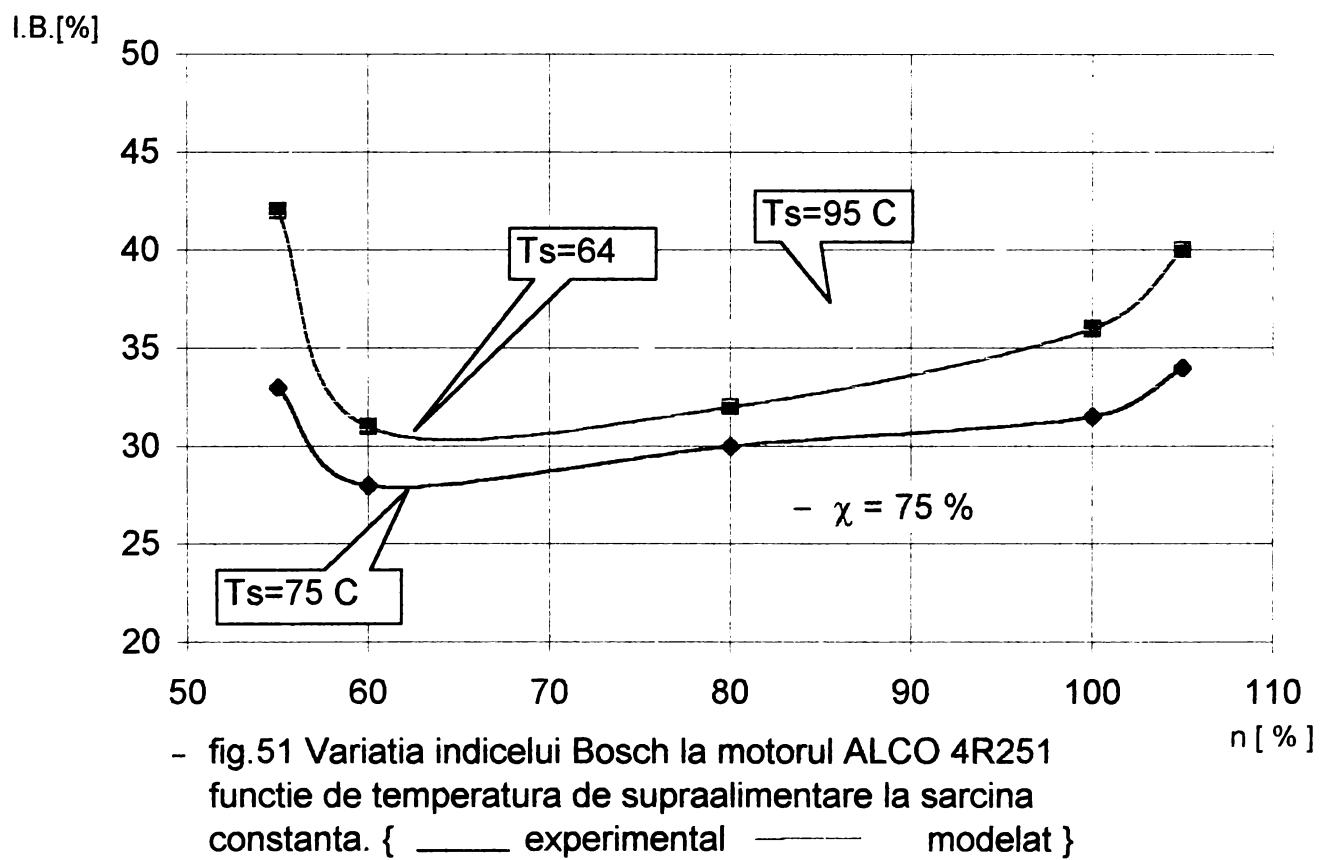
Prin sistemul de programare propus se poate anticipa variația indicelui Bosch în interdependență cu orice variabilă dependentă sau interdependentă dacă acestea se raportează la o schimbare de sarcină sau turație.

Astfel în fig.50,51 sunt ilustrate variația indicelui Bosch la o anumită sarcină funcție de temperatura aerului de supraalimentare cu variația turației motorului și respectiv variația indicelui Bosch la o turație constantă funcție de sarcină și temperatura aerului de supraalimentare.



- fig.50 Variatia indicelui Bosch la motorul ALCO 4R251 functie de temperatura aerului de supraalimentare la turatie constanta.

— experimental - - - modelat



- fig.51 Variatia indicelui Bosch la motorul ALCO 4R251 functie de temperatura de supraalimentare la sarcina constanta. { — experimental - - - modelat }

Din figurile de mai sus reiese că scăderi sau creșteri ale temperaturii de supraalimentare de $9 - 20^{\circ} \text{C}$ pot conduce la creșteri ale indicelui Bosch la un motor optimizat, cu până la 52 %, modelarea sistemică propusă evidențind sensurile în care parametrii răcitorului pot fi aleși încă din proiectare dar neoferind satisfacția găsirii unui optim întrucât experimentul se îndepărtează de calcul mult

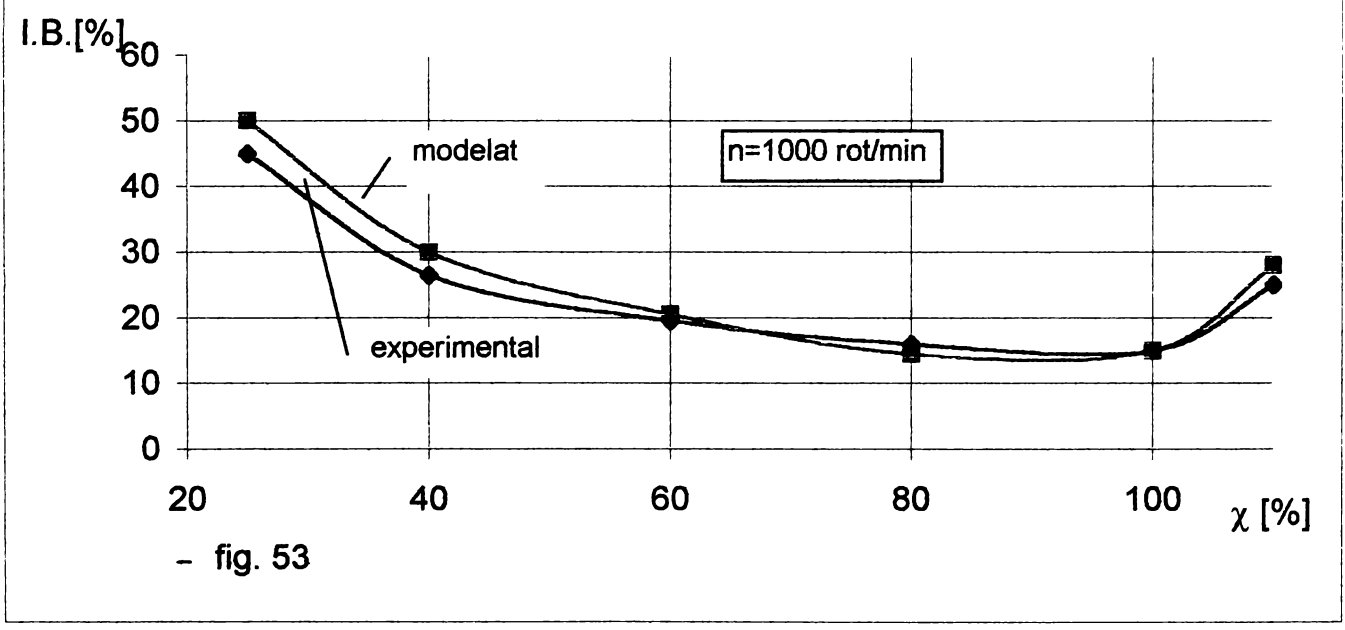
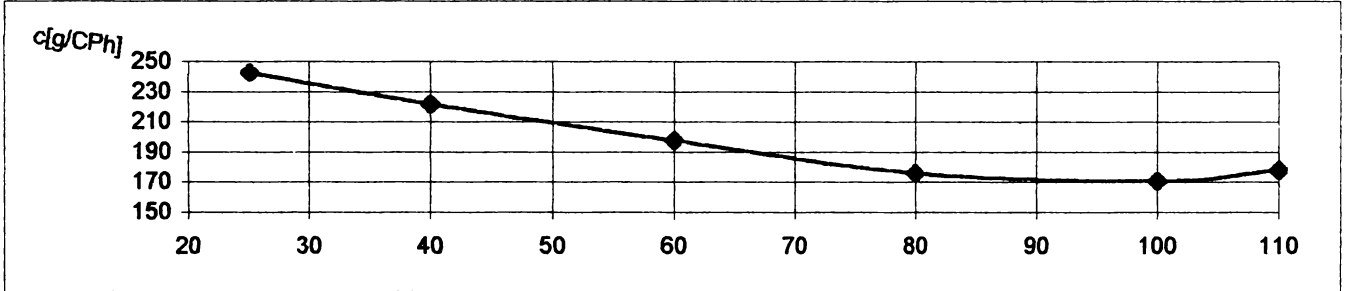
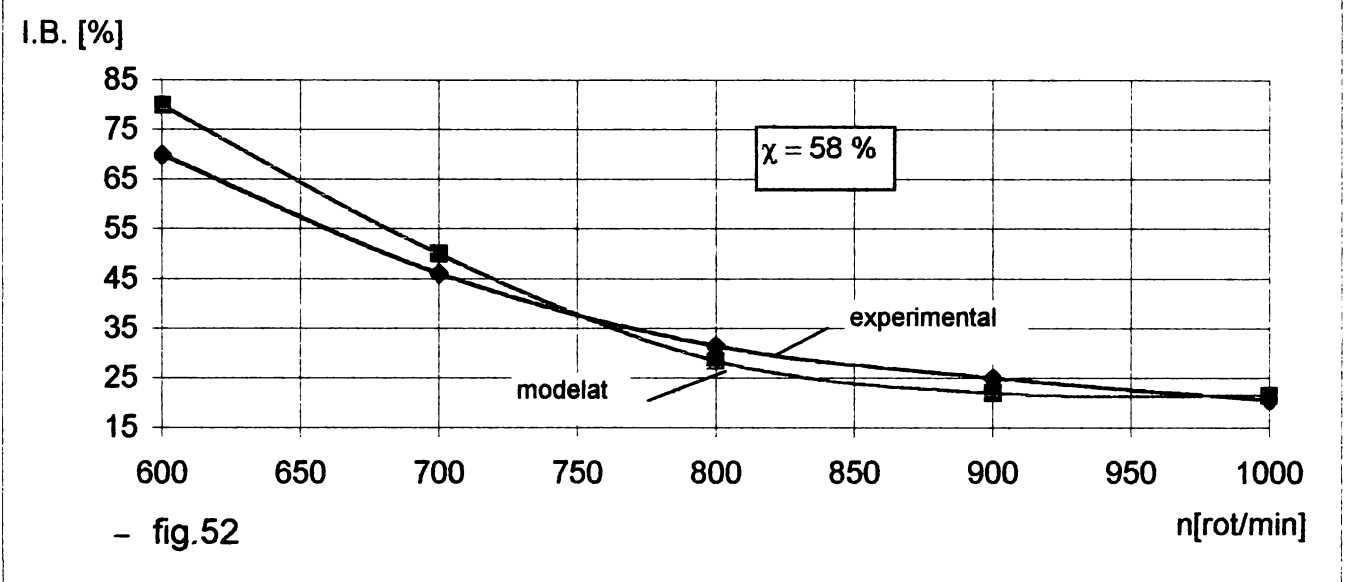
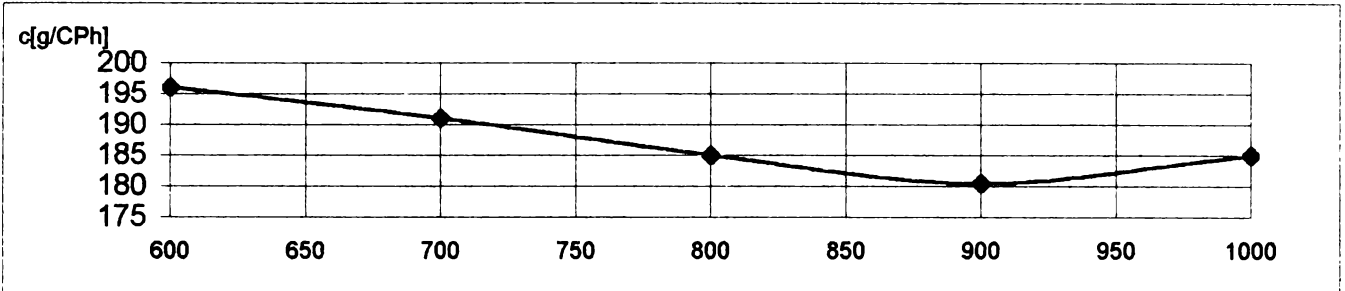
Modelul matematic propus pentru determinarea indicelui Bosch funcție de variabilele: sarcină și turație, din punct de vedere al concordanței calcul - experiment este bun, putând fi utilizat pentru cercetarea modelată a motoarelor diesel din familia de aplicații ALCO 4R251, figurile 50-54 confirmând aceasta.

Întrucât lucrările de cercetare experimentală a motoarelor echipate cu diferite auxiliare sunt de durată și acestea trebuie să fie orientate îndeosebi în sensul încadrării în limitele parametrilor de funcționare proiectați și pentru eliminarea cercetării variantelor neconforme caietului de sarcini, s-a apelat la simularea matematică a funcționării motorului ALCO 4R251 prin metoda diferențelor mici.

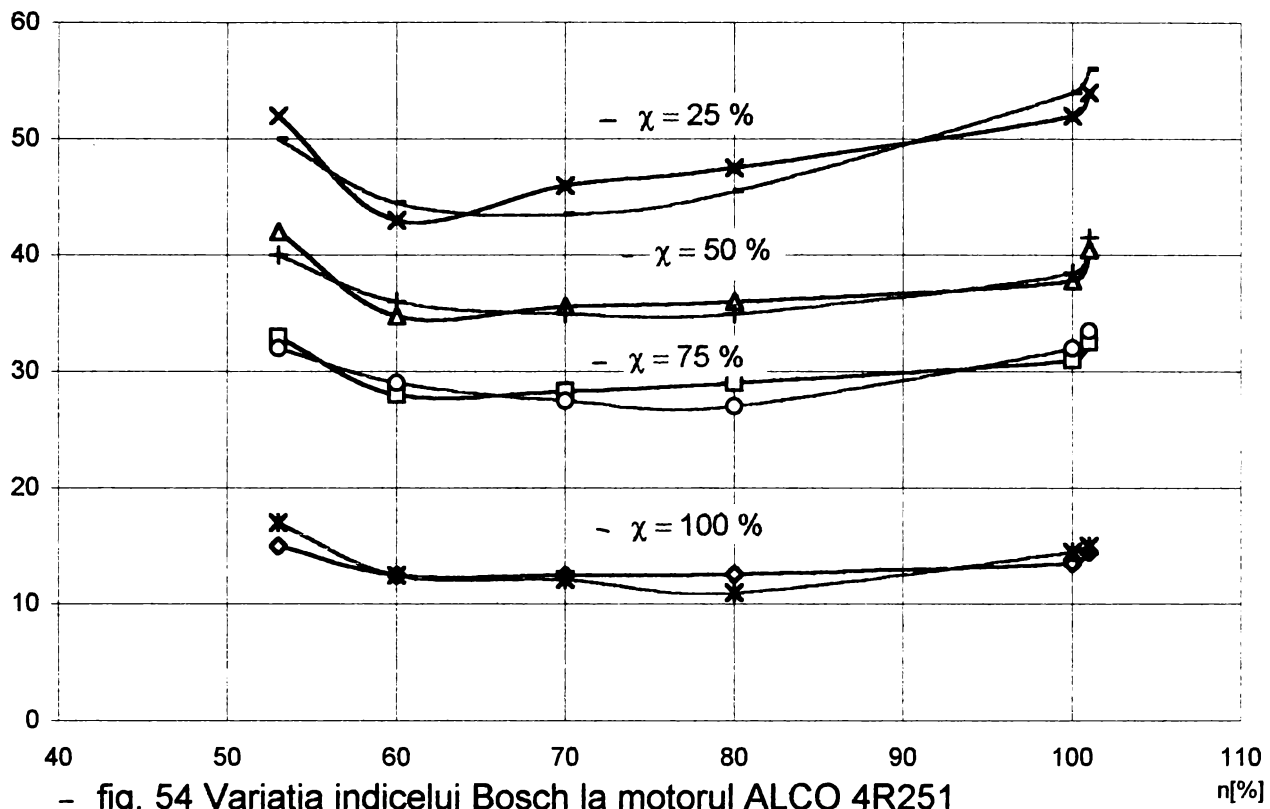
Ecuatiile prezentate dau posibilitatea unei predicții a indicelui BOSCH, cu erori sub 6-10 % pe întreg domeniul de încărcare și turație.

Astfel s-a putut renunța la unele etape de cercetare și a acestui tip de motor echipat cu diferite auxiliare, care ar putea da rezultate aparent foarte bune, fără luarea în considerare a limitării indicelui BOSCH.

Ținând cont că literatura de specialitate arareori prezintă ecuații de modelare a indicelui BOSCH, considerăm cele prezentate o contribuție la cercetarea modelată a aplicațiilor feroviare, navale și staționare ale motorului ALCO 4R251.

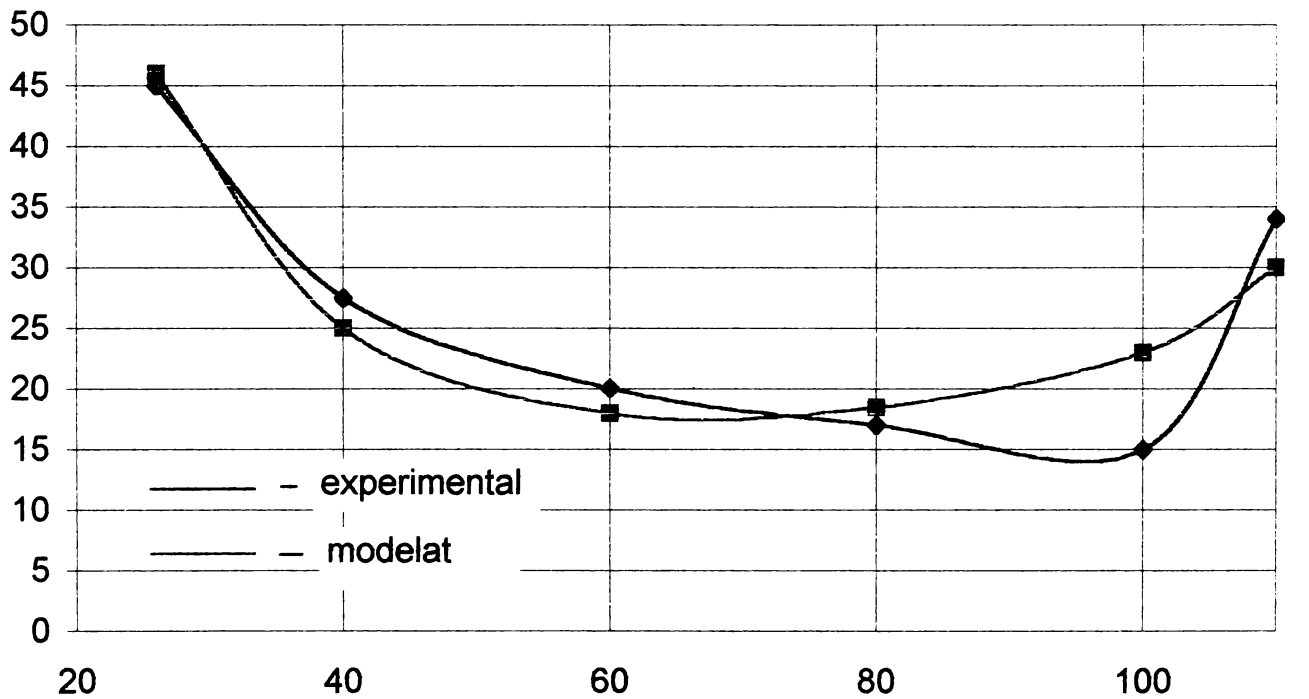


I.B. [%]



- fig. 54 Variatia indicelui Bosch la motorul ALCO 4R251
 functie de turatie si sarcina
 ————— experimental ————— calculat

I.B. [%]



- fig 55 Variatia indicelui Bosch la motorul ALCO 4R251
 functie de sarcina

CAPITOLUL 7

Sinteză asupra instalațiilor și metodicilor
experimentale care s-au utilizat pentru
investigarea funcționării în comun a motorului
diesel cu grupul de supraalimentare și răcitorul
aerului de supraalimentare

7. Sinteză asupra instalațiilor și metodicilor experimentale care s-au utilizat pentru investigarea funcționării în comun a motorului diesel cu grupul de supraalimentare și răcitorul aerului de supraalimentare

7.1. Introducere

În acest capitol se arată sintetic metodele pentru măsurătorile efectuate, aparatura și instalațiile utilizate în cadrul tezei la cercetarea motoarelor diesel turbosupralimentate cu răcirea aerului de supraalimentare.

Se arată mijloacele specifice de măsură utilizate și se detaliază unele mai puțin folosite în cercetarea românească cum ar fi: măsurarea debitului de aer cu dispozitive de laminare a fluxului de fluid și utilizarea unui stand de probe cu achiziție automată de date realizată de autor prin colaborări în cadrul Filialei S.C. MASTER S.A.

7.2 Standul de încercare motoare

Cercetarea și măsurătorile efectuate s-au făcut în condiții foarte apropiate de modalitățile moderne precizate în literatura de specialitate [13],[14],[121],[123] și STAS 6635-82.

Standurile de încercare pe care s-au efectuat măsurători au fost

- standul S.C.MASTER S.A. Filiala Timișoara
- standul U.C.M. Reșița

Acestea asigură măsurarea următorilor parametri:

- măsurarea cuplului motor
- măsurarea turației motorului
- măsurarea turației turbosuflantei
- măsurarea consumului de combustibil
- măsurarea diverselor temperaturi și presiuni ale aerului, gazelor, apei și uleiului
- măsurarea diverselor debite de aer și apă

- măsurarea indicelui de fum
- măsurarea presiunii maxime de ardere.

Toate măsurătorile mai sus amintite s-au realizat la U.C.M. Reșița în mod manual, iar la S.C.MASTER S.A. Filiala Timișoara, în mod automat prin achiziție de date cu calculator de proces.

Pentru a preciza unele diferențe între mijloacele de măsurare ale celor două standuri arătăm că:

- standul U.C.M. Reșița permite măsurarea cuplului motor cu ajutorul unei frâne ZOLNER hidraulice cu următorii parametri: $P = 4000CP$ și $n = 1500rot/min$, indicație mecanică cu cântar cu sensibilitatea $15daNm$ la regim nominal, respectiv 0,75% din domeniul maxim de cuplu.

- standul S.C. MASTER S.A., Filiala Timișoara care dispune de o frână cu curenți turbionari cu rotor cilindric zimțat (tip HOFFMAN) răcită cu apă ($Q = 60m^3/h$), cu indicația cuplului motor cu doză tensiometrică cu următorii parametri: $P = 800kw$, $n = 3000rot/min$ cu sensibilitatea identică cu a liniei de măsură 0,5% din domeniul maxim de măsurare.

Frâna cu curenți turbionari și standul de cercetare automatizată sunt realizări românești executate prin colaborarea dintre S.C. MASTER S.A. Filiala Timișoara și I.R.A.Timișoara, CCSITA BRAȘOV și I.N. Metalurgie București, cu contribuția autorului acestei lucrări la stabilirea temelor tehnologice de proiectare, urmărirea realizării și punerea în funcție a acestora.

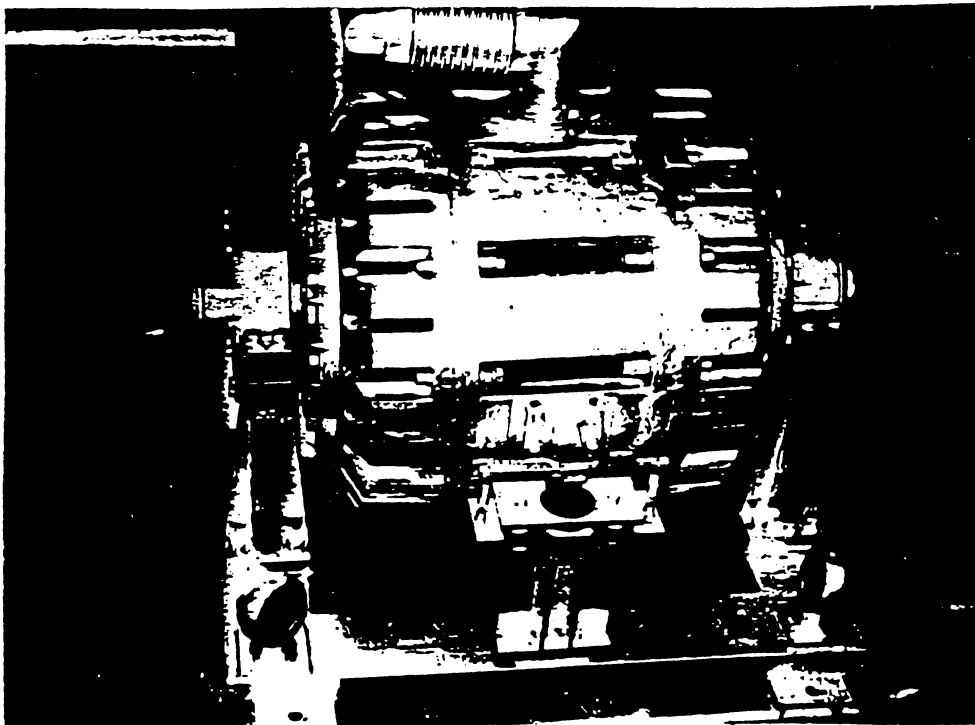


Foto 1. Frână cu curenți turbionari realizată la S.C. MASTER S.A. Filiala Timișoara

Organizarea standului S.C. MASTER S.A. Filiala Timișoara, are în ceea ce privește măsurarea parametrilor funcționali structura schematică arătată în fig.56 și permite din punct de vedere a softului de achiziție date, exploatarea sistemului în mai multe moduri:

a) modul etalonare linii de măsură

b) modul de achiziție rapidă a datelor fără mediere a măsurătorilor pentru evoluția a opt puncte de măsură, ceea ce permite măsurători asupra funcționării motorului în regim tranzitoriu

c) modul de achiziție lentă a datelor pentru un număr de 124 puncte de măsură din care 78 de puncte sunt nominalizate restul fiind rezerve funcție de necesitățile cercetării, ele putând fi nominalizate la latitudinea cercetătorului.

Clasa de precizie a traductoarelor ce compun standul nu a fost mai mare de II încadrându-se în STAS 6635-82.

Liniile de măsurare au asigurat o precizie de 0,5% din domeniul de măsură sau chiar mai mică, o sensibilitate de 0,25% și o reproductibilitate de 0,25% față de domeniul maxim de indicare sau achiziție.

Schema generală a liniilor de măsură ale sistemului de achiziție automată a datelor, ale standului de cercetare motoare cu piston este dată în fig. 56.

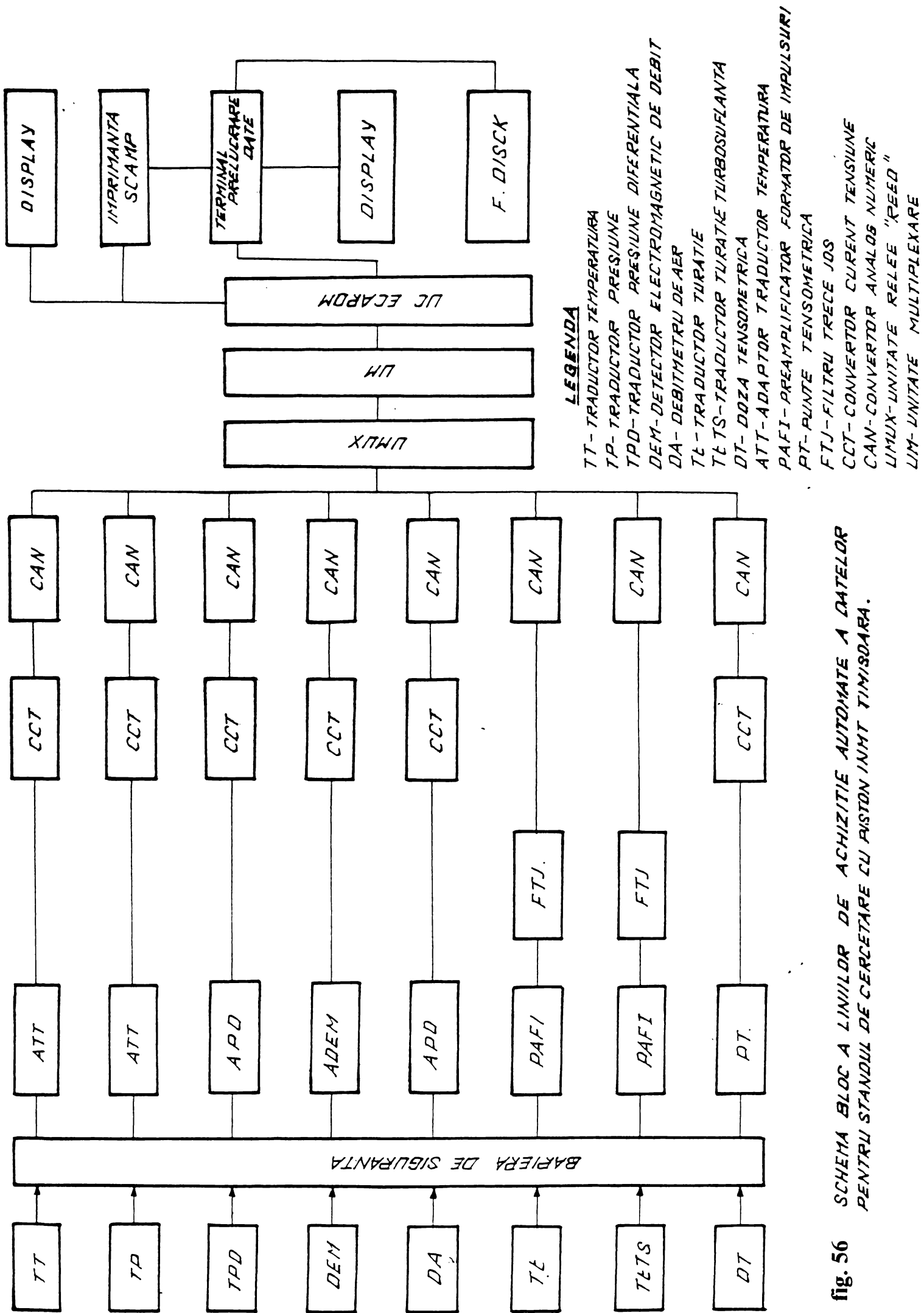


fig. 56 SCHEMA BLOC A LINIILOR DE ACHIZITIE AUTOMATE A DATELOR PENTRU STANDUL DE CERCETARE CU RISTON INMT TIMISOARA.

7.3. Măsurarea frecvenței de rotație pentru motor și turbosuflantă

Măsurarea acestor mărimi s-a realizat cu traductoare inductive în mod analogic cu indicator MSS (tip AEM) sau numeric cu frecventmetru numeric tip EO204 sau EO502 (tip IEMI).

Semnalul traductorului, conform schemei din fig.56 a fost trecut printr-un preamplificator - formator de impulsuri și apoi printr-un filtru trece jos și un convector analog numeric pentru a putea fi achiziționat prin calculator de proces.

Pentru a se putea măsura turația turbosuflantelor VTR 200 c, H4, etc s-a observat că locul în care nu se modifică dinamica aerului aspirat prin montarea unui traductor, este la capul axului turbosuflantei, cu condiția ca traductorul de turație să fie miniatural.

Metodologia de pregătire pentru măsurarea turației turbosuflantei a fost:

a) s-a demagnetizat cu ajutorul unui dispozitiv (electromagnetic) funcționând în curent alternativ cu picior de demagnetizare, axul și piulița de strângere a rotorului aflată la capătul axei turbosuflantei pe partea de aer.

b) s-a magnetizat bipolar cu ajutorul unui electromagnet funcționând în curent continuu piulița de strângere despre care s-a pomenit mai sus.

c) s-a dispus un traductor inductiv la distanța maximă de 0,3 mm de axul rotorului într-o mantură cu piuliță și presetupă (din textolit) de fixare.

7.4. Măsurarea momentului motor

În [13] sunt descrise metodele de măsurare și instalațiile de măsurare a momentelor de răsucire. Pe standul de încercare motoare S.C. MASTER S.A. Filiala Timișoara momentul motor se măsoară după cum s-a arătat în Cap.7.2 cu ajutorul unei frâne cu curenți turbionari sub brațul căreia se află montată o doză tensiometrică.

Parametrii frânei sunt:

- putere	800kw
- moment motor maxim	900daNm
- tensiune de excitație maximă	200Vcc
- curent de excitație maxim	16A
- lungime braț	0,7162m.

La măsurătorile de la U.C.M. Reșița momentul motor s-a măsurat pe baza instalației de cântărire proprie frânei ZOLNER hidraulice.

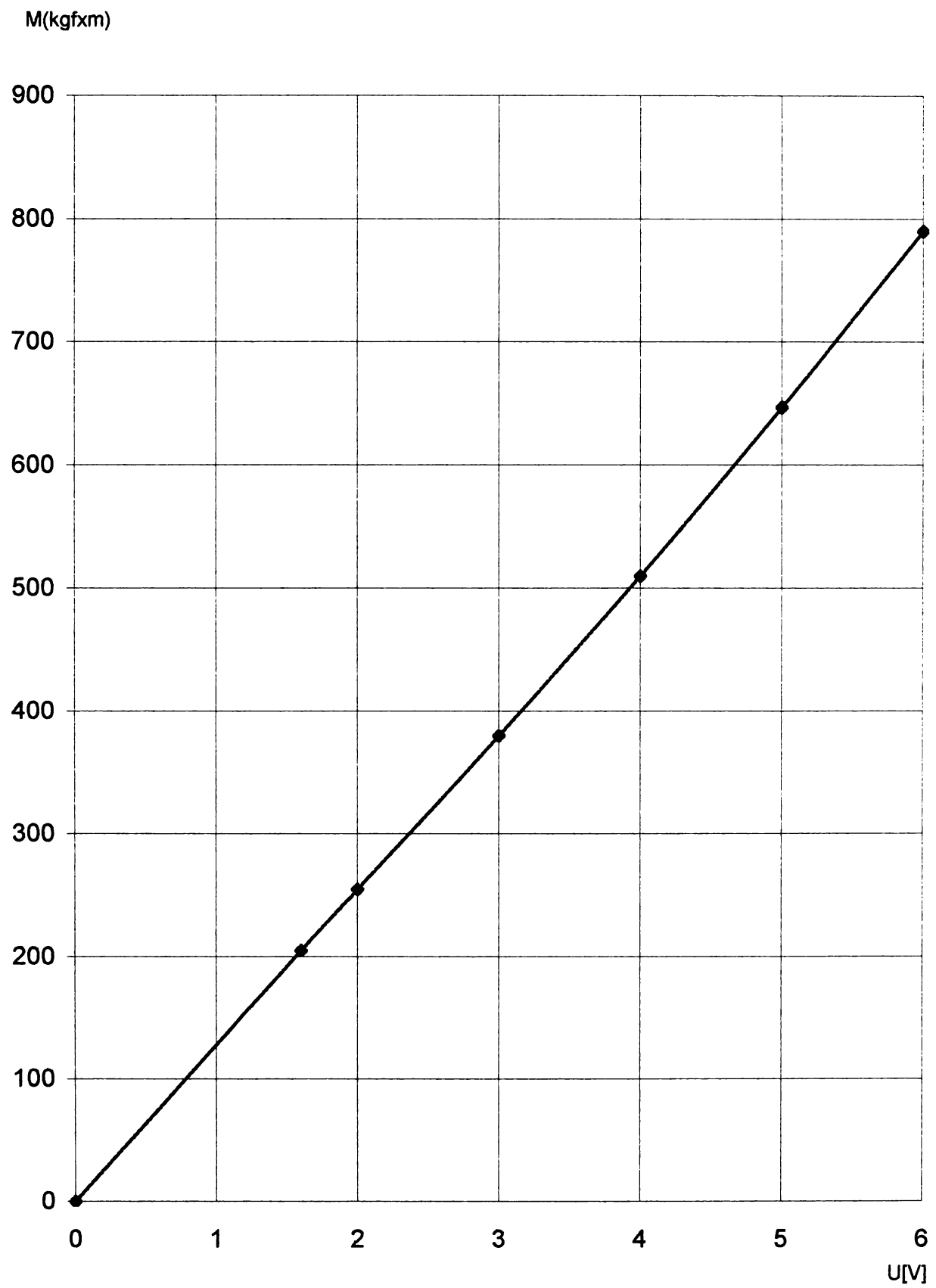
Se remarcă faptul că lanțul de măsură este relativ lung, calitatea procesului de măsurare fiind dependentă de performanțele lanțului în ansamblu, care depinde de performanțele fiecărei verigi componente. Lanțul de măsurare trebuie să funcționeze în asemenea condiții încât să asigure precizia impusă rezultatelor măsurătorilor. Pentru aceasta trebuie să fie asigurată o anumită omogenitate a performanțelor metrologice a tuturor verigilor, adică acestea trebuie precizate calitativ.

Precizia foarte ridicată a traductorului nu va compensa precizia scăzută a altei verigi, aceasta în ansamblu va fi mai scăzută decât cea a verigii cu cea mai mică precizie.

Din acest motiv pentru realizarea calității preciziei de măsurare a momentului motor se arată mai jos caracteristicile de bază ale traductorului de forță de fabricație I.M. NICOLINA tip MF2700/A

- sarcină nominală : 80KN
- sensibilitatea : 2mV/V
- impedanța : $380 + 0,7\ \Omega$
- tensiune maximă de alimentare : 15Vcc
- precizia de etalonare : $+0,2\%$
- efectul temperaturii asupra și asupra sensibilității : $0,01\%/^{\circ}\text{C}$
- domeniul de temperaturi : $-10^{\circ}\text{C} - +50^{\circ}\text{C}$
- neliniaritate : $0,1\%$
- histerezis : $+0,02\%$
- suprasarcina: 150%
- gabarit : $\phi 85 \times 124$

Etalonarea sistemului se măsoară a momentului motor s-a făcut static cu greutatea etalon determinându-se și curba de histerezis a traductorului. În acest sens pentru păstrarea constantă a erorilor măsurătorilor acestea s-au efectuat mereu în sensul crescător al forței măsurate pentru care dăm mai jos (în fig.57) diagrama de etalonare a dozei tensiometrice montate pe frână.



- fig. 57 Caracteristica de etalonare a momentului motor, indicat de frina cu curenti turbionari si semnalul electric al dozei tensometrice

7.5. Măsurarea temperaturilor

Un sistem termodinamic este caracterizat termic de o mărime fundamentală : temperatura. Aceasta în lucrare a fost măsurată cu mijloace diferite funcție de domeniul de temperatură specific fluidului de lucru a cărui temperatură s-a măsurat. Traductorii de temperatură utilizați au fost: termocuple Cromel-Alumel [14] și termorezistențe cu platină PT 100.

Linia de măsură a fost organizată ca în fig.58 și fig.59.

Etalonarea indicării s-a efectuat fizic pentru temperatura de $0^{\circ}C$ cu gheață, s-a verificat cu termometrul etalon până la $150^{\circ}C$ și cu ajutorul unei surse etalon de tensiune pentru termorezistențe și termocuple la temperaturi superioare valorii de $150^{\circ}C$.

Calitatea unei asemenea metode de măsură este dată de caracteristicile traductoarelor și a adaptorului de traductor, restul elementelor liniei de măsură având posibilitatea compensării erorilor. Aceste caracteristici au fost:

- pentru termorezistențe: - clasa de precizie II
 - constanta de timp (inerție termică) - 15 ms
- pentru termocuple: - clasa de precizie II
 - constanta de timp 5-15 ms
- pentru adaptorii de temperatură: - precizie 0,5 % din domeniu
 - sensibilitate 0,3 % din mărime.

7.6. Măsurarea presiunilor

În cadrul lucrărilor [3]-[9] și în prezenta lucrare s-au măsurat diferite presiuni funcție de tipul fluidului, a cărui presiune se măsoară și locul acestei măsurători din agregatul motor. O parte din punctele de măsură a presiunilor au fost:

- presiunea maximă de ardere
- presiunea gazelor de evacuare înainte și după turbină
- presiunea aerului de supraalimentare înainte și după răcitor
- presiunea de alimentare cu combustibil
- presiunea uleiului de ungere
- presiunea apei de răcire în circuitul intermediar de răcire.

Presiunea maximă de ardere s-a măsurat manual pe fiecare cilindru motor cu ajutorul unui "maximetru" mecanic etalon Bruel & Kjaer. Restul presiunilor s-au măsurat printr-un lanț de măsură ca în fig.56.

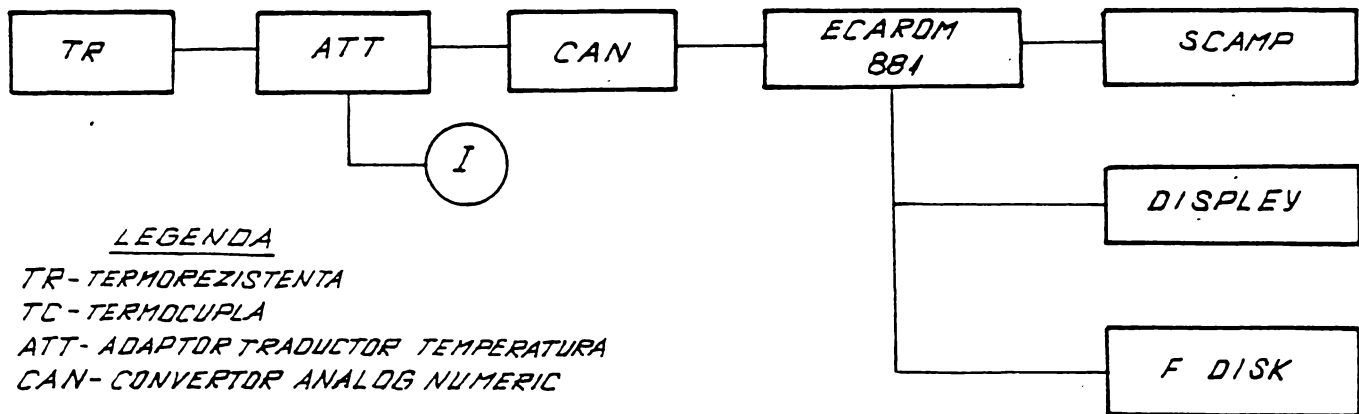


fig. 58 SCHEMA UNEI LINII DE MASURA A TEMPERATURII CU TERMOREZISTENTA.

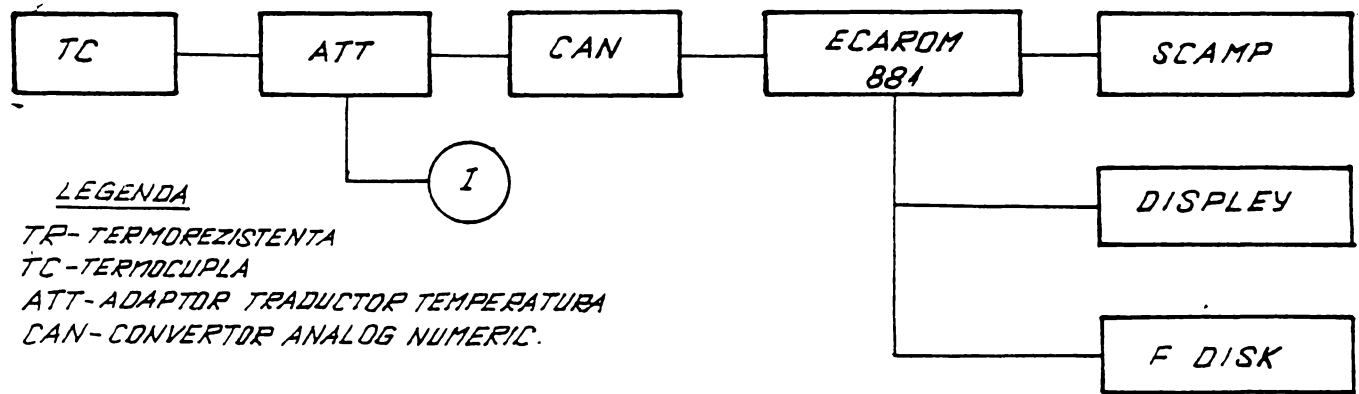
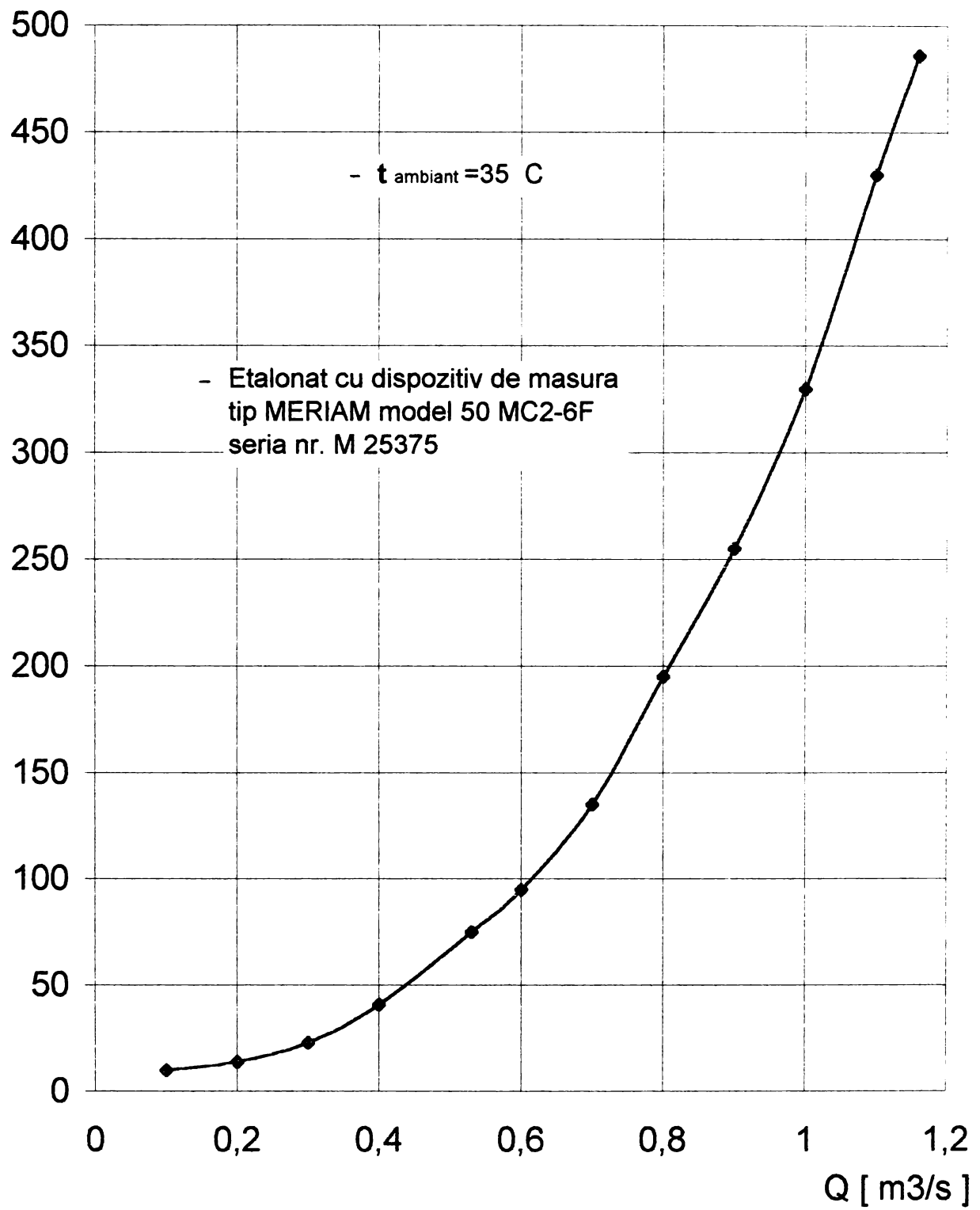


fig. 59 SCHEMA UNEI LINII DE MASURA A TEMPERATURII CU TERMOCUPLA.

Δp [mmH₂O]



- fig. 60 Caracteristica $Q = f(\Delta p)$ pentru debitmetru tip plasa

Etalonarea liniilor de măsură s-a făcut static cu ajutorul unor manometre etalon, a unei surse de presiune cu aer comprimat și a unei pompe manuale de presiune pentru ulei.

Pentru indicarea "statică" a presiunilor pe circuitele de racord ale adaptorilor s-au montat rezervoare de liniștire și drosele cu membrană.

7.7. Măsurarea debitelor de aer, combustibil și apă

Pentru măsurarea debitelor s-au utilizat în general metode cunoscute mijloace și instalații de măsură existente în țară, cu specific de laborator în ceea ce privește precizia domeniului de măsură, excepție făcând măsurarea debitului de aer.

7.7.1. Debitul de aer. Schema bloc de măsurare a aerului aspirat în motor.

Opțiunile asupra metodelor și instalațiilor de măsurare necesare și utilizabile pentru debitul de aer la motoarele cu piston cercetate, în speță motorul 4R251-ALCO sunt limitate datorită următoarelor cerințe:

- cercetarea motorului se face cu toate auxiliarele montate
- pe traiectul de aspirație al aerului în turbosuflantă nu trebuie să existe o cădere de presiune mai mare de $500\text{mmH}_2\text{O}$ la sarcină nominală
- tipul turbosuflantei utilizate pe motor (care poate să aibă filtru de aer (sau nu) montat pe aspirație)
- necesitatea sau lipsa unei tubulaturi de aspirație pentru mijlocul de măsură care poate modifica caracterul aspirației.

Întrucât pentru studiul motorului ALCO 4R251 era necesară la măsurarea debitului de aer o diafragmă Dn 300 cu o cădere de presiune mică impusă, care determină instalarea pe motor sau suspendat a unei tubulaturi grele și lungi atât în aval cât și în amonte de diafragmă cu un racord complicat la gura de aspirație a turbosuflantei VTR 200 s-a încercat utilizarea unui dispozitiv de măsură tip plasă a cărei caracteristică de cădere de presiune funcție de debit s-a ridicat prin comparație cu o diafragmă etalon Dn 300 metrologizată de I.T.R.D.PAȘCANI (fig.60). Acest dispozitiv permite măsurări precise, dar nu înlătură deficiența gabariturii sale mari.

Pentru măsurările de debit de aer la motorul ALCO-4R251 dotat cu turbosuflantă radial-axiale și radiale (care au gura de aspirație de diametru mic) s-a utilizat drept mijloc de măsură un dispozitiv care laminarizează curgerea (DL) pe toată secțiunea de curgere, creând într-un anumit domeniu

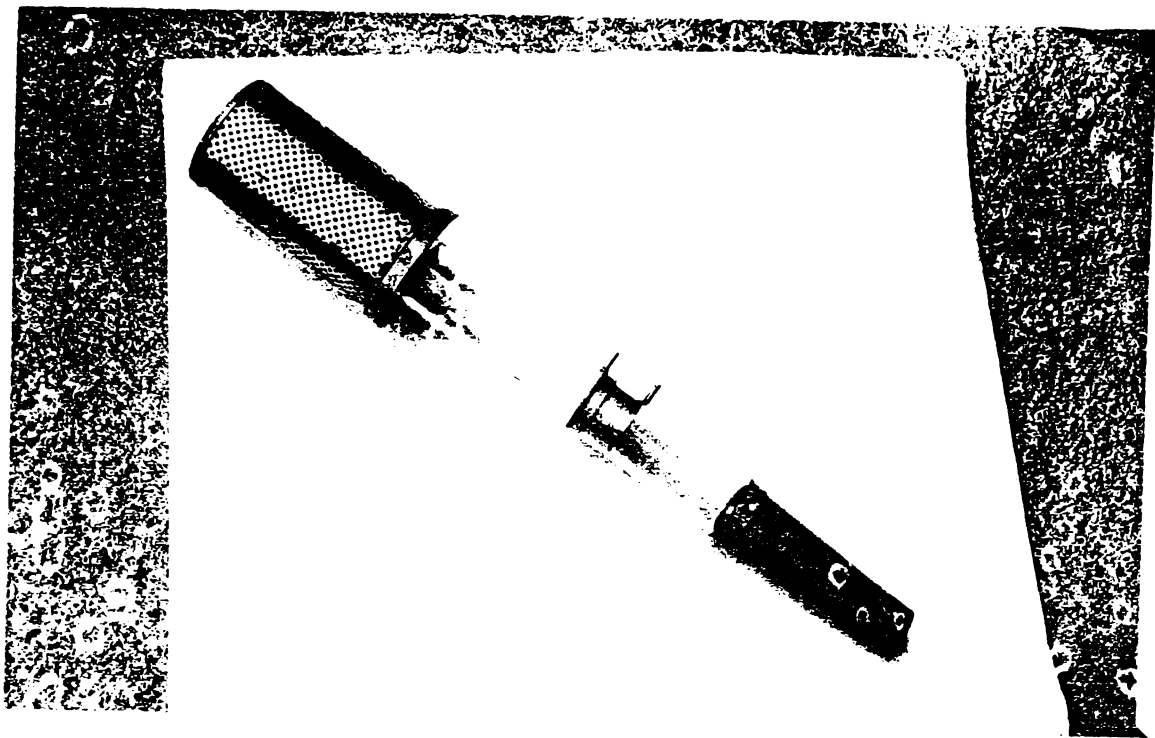


fig. 61 Fotograf dispozitivului laminar de
 (DL) de masura a debitului de aer

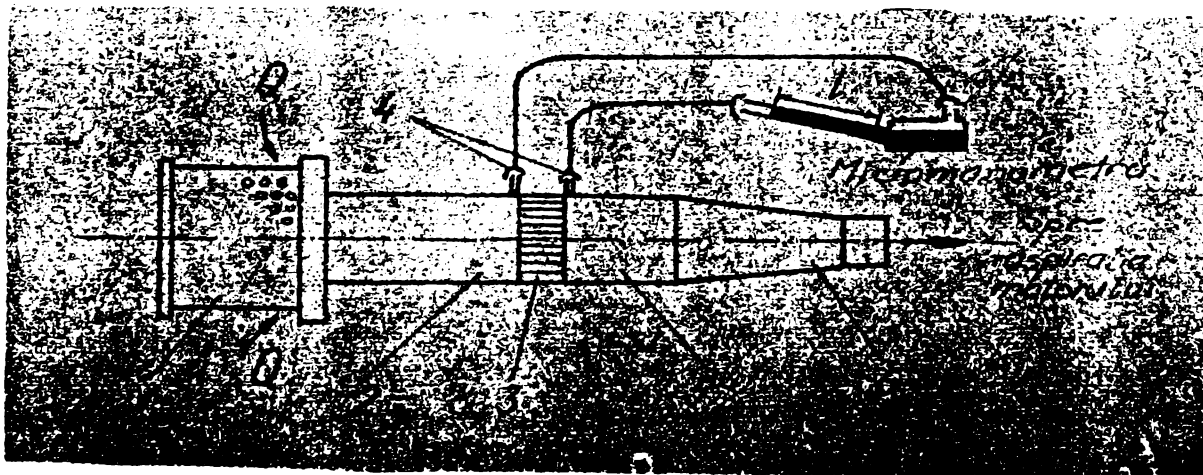
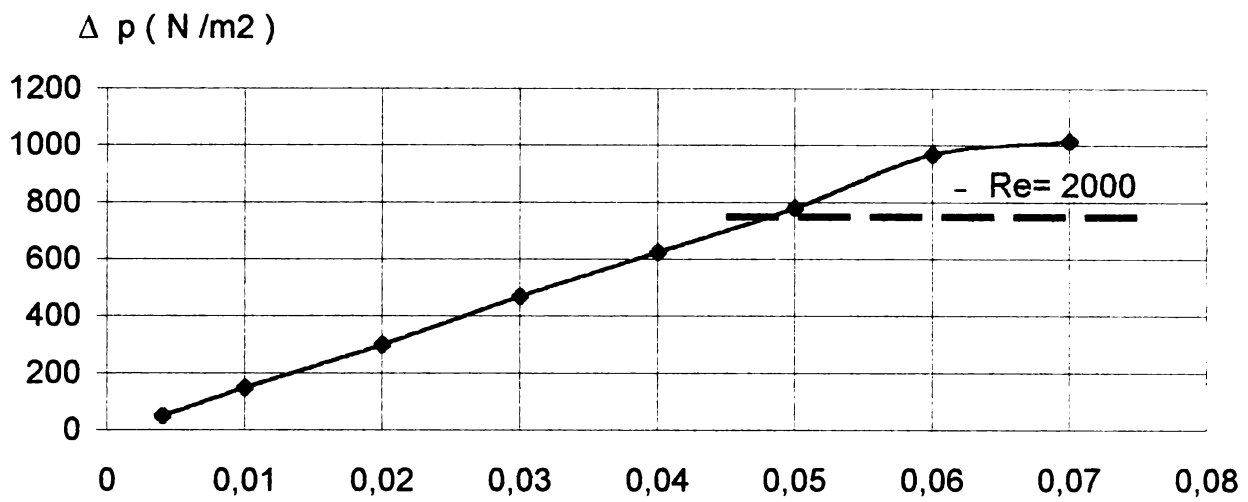
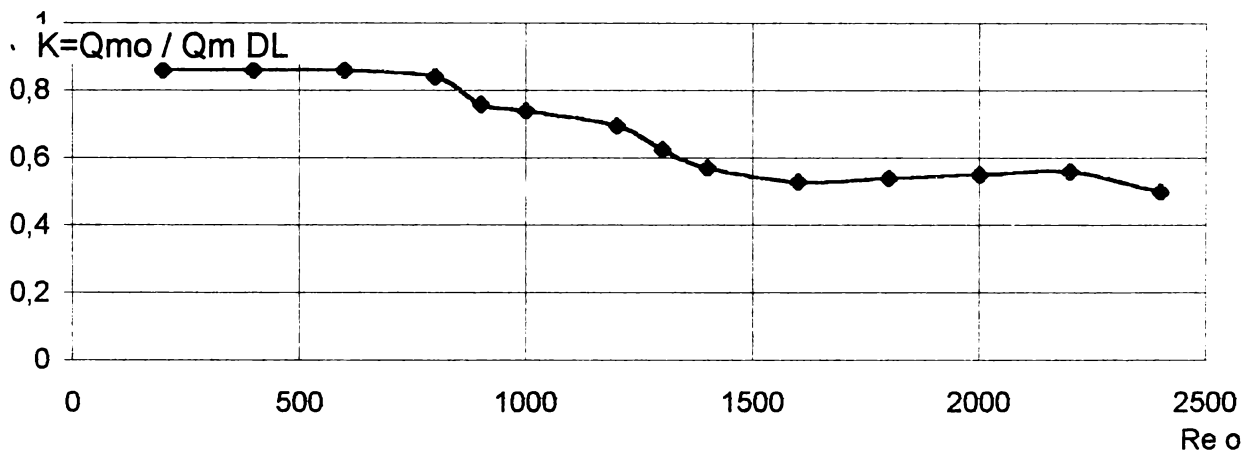


fig. 62 Schema micromodelului dispozitivului laminar de
 masura a debitului de aer

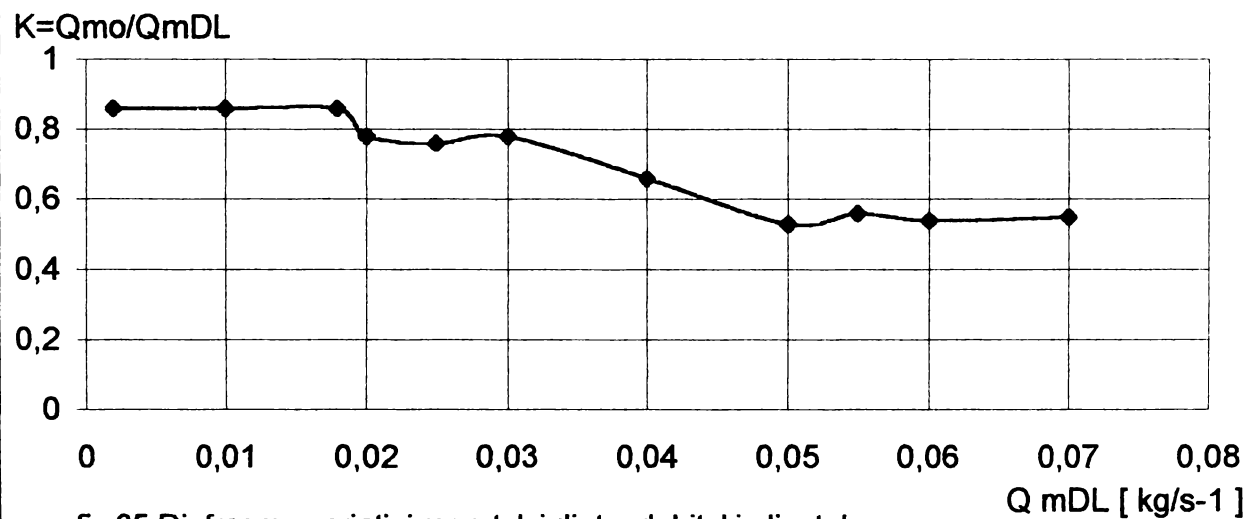
11-11-1952



– fig. 63 Diagrama $Q=f(\Delta p)$ a micromodelului dispozitivului laminar de masurare a debitului de aer Q [kg/s-1]



– fig. 64 Diagrama variatiei raportului dintre debitele indicate de diafragma si de dispozitivul cu curgere laminara



– fig.65 Diafragma variatiei raportului dintre debitul indicat de diafragma si de dispozitivul cu curgere laminara

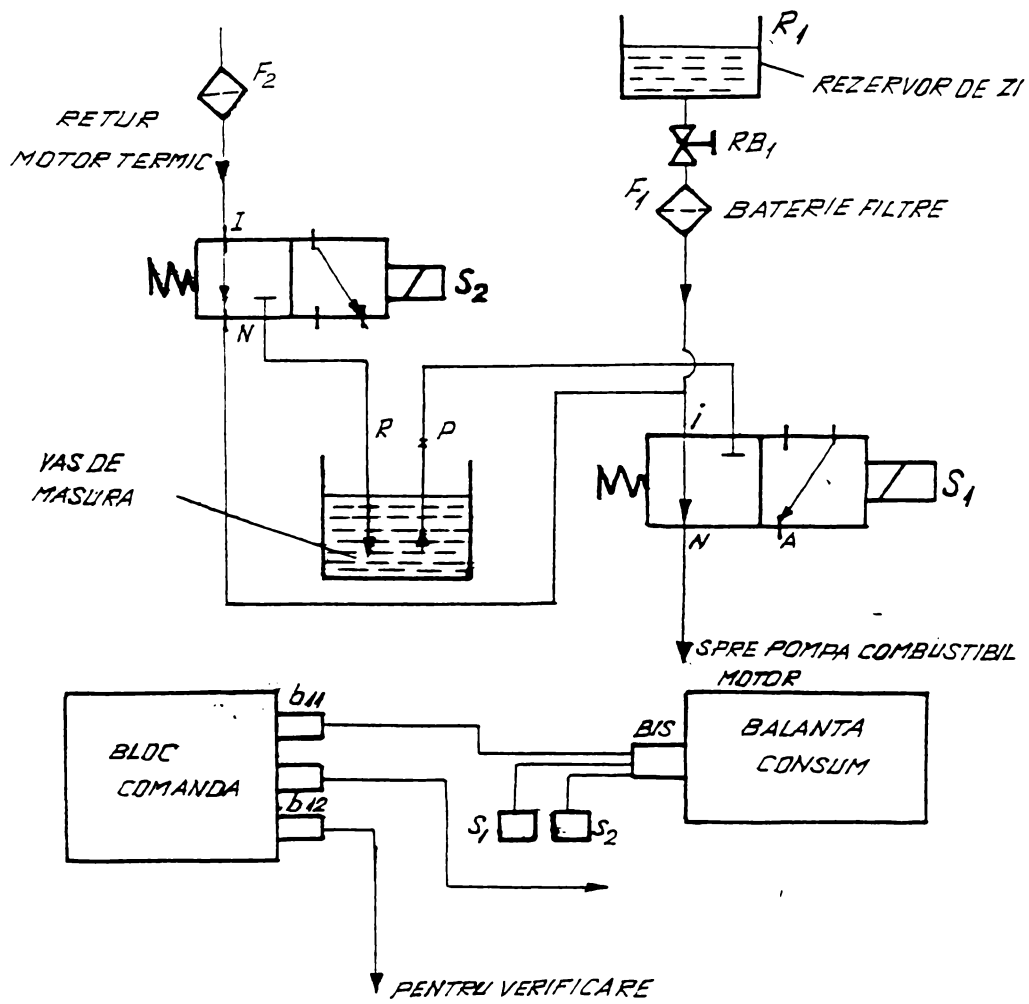


fig. 66 SCHEMA DE CONECTARE CIRCUITUL DE COMBUSTIBIL
SI CONEXIUNILE ELECTRICE.

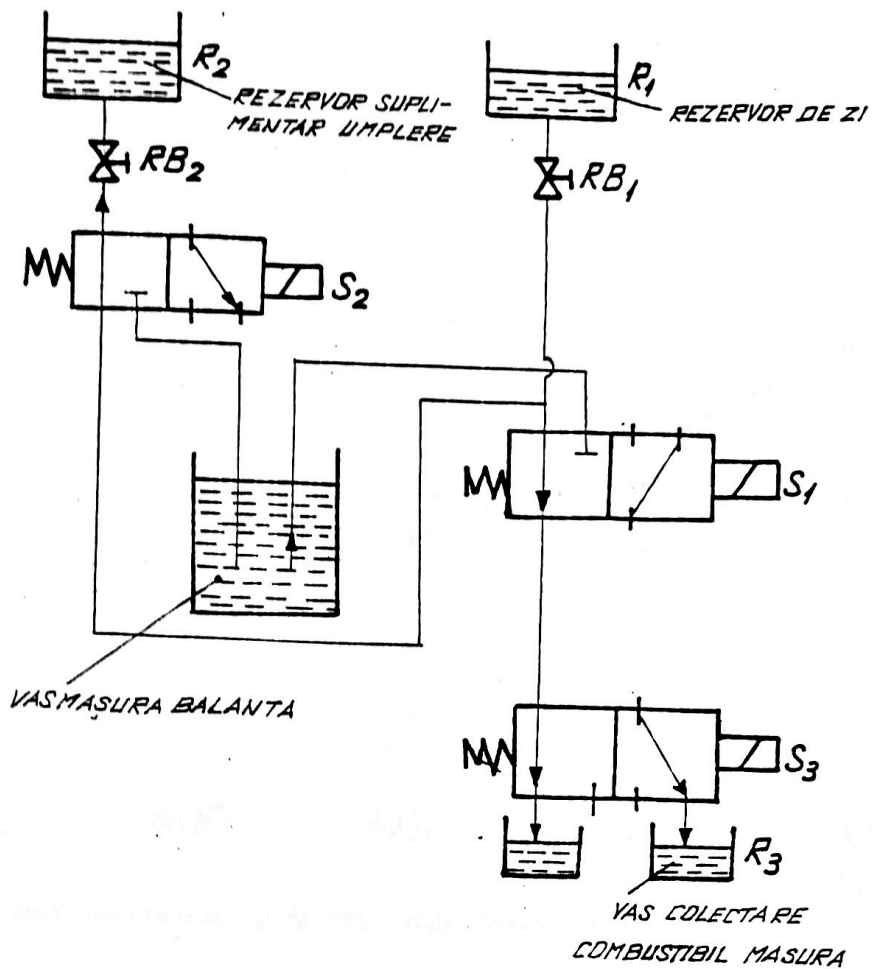


fig. 67 SCHEMA CIRCUITULUI DE COMBUSTIBIL PENTRU VERIFICAREA ERORII DE MASURA CU APARATUL MONTAT PE UN STAND DE INCERCARI MOTOARE.

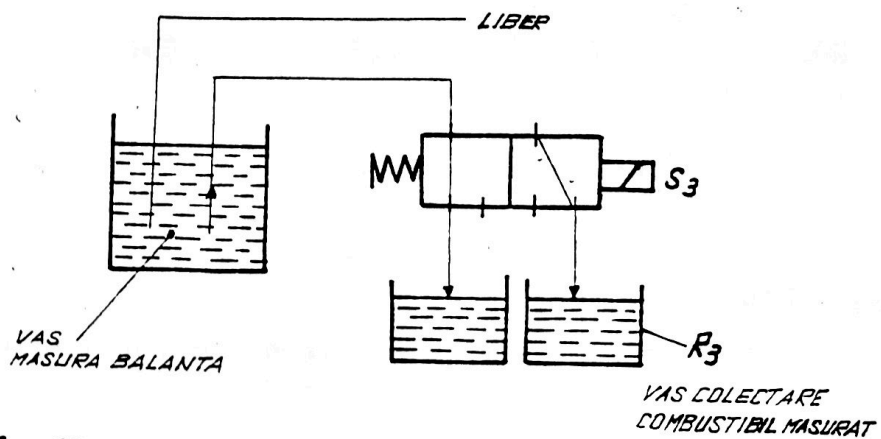
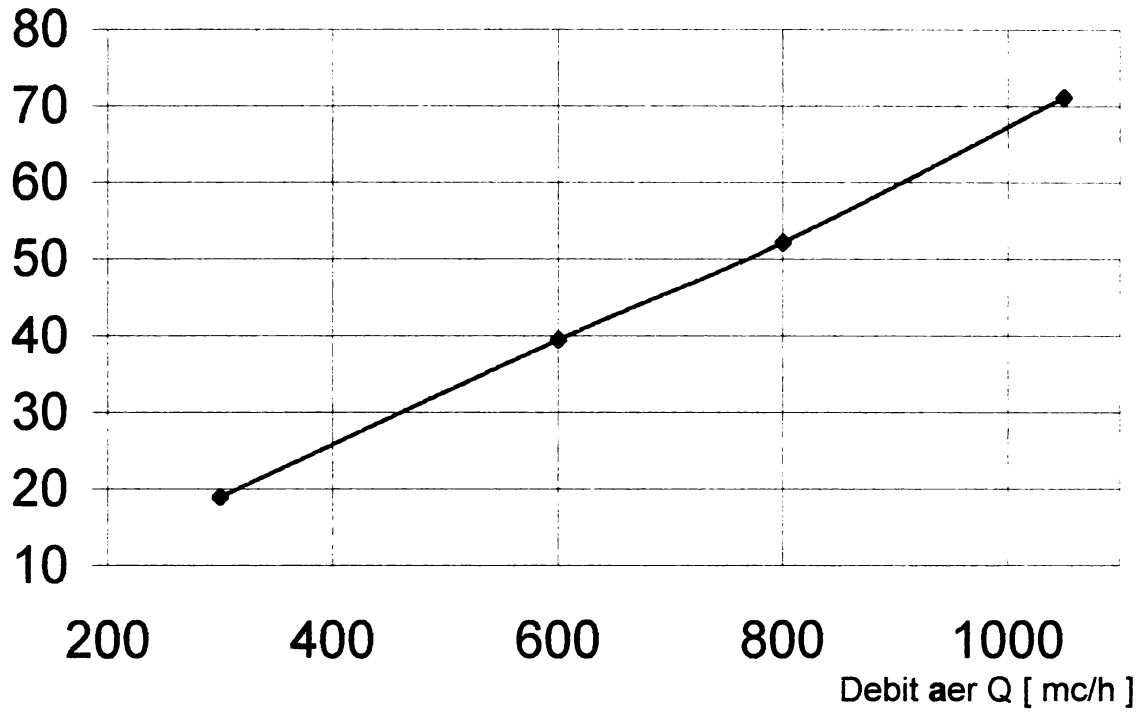


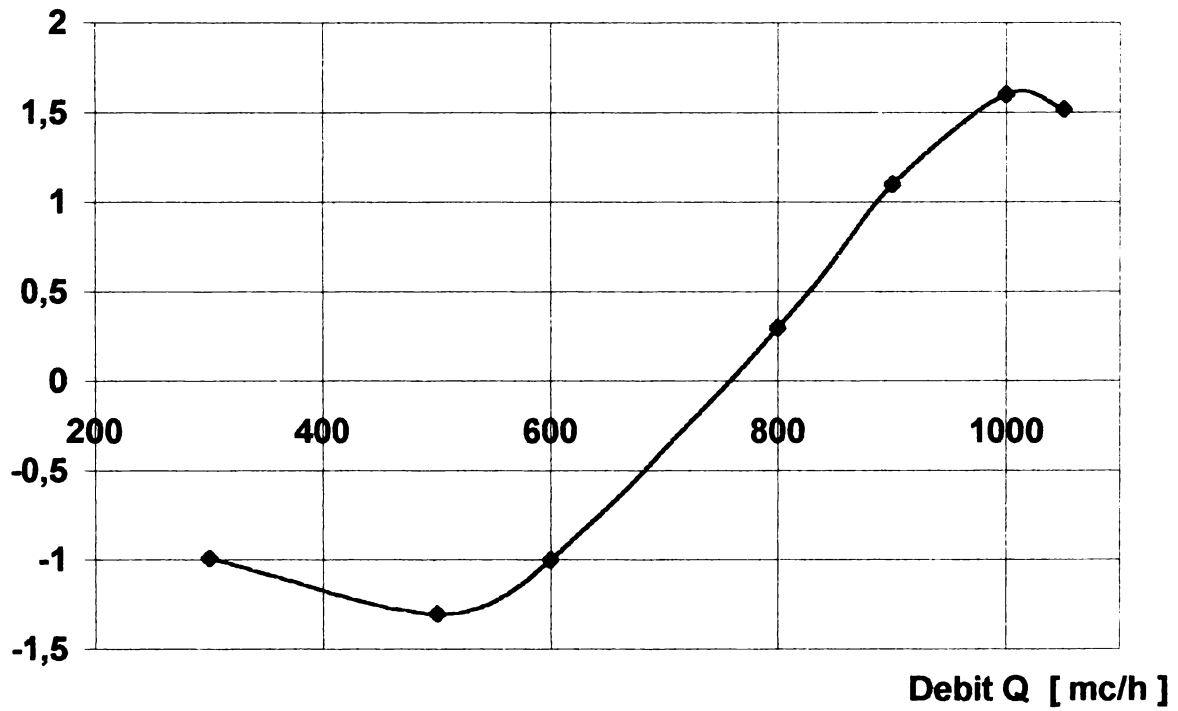
fig. 68 SCHEMA CIRCUITULUI DE COMBUSTIBIL PENTRU VERIFICAREA ERORII DE MASURA CU APARATUL INDEPENDENT DE STAND.

Δp [mm H₂O] Cadere de presiune



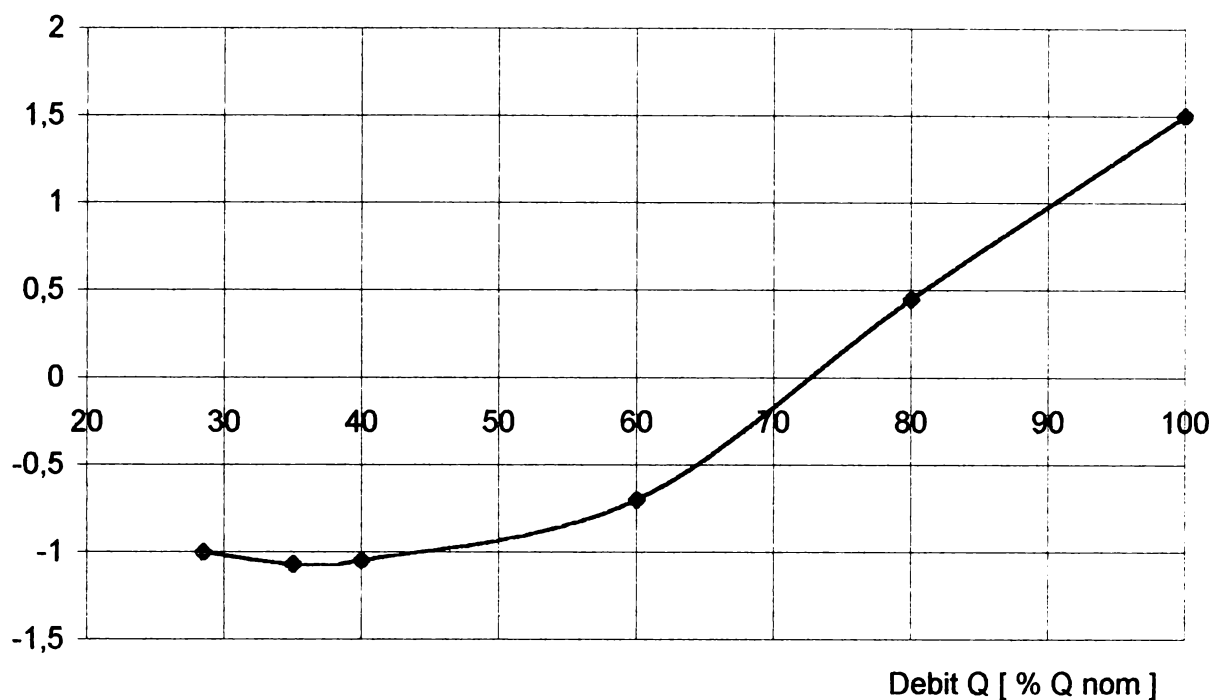
- fig. 69 Caracteristica de etalonare a debitmetrului laminar

Er [%] Eroare relativa



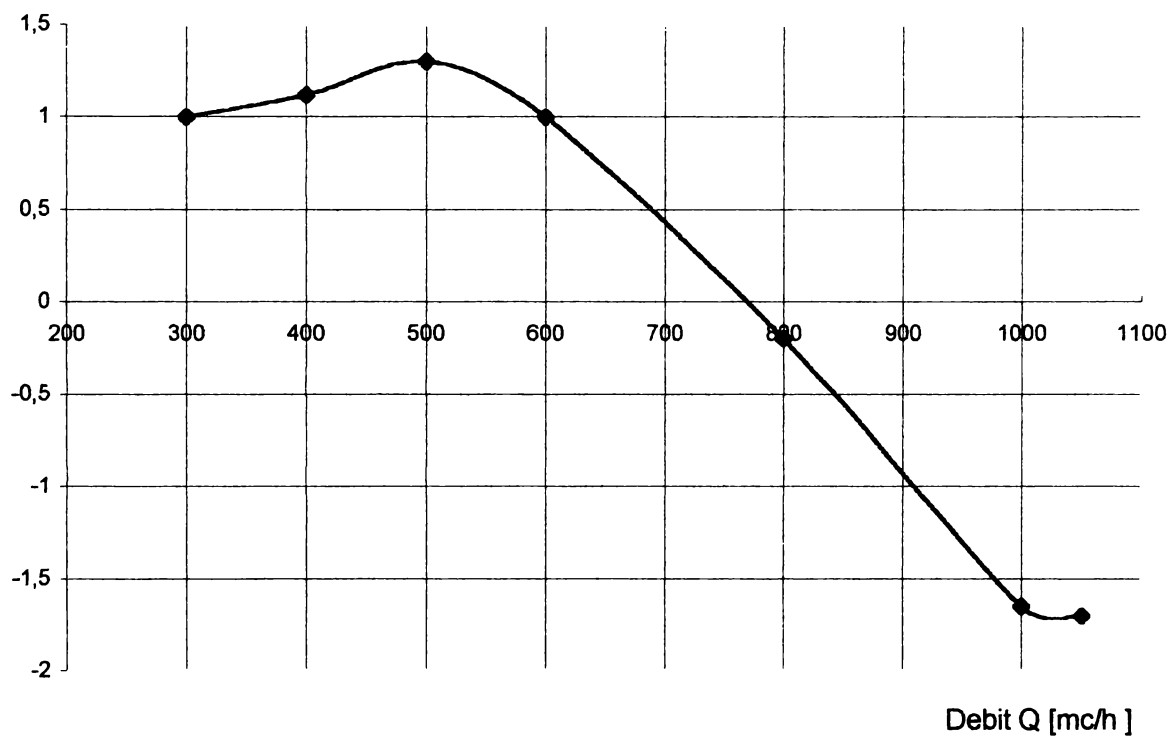
- fig.70 Variatia erorii relative de masurare a debitmetrului laminar functie de debit

Er [%] Eroare relativa

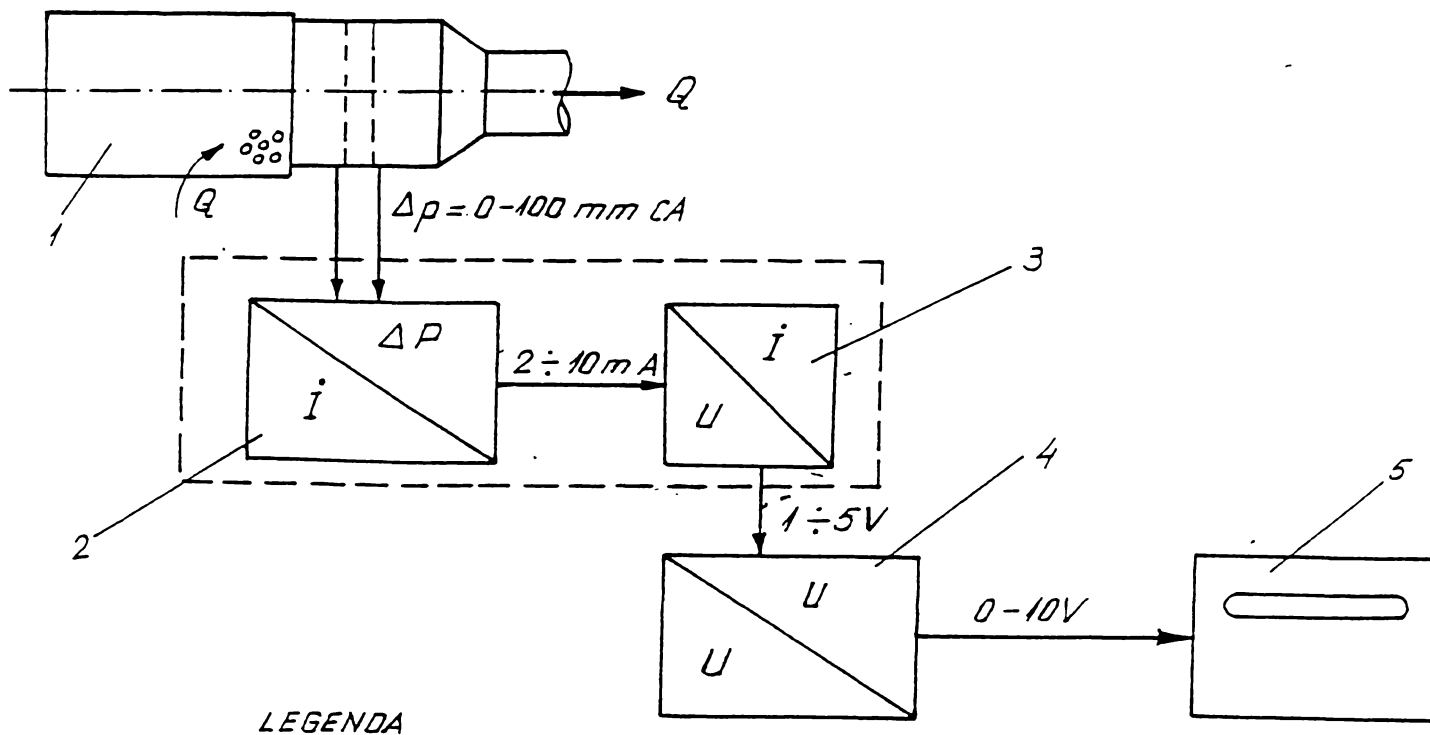


– fig. 71 Variatia erorii relative de masurare a debitului de aer ce strabate dispozitivul laminar

K [%] Coeficient de debit



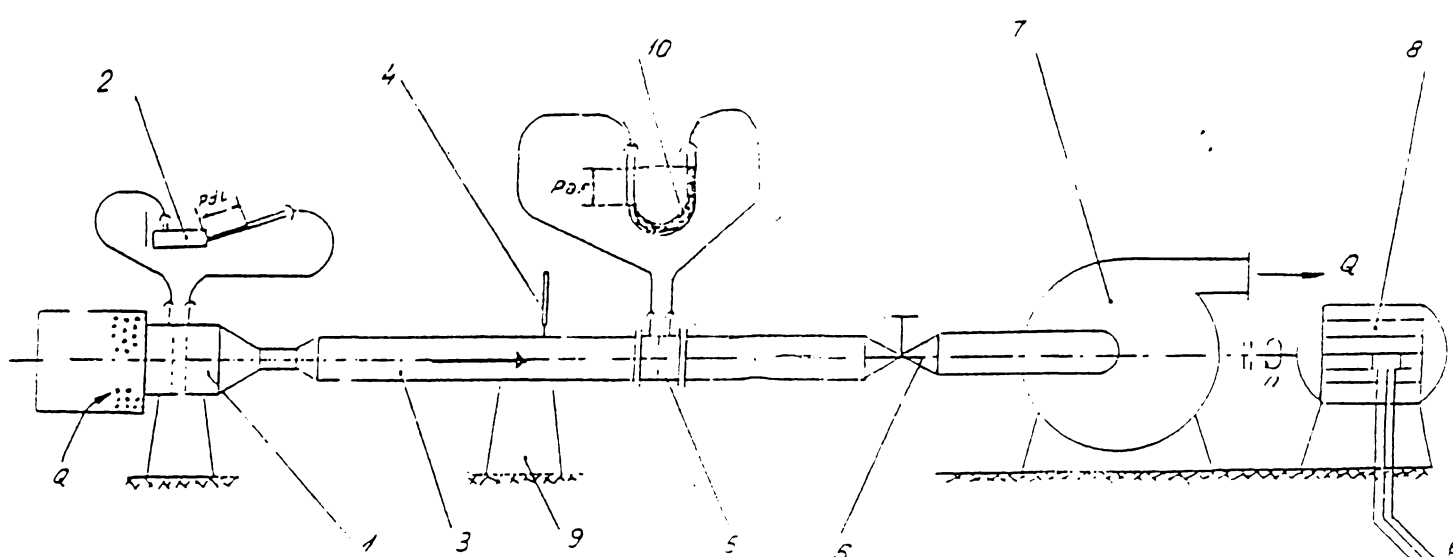
– fig.72 Variatia coeficientului de debit functie de debitul de aer ce strabate dispozitivul laminar



LEGENDA

- 1. TRADUCTOR DE DEBIT
- 2. TRADUCTOR PRESIUNE DIFERENTIALA/CURENT.
- 3. CONVERTOR CURENT /TENSIUNE
- 4. CONVERTOR TENSIUNE /TENSIUNE

fig. 73 SCHEMA SISTEMULUI DE MASURA A DEBITULUI DE AER CU DL .



- LEGENDA**
- 1. TRADUCTOR DE DEBIT
 - 2. MICROMANOMETRU DIFERENTIAL
 - 3. TUBULATURA DE AER
 - 4. TERMOMETRU
 - 5. DIAFRAGMA
 - 6. VENTIL DE REGLAJ
 - 7. VENTILATOR

fig. 74 SCHEMA INSTALATIEI DE ETALONARE A DL

de debit măsurat, o cădere de presiune proporțională cu debitul de aer vehiculat ($\Delta p = K \cdot Q$) [48],[49]. Acest dispozitiv a fost realizat pentru debitul de aer înghițit de motorul ALCO 4R251 având ca model instrumentul tip 50 MC 2-67 cu seria nr.11-25315 furnizat de firma MERIAM INSTRUMENT Division The Scott & Fetzer Company 1090 MEDISON AVENUE Cleveland Ohio USA.

Pentru verificarea posibilităților noastre tehnologice de realizare în laborator cât și a performanțelor unui asemenea dispozitiv pentru motorul 4R251 s-a realizat întâi un dispozitiv similar mai mic (fotografia fig.61 și fig.62).

Etalonarea dispozitivului s-a efectuat cu ajutorul instalației existente în laboratorul de Mașini Termice a I.P.T.V.Timișoara, iar măsurările efectuate au arătat (fig.63) întradevăr o caracteristică debit-cădere de presiune liniară pe un anumit domeniu de debit până la $Re = 2000$. Compararea coeficientului de debit al diafragmei etalon cu a dispozitivului laminar de măsură funcție de debit sau Re este dată în figurile 64 și 65.

Întrucât realizarea acestui mijloc de măsură este singulară în România, în continuare prezentăm dispozitivul de măsurare a debitului de aer realizat pentru motorul ALCO4R251, schema sistemului de măsură, schema instalației de etalonare și caracteristicile sale constructive și de funcționale (fig.69, fig.70, fig.71, fig.72, fig.73, fig.74).

7.7.1.1. Generalități referitoare la debitmetru laminar pentru aer

Sistemul de măsură a debitului de aer aspirat de motoarele termice cu piston a fost conceput în vederea citirii directe a debitului de aer aspirat de motor. Sistemul de măsură realizat permite și implementarea sa pe un calculator de proces (tip ECAROM 881, produs F.E.A), permițând achiziționarea mărimii debitului în mod direct.

Realizarea sistemului de măsură care să permită digitizarea debitului respectiv, achiziționarea directă a mărimii debitului folosind un calculator de proces presupune existența unui traductor de debit cu caracteristica liniară și a unei linii de convergere a mărimii de ieșire a traductorului de debit în unități de debit, afișate digital și cu priză de semnal.

Traductorul de debit cu caracteristica liniară îl constituie debitmetru laminar, care are ca mărime de ieșire o presiune diferențială direct proporțională cu debitul vehiculat. Convertirea presiunii diferențiale în semnal electric se face electronic (vezi §7.7)

7.7.1.1.1. Prezentarea generală a sistemului de măsură a debitului de aer

Componenta sistemului de măsură este redată în schema bloc (fig.73) în care:

1. - Traductor de debit (debitmetru laminar)
2. - Traductor de presiune diferențială/curent
3. - Convertor curent/tensiune
4. - Convertor tensiune/tensiune
5. - Dispozitiv de afișare numerică

1. - Traductorul de debit

Traductorul de debit îl constituie debitmetrul laminar, care convertește debitul în unități de presiune diferențială în domeniul : 0-70 mm col.apă

2. Traductorul de presiune diferențială/curent

Traductorul de presiune diferențială/curent îl constituie traductorul tip EFL 271 ELT 370 (I.E.P.A.M.-BIRLAD). Domeniul de presiuni precalibrat : 0-100 mm col.apă, care convertește semnalul de presiune în semnal de curent în domeniul : 2-10 mA, cls de precizie 0,5%.

3. Convertorul de curent/tensiune

Convertorul de curent/tensiune este realizat rezistiv, inclus în traductorul de presiune diferențială, care convertește semnalul de curent (2-10 mA) în semnal de tensiune în domeniul : 1-5 V, clasa de precizie 0,5%.

4. Convertorul tensiune/tensiune

Convertorul de tensiune/tensiune tip SRA 1221 tip FEA-BUCUREȘTI care convertește semnalul de tensiune (1-5 V) în semnal unificat în domeniul :0-10 V, cls de precizie 1%.

5. Dispozitivul de afișare numerică

Dispozitivul de afișare numerică îl constituie un multimetru digital tip E 0302 (I.E.M.I.-BUCUREȘTI), clasa de precizie 0,1%.

7.7.1.1.2. Prezentarea generală a traductorului de debit (debitmetru laminar)

Acest tip de traductor de debit a fost conceput în vederea obținerii unui instrument compact, ușor manevrabil, precis pentru a fi utilizat la măsurătorile efectuate pe motoarele termice în vederea determinării consumului de aer aspirat de acestea.

Metoda stabilită pentru măsurarea debitului cu acest instrument este realizarea unei curgeri laminare, folosind dependența dintre debitul Q ce trece prin debitmetru și diferența de presiune Δp obținută de-a lungul unei rezistențe hidraulice (pneumatice), cu secțiunea de măsurare de arie constantă.

Măsurarea diferenței de presiune făcându-se în două planuri distanțate prin însuși lungimea rezistenței hidraulice care determină o pierdere de presiune direct proporțională cu debitul Q .

Rezistența hidraulică (pneumatică) este constituită de un număr foarte mare de canale (cca.30000), de secțiune trapezoidală, paralele între ele. Pentru realizarea aceluiași regim de curgere în fiecare canal se impune realizarea unei viteze constante în fiecare canal.

Lungimea rezistenței hidraulice este astfel calculată încât să asigure o curgere laminară stabilizată.

Datorită aspectului său exterior această rezistență hidraulică se numește cu termenul generic de matrice de canale. Matricea de canale se încasetează și se introduce în conducta de măsură a debitmetrului laminar de secțiune circulară și arie constantă.

Măsurarea diferenței de presiune se face prin intermediul a două prize de presiune, în două planuri paralele determinate de însuși lungimea L a matricei de canale.

Viteza de curgere a fluidului prin fiecare canal al matricei de canale este aproximativ egală cu cea din conductă, dar datorită dimensiunilor mici ale fiecărui canal (respectiv a diametrului hidraulic $D_h=1,059$ mm, se asigură o curgere laminară în fiecare canal. Datorită curgerii laminare a fluidului prin matricea de canale, ecuația caracteristică a debitmetrului va avea forma:

$$Q_v = K_q \cdot \Delta p,$$

unde:

Q_v - debitul volumic

Δp - căderea de presiune pe matricea de canale

K_q - coeficient de debit

Coeficientul de debit are forma:

$$K_q = K_c \cdot K_d,$$

unde:

K_c - coeficient de calibrare

K_d - coeficient ce ține de instrument

$$K_d = f(G_c, \eta, L)$$

G_c - geometria canalelor matricei

η - vâscozitatea dinamică a fluidului de lucru

L - lungimea matricei de canale

Ținând cont ca $\eta = f$ (temp.de lucru), valoarea numerică a coeficientului k_d este determinată pentru $0^\circ C$.

Valoarea reală a debitului la o temperatură oarecare se corectează astfel:

$$Q_{vc} = Q_v F_c,$$

unde:

Q_{vc} - valoarea corectată a debitului la temperatura de lucru

F_c - factor de corecție

Valorile factorului de corecție se află în [48].

Părțile componente ale debitmetrului laminar sunt:

- filtru de aer
- matricea de canale
- prize de presiune
- conducta de măsură
- confuzor
- cilindru de racordare

Filtrul de aer aflat amonte de matricea de canale are ca scop împiedecarea obturării sau îmbâcsirii cu praf a matricei de canale, fapt care ar duce la modificarea coeficientului de debit K_q . Conul de racordare poate fi opțional, funcția sa principală fiind de-a realiza trecerea de la dimensiunea (diametrul) conductei de măsură la conducta de aspirație a aerului în motor cu pierderi minime de presiune.

7.7.1.1.3. Domeniu de aplicare. Avantaje.

Sistemul de măsură conceput în structura prezentată poate fi utilizat la determinarea debitului aerului aspirat de ventilatoare, turbosuflante, motoare termice.

Față de sistemele clasice de măsură (diafragma, ajutaje) sistemul de măsură prezentat asigură câteva avantaje:

- construcție compactă
- gabarit redus
- instalare ușoară în condiții de laborator sau industriale
- întreținere ușoară (nu necesită decât o curățire periodică a matricei de canale, prin suflare cu aer comprimat sau spălare cu apă urmată de uscare cu aer comprimat).
- pierdere de presiune indusă, maxim 70 mm coloană apă.
- debitul măsurat nu este afectat de variațiile de presiune absolută
- permite vizualizarea directă a mărimii debitului Q
- eroarea de măsura maximă : $\pm 1\%$
- neliniaritatea maximă : $\pm 1\%$

7.7.1.2 Lanțul electronic de măsură

7.7.1.2.1. Prezentarea lanțului electronic de măsură

Precizarea lanțului de măsură electronic și întocmirea schemei bloc s-a făcut în baza celei prezentată în fig.73.

7.7.1.2.2. Principiul de funcționare a schemei electronice de măsură

Semnalul de presiune diferențială de la ieșirea debitmetrului laminar este aplicat traductorului de presiune diferențială cu clopot tip EFL 271 ELT 370. Acesta este un aparat ce se utilizează în sistemele de automatizare pentru măsurarea și reglarea automată a proceselor din instalațiile industriale ce folosesc gaze sau fluide sub presiune.

Aparatul convertește presiunea diferențială în semnal proporțional de curent continuu în domeniul 2 – 10 A. Pentru utilizarea în sistemul de măsură a acestui traductor s-au folosit instrucțiunile fabricii producătoare (I.E.P.A.M.-BIRLAD).

Blocul ce cuprinde convertorul curent/tensiune în domeniul 1 – 5V este încorporat în traductorul de presiune diferențială. Acest bloc constă în principiu dintr-un divizor rezistiv de precizie ce este parcurs de curentul dat de traductorul de presiune diferențială, furnizând la ieșire o tensiune în domeniul 1 – 5V, proporțională cu semnalul de curent.

Semnalul de tensiune de la ieșirea convertorului curent/tensiune este aplicat unui convertor tensiune/tensiune la ieșirea acestuia obținându-se semnal unificat în domeniul 0 – 10V proporțional cu semnalul de presiune (mărimă neelectrică).

Convertorul tensiune/tensiune este produs fabricat curent de F.E.A.-BUCUREȘTI sub denumirea SRA 1221. Semnalul unificat este citit cu ajutorul unui voltmetru electronic cu patru digiti (I.E.M.I.-BUCUREȘTI) sau poate fi introdus ca semnal achiziționat într-un sistem de achiziție cu calculator de proces tip ECAROM 880.

Elaborarea lanțului electronic de măsură s-a făcut cu ajutorul unei instalații prezentată schematic în fig.73.

Caracteristicile debitmetrului laminar cădere de presiune-debit, coeficientului de debit, sunt arătate în diagramele din fig.69, fig.70, fig.71, fig.72, prezentate anterior.

7.7.2 Măsurarea debitului de combustibil. Schema bloc a dispozitivului de măsurare a consumului de combustibil.

Determinarea performanțelor motoarelor cu ardere internă necesită stabilirea consumului orar de combustibil și respectiv determinarea consumului specific.

Aceste consumuri se stabilesc pe standurile de încercări cu ajutorul unei aparaturi specializate.

Stabilirea pe banc a consumului de combustibil se poate face conform STAS 6635-82 atât prin metoda gravimetrică cât și prin metoda volumetrică. În cazul în care se utilizează un aparat de măsură cu funcționare automată este indicat ca durata măsurătorii să fie 30" – 60". Dacă aparatul de măsură funcționează manual, durata măsurătorii trebuie să fie mai mare de 60". Precizia impusă la determinarea consumului de combustibil este de $\pm 1\%$ pentru încercările de tip și periodice și de $\pm 1,5\%$ pentru încercările de lot.

Aparatele cunoscute pentru determinarea consumului de combustibil, indiferent de principiul folosit, determină timpul în care se consumă o cantitate de combustibil măsurată în grame, pentru metoda gravimetrică sau cm^3 pentru metoda volumetrică.

Întucât și dispozitivul pentru măsurarea consumului de combustibil este tot o realizare românească din cadrul standului de cercetare realizat, se consideră necesară prezentarea acestuia. Principiul de funcționare a aparatului pentru determinarea gravimetrică a consumului de combustibil ACG-2C realizat se bazează pe transferarea treptată, în timpul procesului de măsură a unei greutate etalon prestabilită G de pe un reazem fix, pe brațul balanței de partea care se află vasul de consum.

Determinarea timpului în care motorul termic consumă o cantitate de combustibil egală cu greutatea G se face cu un cronometru electronic. Sesiizarea momentelor de început și sfârșit ale măsurătorii se face cu ajutorul unui traductor de poziție format dintr-un suport și două relee "Reed" montate pe placa traductorului.

Reglajul traductorului se face în așa fel în cât declanșarea cronometrului să se facă în momentul începerii transferului greutății G de pe suportul fix pe brațul balanței pe partea care se află vasul de consum iar oprirea cronometrului când greutatea a fost preluată integral pe brațul balanței.

Ciclul de măsurare decurge în mod automat, la comanda aparatului. În cazul în care nu sunt îndeplinite condițiile pentru începerea măsurătorii adică vasul de consum plin (releele "Reed" să nu fie acționate) prin schema electrică se realizează automat comanda de umplere a vasului cu combustibil. Numai

după terminarea umplerii se poate trece la efectuarea unei măsurători. Simultan cu comanda de măsură cronometrul electric este dus pe poziția "0".

Pentru realizarea unei funcționări corecte și sigure operația de umplere este prelungită automat cu cca 100cm^3 după confirmarea poziției de vas plin pentru ca la o comanda de consum inițial motorul să consume din vas această cantitate, fără a se trece la măsurătoarea propriu-zisă.

Legătura dintre aparatul AGC-2C și motorul cu ardere internă cu piston se realizează conform schemei din fig. cu ajutorul a două ventile cu 3 căi (cod 9125 A - IEPAM BÎRLAD) etanșate pentru funcționare cu motorină, umplerea vasului făcându-se prin returul motorului diesel iar pe perioada măsurării returul motorului se colectează în vasul de măsură.

Etalonarea și verificarea erorii de măsură a aparatului AGC-2C s-a făcut pentru ansamblul de măsură montat pe stand și independent de acesta conform schemelor din fig.66 și fig.67,68.

7.7.3. Măsurarea debitelor de apă

Debitele de apă măsurate în laboratorul Filialei MASTER S.A.- Timișoara au fost determinate cu debitmetre electromagnetice de fabricație internă.

Debitmetrele electromagnetice sunt constituite dintr-un traductor primar ("detectorul electromagnetic de debit") înseriat conductei prin el trecând fluidul măsurat și un bloc secundar ("adaptorul") montat la distanță față de traductorul primar, cele două elemente fiind conectate electric între ele. Condițiile tehnice de calitate ale acestor debitmetre sunt stipulate de STAS 11298-80 și ISO/TR 6817.

Sistemele de măsură a debitelor de apă au fost fabricate de FEA București și ITRD Pașcani și anume:

- sistem de măsură electromagnetice cu adaptor FE 800
- sistem de măsură electromagnetice DEM-XX cu adaptor AET 70

Aceste debitmetre au o caracteristică "debit - tensiune electromotoare", care este utilizată în măsurări.

Măsurarea debitului de apă cu aceste sisteme se face pe principiul inducției electromagnetice. În lichidul care parcurge conducta de secțiune constantă a detectorului, aflată în câmp magnetic se induce o tensiune electromotoare. Această tensiune detectată de doi electrozi ce vin în contact cu lichidul de măsură este proporțională cu viteza lichidului și nu este influențată de densitate, presiune sau vâscozitate:

$$E = K_1 \cdot B \cdot D \cdot v = K \cdot Q \left(Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v \right)$$

în care:

- Q - debitul
- D - diametrul conductei
- v - viteza fluidului
- E - tensiunea electromotoare
- K - factorul de calibrare
- B - inducția

Între conductivitatea lichidului, diametrul conductei și lungimea cablului de legătură între detector și blocul secundar există o corelație de care s-a ținut cont la realizarea conexiunilor electrice.

Caracteristicile principale care au recomandat utilizarea sistemului de măsură sunt:

- precizia detectorului $\pm 0,5\%$ din domeniul de măsură
- precizia adaptorului $\pm 0,25\%$ din domeniul de variație a semnalului de ieșire
- reproductibilitate $\pm 0,25\%$ din domeniul de variație a semnalului de ieșire
- liniaritate $\pm 0,2\%$ din domeniul de variație a semnalului de ieșire
- variația de temperatură $30^{\circ} - 60^{\circ}C$ modifică cu $\pm 0,5\%$ semnalul de ieșire

Debitele pentru care s-au ales detectoare cu diametre corespunzătoare au fost cele corespunzătoare regimului nominal al motorului 4R251.

Măsurarea debitelor pe standul MASTER - Filiala Timișoara s-a efectuat în mod automat prin linii de măsură organizate conform schemei din fig. 56.

Alte măsurări efectuate au fost:

- presiunea de comprimare din cilindrii
- cursa cremalieră
- presiunea și temperatura atmosferică
- cifra de fum Bosch

CAPITOLUL 8

Concluzii

8. Concluzii

8.1. Concluzii generale

Prin cercetarea motoarelor cu ardere internă de obicei se înțelege cercetarea efectuată asupra motoarelor fizic executate și asupra subsistemelor acestora. Pe parcursul etapelor de realizare a motoarelor se efectuează diverse tipuri de cercetări:

- cercetări de finisare (ale modelului funcțional)
- cercetări științifice (ale prototipului)
- cercetări de "casă" sau de recepție

Dacă acum cinsprezece-douăzeci de ani în urmă din tot volumul cercetărilor experimentale efectuate, în proiectare se foloseau aproximativ 90 % azi putem spune că această cifră a scăzut semnificativ.

Principala cauză a acestei schimbări este dezvoltarea metodelor de modelare matematică și utilizarea pe scară largă a calculatoarelor electronice: Includerea în calitatea informației astfel obținute și timpul redus de analiză a rezultatelor a transformat modelarea matematică a proceselor motoarelor cu ardere internă într-un mijloc puternic de cercetare, de reducere a timpilor de proiectare și reproiectare a acestora.

Lucrarea de față se încadrează în cadrul cercetării modelelor matematice utilizate în proiectare.

În practica de proiectare, de cercetare și finisare a performanțelor DTSR și de asemenea în procesul de modernizare a construcției acestora intervin diverse probleme pentru a căror rezolvare, metodele obișnuite de calcul termodinamic conduc la pierderi mari de timp chiar și cu ajutorul tehnicii electronice de calcul.

În rândul unor asemenea probleme intră:

- influența asupra parametrilor efectivi ai motorului a diferențelor variabile de granită (de exemplu presiunea și temperatura atmosferică, pierderile de presiune pe traiectele de admisie și evacuare, parametrii de reglare, randamentele efective ale subsistemelor motorului, contrapresiunea pe evacuare și admisiune).
- calculul diferitelor variante ale ciclului motor pentru proiectarea motoarelor și a subsistemelor acestuia (acordarea subsistemelor cu motorul)

- calcule de verificare la analiza rezultatelor experimentale când aceste nu se încadrează în limitele proiectate pentru a depista cauza îndepărtării acestora de valorile preconizate

- aprecierea perspectivelor de îmbunătățire a parametrilor DTSR.

Rezolvarea acestor probleme termodinamic, [38],[47],[64],[83],[95],etc implică datorită multitudinii relațiilor, în fiecare caz concret, reluarea calculelor pentru multe variante de calcul și în condiții diferite până la apropierea rezultatelor de experiment. Aceasta scumpește costul lucrărilor și prelungeste durata de analiză până la aplicarea rezultatelor.

Cercetările teoretice [16],[23],[59],[79],[80],[81] arată că rezolvarea multor probleme de finisare a proiectării m.a.i., se pot ușura și desfășura mai rapid dacă pentru aceasta se folosește metoda diferențelor finite. În acest caz sistemul ecuațiilor proceselor de lucru ale m.a.i. este pus sub forma unui sistem simplu format din ecuația cu o dependentă liniară între parametrii variabili ai procesului și parametrii variabili independenți, de graniță, care influențează procesul.

Pe lângă marea simplitate a metodei acesta are încă o mare calitate: la constituirea ecuațiilor, pentru coeficienții de legătură ai parametrilor este foarte ușor să se determine factorii de bază care influențează o interdependență sau alta.

Pornind de la cele mai sus amintite s-a considerat că această modelare matematică prezintă avantaje de calcul și ca atare în lucrarea de față ea a fost dezvoltată față de lucrările de specialitate [59],[70],[80],[81] în acele direcții prin care să crească complexitatea modelării mărinđ numărul ecuațiilor sistemelor prezentate în literatura de specialitate și să se apropie de experiment prin utilizarea unor relații empirice care au la bază măsurători efectuate pentru diverse cercetări asupra motorului ALCO 4R521.

În urma cercetării posibilităților de modelare matematică prin diferențe finite a DTSR s-a constatat (cap.3) că erorile de calcul a diferitelor funcții pot fi controlate prin alegerea convenabilă a mărimii diferenței finite a parametrilor independenți și a celei mai potrivite viteze a variației coeficienților de legătură față de variația parametrilor independenți $\left(\frac{\Delta N_{ij}}{\Delta_i}\right)$. Astfel s-a constatat că foarte mulți coeficienți de legătură se situează ca valoare în gama $-0,5 < N_{ij} < 1,5$, pentru care diferențele finite acceptabile ale valorilor independente Δ_i sunt de până la 15-20 % și chiar mai mult din marja de 15-20 % a domeniului de variație.

Erorile de calcul, după cum s-a arătat în lucrare, sunt controlabile la valoarea dorită, prin alegerea unei diferențe finite Δ_i discretă, limitată conform formulei (23).

Dacă amintim că la cercetarea regimurilor de lucru a DTSR valorile multor variabile independente nu depășesc 15-20 %, atunci după cum se vede metoda diferențelor finite aplicată în calculul și analiza proceselor de lucru a

DTSR este pe deplin utilizabilă.

Pentru aplicarea acestei metode la studiul interdependenței DTS-răcitorul de aer a fost nevoie de o bază teoretică pentru evaluarea răcitoarelor, cea din literatura de specialitate oferind doar indicii: eficiența răcitorului E_r , creșterea densității relative a aerului $\Delta\rho$ și modificarea relativă a temperaturii aerului în răcitor ω_r .

Pe baza modelului matematic al DTSR și al discuției indicilor de evaluare a răcitoarelor, dezvoltați în lucrare s-a ajuns la concluzia că principiul azi utilizat în proiectarea motoarelor diesel turbosupraalimentate cu răcirea aerului de supraalimentare, al autoreglării răcitorului de aer, trebuie înlocuit la toate regimurile de funcționare cu principiul maximizării performanțelor răcitorului.

În acest sens pentru maximizarea performanțelor răcitorilor și respectiv a DTS deosebit de importanți sunt următorii indici de evaluare a răcitoarelor determinați în lucrare:

- gradientul de creștere a densității relative a aerului, care este o funcție de forma:

$$\overline{\Delta\rho_{\Delta T_k}} = f_2(\overline{\Delta\rho}, E_r, \omega_r)$$

- în cazul motorului ALCO 4R251 domeniul de valori al acestui gradient este: $2,2 - 3,2 \cdot 10^{-3} [K^{-1}]$ pentru temperaturi cuprinse între $0-50^\circ C$. Maximul acestui gradient este $3,1 \cdot 10^{-3} [K^{-1}]$ datorită limitării eficienței răcitorului $RE_1 \cong 0,5$.

și

- coeficientul creșterii calitative a densității aerului prezentat în lucrare sub forma:

$$\eta_\rho = f((\overline{\Delta\rho}, \omega_r)$$

primul indice de evaluare fiind și cel mai complex.

- pentru motorul ALCO 4R251 acest coeficient ajunge la maxim 71 % la regimul nominal de funcționare

În urma studiului influenței răcirii aerului de supraalimentare asupra DTS s-a constatat că odată cu scăderea modificării relative a temperaturii aerului de supraalimentare ω_r se obține o putere indicată mai ridicată și un lucru mecanic specific de frecare al DTSR mai mic și ca atare acestea sunt cauzele creșterii randamentului efectiv η_e și al presiunii medii efective p_e a motorului.

Presiunea medie efectivă la motorul ALCO 4R251, în actuala concepție tehnologică (cu limitarea temperaturii gazelor de evacuare și a baleiajului) la regim nominal este limitată la $13,1 \cdot 10^5 N/m^2$, existând posibilități importante de creștere a acesteia la $\pi_k > 2$.

Odată cu această concluzie prin modelare s-a observat că parametrii π_k , α și η_m modifică substanțial coeficienții de influență ai răcitorului asupra performanțelor motorului (p_e și η_e), aceștia având un minim pe domeniul exce-

sului de aer $\alpha = 1,2 - 2,5$, indiferent de presiunea de supraalimentare (fig 43-48).

După analiza coeficienților de legătură a răcirii aerului de supraalimentare funcție de randamentul mecanic al motorului s-a observat că o execuție tehnologic atentă a motoarelor navale mari cu randamente mecanice ridicate, mărește influența răcirii aerului de supraîncărcare, o creștere a randamentului mecanic de la 0,90 la 0,92 conducând la o influență asupra coeficienților de legătură de aproximativ 8-10 % și la pozitivarea acestora.

După cum s-a văzut în lucrare prin multitudinea schemelor de legături ce pot fi transpuse analitic "sistemul de programare" propus oferă cercetării o metodă de optimizare sau maximizare a parametrilor motorului în corelație cu auxiliarele sale.

Utilizând diverse legi empirice de răspuns a auxiliarelor motorului care au la bază experimentul, sistemul poate fi utilizat îndeosebi pentru studiul aplicațiilor motoarelor ALCO 4R251 și cu modificări oricăror motoare cu turația între 750-3000 rot/min., diametrul cilindrului între 120-250 mm și puterea pe cilindru 45-250 CP. Aceasta și datorită multor legități empirice utilizate în calcul care fac apel la cunoașterea unor date tehnice ale motoarelor din această categorie.

În ceea ce privește baza experimentală arătăm că aceasta a fost în întregime utilată cu elemente de fabricație românească și are o realizare unicat și în premieră pe țară.

În concluzie, putem spune că metoda de modelare a DTSR prezentată în lucrare, poate fi utilizată cu succes în cercetarea motoarelor diesel de categoria celui studiat, asigurând predicția parametrilor de exploatare și implicit a direcțiilor de modernizare a acestora.

8.2 Valorificarea cercetărilor, efecte economice , perspective de aplicare

Actualele progrese în domeniul motoarelor cu piston se datorează cercetării aplicate pe linia noilor tehnologii și a îmbunătățirii performanțelor ciclului motor după cum a fost arătat în cap.1.

În această direcție prezenta lucrare prin tematica sa se poate valorifica în domeniul cercetării DTS și DTSR ca studiul interdependențelor între parametrii diverselor auxiliare ale motorului și la determinarea unor influențe asupra acestora în vederea optimizării lor.

8.2.1 Aplicarea rezultatelor cercetării

Aplicarea sistemului de programare asupra motorului ALCO 4R251 a arătat o concordanță cu experimentul în limite de $\pm 0,5-2\%$ pentru parametrii independenți la regim nominal și $\pm 1-3\%$, la sarcini parțiale, cât și unele neconcordanțe datorate insuficienței influențelor luate în calcul.

Extremele tuturor măsurărilor s-au corelat cu datele calculate în limitele $\pm 2-5\%$ pentru parametrii dependenți.

În consecință aplicarea cercetării teoretice sub forma prezentată în lucrare, familiei de motoare ALCO 4R251 conduce la următoarele concluzii asupra acesteia:

- reduce durata cercetării experimentale
- este util când se re tehnologizează motorul prin auxiliarele sale
- durata de viață economică a rezultatelor cercetării prin această metodă s-a estimat la 3 ani până la efectuarea altor cercetări îmbunătățite
- aria de aplicare a sistemului de programare este limitată la această familie de motoare cu caracteristicile auxiliarelor cunoscute
- sursele de succes în transpunerea rezultatelor la scară industrială se apreciază a fi de 90 % cu condiția apariției unei asemenea cereri de cercetare

8.2.2 Cheltuielile de cercetare și aplicare

Cheltuieli de cercetare estimative	12000 DM
Cheltuieli de aplicare pentru re tehnologizări motor 4R251	12000 DM
Total cheltuieli	24000 DM

8.2.3 Efecte economice ale cercetării

În exploatare:

- prin îmbunătățirea consumului specific de combustibil (de la 168 g/CPh la 160 g/CPh)

$$8 \text{ g/CPh} \cdot 0,0015 \text{ DM /g combustibil} \cdot 1000 \text{ ore} = 12 \text{ DM}$$

$$12 \text{ DM /CP} \cdot 1000 \text{ ore} \cdot 720 \text{ CP} = 8640 \text{ DM/1000 ore}$$

La producător:

- prin reducerea consumului de combustibil (de la 168 g/CPh la 160 g/CPh) scad cheltuielile de probe pentru garanție

$$8 \text{ g/CPh} \cdot 0,0015 \text{ DM /g combustibil} \cdot 100 \text{ ore} = 1,2 \text{ DM/CPh}$$

$$1,2 \text{ DM /CPh} \cdot 100 \text{ ore} \cdot 720 \text{ CP} = 864 \text{ DM/100 ore}$$

$$864 \text{ DM/100 ore} \times 20 \text{ buc/an} = 17280 \text{ DM buc/an}$$

- creșterea prețului ofertă ca urmare a unei competitivități sporite apreciată la 10-15 %.

$$27000 \text{ DM (preț vechi)/buc} \times 0,15 = 4050 \text{ DM/buc}$$

- creșterea probabilă a cererii cu 25 % ca urmare a caracteristicilor tehnice competitive și a prețului scăzut (de la 20 buc/an la 25 buc/an)

$$3150 \text{ DM/buc} \times 5 \text{ buc} = 776250 \text{ DM}$$

TOTAL CÂȘTIGURI ANUALE SUPLIMENTARE:

a) prin creșterea cererii

$$25 \text{ buc} \times 4050 \text{ DM/buc} = 101250 \text{ DM}$$

$$25 \text{ buc} \times 864 \text{ DM/buc} = 21600 \text{ DM}$$

$$\overline{\text{TOTAL} = 122850 \text{ DM}}$$

a) prin păstrarea cererii

$$20 \text{ buc} \times 4050 \text{ DM/buc} = 81000 \text{ DM}$$

$$20 \text{ buc} \times 864 \text{ DM/buc} = 17280 \text{ DM}$$

$$\overline{\text{TOTAL} = 98280 \text{ DM}}$$

În cercetare:

- reducerea cheltuielilor de cercetare experimentală:

a) cu combustibilul

4 variante de auxiliare pt. motor \times 10 ore \times 120 kg/h \times
 \times 1,5 DM /kg = 7200 DM

b) cu montajul auxiliarelor

4 variante \times 10 ore \times 4 muncitori \times 4,5 DM/oră = 720 DM

c) prin reducerea numărului de ore muncă de cercetare

20 zile \times 8 ore \times 5,2 DM/oră cercetător \times 2 cercetători = 1664 DM

d) reducerea cheltuielilor materiale prin reducerea numărului de variante auxiliare motor cercetate (ex. de la 5 buc la 1 buc),

4 buc auxiliare \times 2000 DM/buc = 8000 DM

TOTAL = 17584DM

8.2.4. Analiza eficienței economice în cercetare

Privind cercetarea motorului 4R251 echipat cu un răcitor de aer proiectat conform parametrilor stabiliți prin modelare, ca o temă realizată din fondul de 1 % pentru cercetare, eficiența economică a acesteia este sintetizată în tabelul nr.10

Tabelul nr.10

Nr. crt.	Denumirea indicatorilor	Unitatea de măsură	Valoarea	Estimare planificată
1.	Cheltuieli de cercetare (C_c)	DM	7136	24000
2.	Cheltuieli de aplicare a cercetării (C_a)	DM	4000	4000
3.	Durata de viață a cercetărilor	ani	3	3
4.	Suma efectelor parțiale însumate ca acumulări suplimentare pe durata de viață a cercetării (U_a)	DM	17584	5538
5.	Coeficientul eficienței economice (E_a)	DM/DM	1,57	0,199
6.	Tipul de recuperare a cheltuielilor (T_r)	ani	0,63	5,05
7.	Efecte nete acumulări (A)	DM/3ani	5861	-

unde:

- coeficientul eficienței economice : $E_a = U_a / (C_c + C_a)$
- timpul de recuperare : $T_r = (C_c + C_a) / U_a$
- acumulări : $A = U_a - (C_c + C_a)$

8.2.5. Analiza eficienței economice în producție

Cercetarea aplicată în producție se va reduce la următoarea eficiență economică :

Tabelul nr.11

Nr. crt.	Denumirea indicatorilor	Unitatea de măsură	Valoarea	Estimare planificată
1.	Cheltuieli de cercetare (C_c)	DM	24000	24000
2.	Cheltuieli de aplicare a cercetării (C_a)	DM	4000	4000
3.	Durata de viață a cercetărilor	ani	3	3
4.	Suma efectelor parțiale însumate ca acumulări suplimentare (U_a)	DM	122850	98280
5.	Coeficientul eficienței economice (E_a)	DM/DM	4,387	3,51
6.	Țișul de recuperare a cheltuielilor (T_r)	ani	0,22	0,28
7.	Efecte nete acumulări (A)	DM	40640	26912

unde:

- coeficientul eficienței economice : $E_a = U_a / (C_c + C_a)$
- țișul de recuperare : $T_r = (C_c + C_a) / U_a$
- acumulări : $A = U_a - (C_c + C_a)$

8.2.6. Perspective de aplicare

Tendențele de dezvoltare a motoarelor semirapide mari [125]-[135] sunt:

- reabilitarea auxiliarelor acestora
- scăderea consumului specific de combustibil
- reducerea poluării mediului înconjurător
- urmărirea și coordonarea automată a proceselor m.a.c. în exploatare
- creșterea presiunii de injecție
- creșterea presiunii medii efective
- urmărirea automată a limitelor termice de utilizare și a vâscozității uleiului motor în exploatare pentru îmbunătățirea randamentului motor.

Toate aceste tendințe fac actualmente obiectul unor cercetări prin modelare matematică. În acest sens dezvoltarea motoarelor mari fabricate în țară sau modernizarea acestora se poate face doar pe calea unor cercetări economice similare ce cele efectuate pe mapamond.

Deci prezenta lucrare de modelare matematică a interdependenței motor diesel-turbosufiantă-răcitor de aer de supraalimentare poate răspunde unei asemenea cereri din partea unor societăți comerciale de producție sau exploatare.

Estimăm că odată cu relansarea economiei românești, deși concurența în cercetare este acerbă vor fi cereri de cercetare în acest sens sau dacă vor exista resurse pentru plata unor lucrări de cercetare a căror rezultate vor putea fi oferite celor interesați, și aceștia nu vor renunța la cercetări care aduc beneficii de ordinul celor estimate.

CAPITOLUL 9

Contribuții personale

9. Contribuții personale

În concordanță cu studiul efectuat asupra cercatări interacțiunii motor diesel - turbosuflantă - răcitor de aer (vezi Cap.2) ce are la bază bibliografia consultată se consideră că teza prezintă următoarele aspecte originale teoretice și experimentale:

Contribuții teoretice

1. Extinderea algoritmilor de calcul a interdependenței motor - turbosuflantă - răcitor de aer existente în literatura de specialitate care permite:
 - a. cercetarea DTSR din punct de vedere al optimizării parametrilor funcționali ai motorului cu cei ai auxiliarelor sale;
 - b. cercetarea DTSR încă în faza de proiectare a acestuia;
 - c. cercetarea DTSR cu auxiliare diverse pentru optimizarea răspunsului agregatului: motor cu piston - turbosuflantă - răcitor și alte componente;
 - d. stabilirea parametrilor SART pentru auxiliarele motorului permițându-se astfel stabilirea tuturor componentelor de reglare directă sau automată a temperaturilor fluidelor a căror dinamică este (sau trebuie) urmărită (încă din faza de proiect).
 - e. corelarea funcționării DTS cu răcitorul de aer funcție de limitările impuse parametrilor motorului.
2. Stabilirea unor relații de interdependență DTS cu răcitorul de aer care înglobează pe cele studiate deja din literatura de specialitate.
3. Elaborarea unor funcții semiempirice cu ajutorul datelor experimentale pentru descrierea indicelui de fum Bosch funcție de regimul motorului diesel ($\chi=ct$; $n=ct$; $\chi=var$; $n=var$).
4. Stabilirea unor relații semiempirice pentru descrierea funcție de parametrii regimului motor a răspunsului turbosuflantei $n_c = f(n_T, G_a, G_T)$.
5. Utilizarea ipotezei de calcul pentru schimbul de încărcătură sub formă de "black box" pentru eliminarea unor inconveniente legate de specificul acestui schimb pentru un motor oarecare.
6. Analiza funcțională a DTSR din punct de vedere a simulării regimului stabilizat de funcționare al motorului în special în interdependența cu răcitorul de aer prin utilizarea unor ecuații suplimentare care împreună cu cele oferite de literatura de specialitate ([41]- 18 ecuații, [47] - 23 ecuații, [80] - 45 ecuații, [92] -

29 ecuații) dau posibilitatea de studiu a unui câmp mai larg al influențelor asupra parametrilor motorului.

7. Descrierea prin relații analitice a caracteristicilor universale ale turbosuflantei.

8. Sistematizarea și aducerea la zi a informațiilor privind echipamentul de turbosupraalimentare și răcire intermediară, metoda de simulare cu diferențe finite, a funcționării în comun a motorului cu echipamentul de supraalimentare și răcitorul de aer.

Contribuții experimentale

1. Sinteza informațiilor cu privire la procedeele experimentale utilizate.

2. Realizarea frânei cu curenți turbionari pentru experimentarea motorului ALCO 4R251 (foto nr.1) în colaborare cu CCSIT Brașov, I.C.METALURGICE București și I.R.A. Timișoara.

3. Măsurarea debitului de aer intrat în motor cu ajutorul unui dispozitiv special prin care se asigură curgerea laminară astfel că se realizează o dependență lineară debit-cădere de presiune [42], [48]. Acest mijloc de măsurare a fost realizat în cadrul unui proiect de diplomă în cadrul INMT-Filiala Timișoara la propunerea autorului acestei teze, fiind o realizare unică în țară.

4. Măsurarea tuturor parametrilor motorului cercetat pe un stand cu achiziție automată a datelor cu ajutorul unui calculator de proces, cu un număr de 128 puncte de măsură.

Standul a fost realizat de autor prin colaborări cu diverse institute de specialitate în perioada 1984-1986.

5. Măsurarea dinamică a parametrilor motorului și a turbosuflantei pe baza unui program de achiziție în timp real (M_e, n, n_{Ts} etc.) pentru regimurile de încărcare bruscă sau descărcare bruscă.

6. Calibrarea circuitelor de măsură ale standului de cercetare a motoarelor cu piston, cu ajutorul calculatorului de proces.

7. Realizarea unor experimente multiple, teoretic direcționate prin modelare, privind performanțele motorului ALCO 4R251 cu diverse echipamente de supraalimentare care au condus la scăderea consumului specific de combustibil (vezi Anexa 4) sub 160 g/CPh.

BIBLIOGRAFIE

1. T.G.ADAMS, C.I.RAHNKE Experimental and analitical investigation of charge air cooling. XXI FISITA Congress Belgrade 2-6 June 1986 p.1167-1171
2. M.AGAPIE Întocmirea algoritmului și programului de calcul pentru schimbul de gaze la motoarele Diesel în doi timpi pe modele staționare. Beneficiar U.C.M.Reșița 1982.
3. M.AGAPIE Cercetări pe stand pentru omologarea motorului 1990 V12-DTA Beneficiar I.Autocamionul Brașov 1984
4. M.AGAPIE Cercetări pe stand pentru omologarea motorului 1850 V12-DTA Beneficiar I.Autocamionul Brașov 1984
5. M.AGAPIE Model pentru cercetarea schimbului de încărcătură la motoarele KSZ 90/160 Beneficiar U.C.M.Reșița 1985
6. M.AGAPIE Cercetări pentru realizarea în concepție proprie a motoarelor Diesel funcționând cu combustibil greu pentru echiparea generatoarelor electrice normale și de propulsie derivate din familia ALCO Beneficiar U.C.M.Reșița 1988-1989
7. M.AGAPIE Cercetări pentru aducerea în parametri funcționali și omologarea motorului ALCO 4R251 Beneficiar U.C.M.Reșița 1986-1988
8. M.AGAPIE Supraalimentarea motoarelor Diesel, cale de reducere a poluării mediului înconjurător "Zilele academice Timișene" Ediția a IV a 25-27 mai 1995 Timișoara
9. M.AGAPIE, V.BERINDEAN Emisiile poluante cu fum. Relații empirice experimentale și modelarea emisiilor poluante cu fum la motoarele Diesel supraalimentate cu răcirea intermediară a aerului. "Zilele academice Timișene" Ediția a IV-a 25-27 mai 1997 Timișoara
10. M.AGAPIE, V.D.NEGREA Cercetări referitoare la îmbunătățirea motoarelor diesel destinate tractiunii miniere. "Economicitatea securitatea și fiabilitatea autovehiculelor" -ESFA-87 București 23-24.10 1987
11. M.AGAPIE, G.ZAHARIAS, E.NICA Sisteme de acționare pas cu pas a pârghiei regulatorului pompelor de injecție. "Economicitatea securitatea și fiabilitatea autovehiculelor-ESFA 87" București 23-24.10.1987
12. N.APOSTOLESCU, AL.DANESCU, B.GRUNWALD Determinarea diagramei indicate a unui motor Diesel supraalimentat în condițiile limitării solicitărilor mecanice și a temperaturilor gazelor arse la evacuare. Studii și cercet. energ. și electromecanic. Tom 23 nr.3 p.649-668/1973 București
13. N.APOSTOLESCU, D.TARAZA Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice ED.D.P. București 1979
14. I.ASAVINEI, C.NICULESCU Ghid pentru utilizarea termocuplelor în măsurători industriale. Ed.tehnică 1981 Colecția automată - informatică 1981 București

15. D.S.ASANIS, B.I.HEYWOOD Development and use of computer simulation of the turbocompounded Diesel system for engine performance and component heat transfer studies. International Congress and Exposition Detroit Michigan February 24-28/1986 p 95-119
16. M.BAUER & co. Online-Prozessoptimierung für aufgeladene Dieselmotoren. MTZ nr.57/6 1996 p 354-360
17. Z.BAZARI Fuelling control of turbocharged diesel engines under transient operating conditions. Diesel fuel injection system. Papers presented at a seminar organized by the combustion engines group of the Institution of Mechanical Engineers and held at the I.M.E. on 10-11 oct. 1989 LONDON p.1-9
18. PETER BAUMGARTNER, NICOLA MICULICIC Neuer wirtakt Dieselmotor Sulzer S 20 MTZ 50-11/1989 p 502-508
19. N.J.BECK, J.A.MAXON, H.E.STEWART, A.K.ODPENHAIM Studies of advanced fuel injection concepts for diesel engines (D.F.I.S.) (S.C.E.G.-I.M.E.) 10-11 oct.1989 LONDON p.41-48
20. N.M.BELIAEV Nestationarnii teploobmen v trubah. Visa scola KIEV-DONETK 1980
21. N.M.BELIAEV, A.A.RIADNO Metodi teorii teploprovodnosti, cisti 1 i 2. Visa scola 1982 MOSKVA
22. R.S.BENSON Un program de calcul al performanțelor de evacuare a motoarelor cu ardere internă P.I.M.E.1967,1968
23. V. BERINDEAN, L.RADULESCU Contribuții la stabilirea influenței căderii de presiune în răcitor a aerului admis în motor asupra indicilor de evaluare termodinamică a răcitorului. Conferința "Motoare cu consum specific redus" BUCUREȘTI 5-6 oct.1989 I.P.BUCUREȘTI - INMT BUCUREȘTI
24. V.BERINDEAN, L.RADULESCU Contribuții la studiul performanțelor unui motor rapid cu aprindere prin comprimare, supraalimentat cu răcirea aerului de supraalimentare. Manuscris pentru Journal of Thermal science. Science press Beijing NEW-YORK aug.1993
25. V.BERINDEAN Procese și caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea a III-a. Litografia I.P.T.V. TIMIȘOARA 1979 pag.105-160
26. V.BERINDEAN Contribuții la stabilirea creșterii umplerii cilindrului, la motoare supraalimentate prin comprimarea gazelor reziduale în timpul admisiei. Studii și cercetări științe tehnice IX nr.1-2 1962 I.P. TIMIȘOARA
27. V.BERINDEAN, W.M.BURGEMEISTER Contribution to the study and research of the modeling by the VIBE-LOW of the combustion processes in the compression-ignition engines. Buletinul I.P.T.V. TIMIȘOARA. Seria mecanică 20(34) fascicula 2/1975
28. V.BERINDEAN Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea a II-a Litografia I.P.T.V. TIMIȘOARA 1979 pag.5-51

29. V.BERINDEAN, L.RADULESCU Contribution to the Establishment of the Criteria of Thermodynamical Evolution for the Intercoolers of the C.I.Engines. Revue Roumaine des techniques 1993 E.ACADEMIEI SERIA E-E nr.7-9/3 pag. 429-436
30. N.I.BERBA ș.a. Vlianie parametrov turbocompresorov na pacazatelei dizelia S.M.D.-17 KN Dvigateli vrutemnogo sgorania DVS Vipusc 28. Visa scola HARKOV 1980 pag. 44-48
31. S.R.BEREZIN ș.a. Rosciot nestationarnovo tecenia gaza vipusknoi sisteme K.D.V.S. a uciotom vipolnenia integralnih zakonov sohronenia. D.V.s. Vipuse 38 Visa scola Harkov 1983 p.72-79
32. E.BODE Limits at the Optimisation of the single-stage Turbocharging of Four-Stroke Diesel-Engines MTZ nr.48/7/8 1987 p.303-307
33. K.BOUFFOUCHOS, S.PAPADOPOULOS Zur modellbildung des motorischen verbrennungsablaufes MTZ nr.45/1984/1 p 21-26
34. K.BOULOUCOS, M.K.EBERLE Aufgabenstellungen der Motortehermodynamik heute-Beispiele und Losungsansatze MTZ nr.52/11 1991 p.574-582
35. H.ST.BRAUN, GERD KRAMER, MARIO THEISEN Dynamic response a new goal in engine control aplication. Future transportation tehnology conference and expozition; SAN FRANCISCO, CALIFORNIA aug, 8-10 1988 p.1-8
36. T.BULATY Spezielle probleme der schvittweisen ladnugswechselrechnungen bei verbrennumgs motoren mit abgas turboladern MTZ nr.35 1974/6 pag.177-185
37. T.BULATY Ein Programmsystem zur Berechnung des Zusamm enwirkungs Von Verbrennungs-motoaren und Abgasturboladug MTZ nr.43/11/ 1982 p/535-543
38. E.CODAN Ein Programm zur simulation des termodynamischen Arbeit-sprozesses des Dieslmotors. MTZ nr.57/5 1996 p.292-298
39. J.J.CONOR, C.A. DREBIA Finite elemente techniques for fluid flow. Ed NEWENWS-BUTTER WORKS 1978 LONDON
40. I.CONSTANTINESCU, D.GOLUMBOVICI, C.MILITARU Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice. (Aplicații din construcția de mașini). ED.TEHNICĂ 1980 p.82-88
41. M.H.DIACENKO, ș.a. Teploobmion v dvigateliah teplonapriajenosti ih detalei. Masinostroenie LENINGRAD 1969 p.98-109
42. F.DRUGA Proiect de diplomă. Motor Diesel rapid. Echipamentul de supraalimentare. Studiul și cercetarea unei instalații de simulare a supraalimentării. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Facultatea de Mecanică Timișoara 1979
43. G.EICHELBERG Aufgabenstelungen der Motorthermodynamik heute Beispile und Losungsansatze MTZ nr.52/11 1991 p.574-583

44. P.EILTS Modell zur Vorausberechnung des Brenngesetzes mittelechnell-laufender Dieselmotoren MTZ nr.54/3 1993 p.134-140
45. DARIO FRISO Prospettive di evilutione dei motori Diesel. Motori e machine agricoli. nr.11 1991 p.77-107
46. P.GĂVRUȚĂ ș.a. Metode numerice I.P.T.V. TIMIȘOARA 1989
47. V.GHEORGHIU Simularea și optimizarea ciclului termic al motoarelor cu ardere internă prin intermediul calculatoarelor numerice. I.P.BUCUREȘTI 1988 Teză de doctorat pag.17, pag.20
48. M.GOANȚĂ Debitmetru laminar. Lucrare de diplomă I.P.T.V. TIMIȘOARA 1988. (Realizare și execuție la INMT Timișoara)
49. M.GOANȚĂ Debitmetru laminar. A XIX Conferință națională a cercurilor științifice studențești CLUJ-NAPOCA 1986
50. B.GRUMWALD, V.GHEORGHIU Calculul schimbului de gaze la m.a. i. cu piston. LITOGRAFIA I.P.BUCUREȘTI 1980.
51. B.GRUMWALD, N.APOSTOLESCU, M.DODU Programe pentru calculul arderii din motoare cu piston. I.P.BUCUREȘTI 1975.
52. A.HALANAY Ecuatii diferențiale. Ed.Didactică și Pedagogică BUCUREȘTI 1972
53. P.HERZOG The ideal rate of injection for swirl suported diesel engines. Diesel fuel injectione systems (D.F.I.S.) Papers presented at a seminar organised by the combustion Engines group of the Institution of mecanical Engineers and heat at the I.M.E. (S.C.E.G.-I.M.F.) 10-11 october 1989 LONDON p.11-48
54. HERMAN HIERETH Testing Methodes for the Transient Behaviour of charged vehicle Engines. International Congres and Exposition Detroit Michigan February 24-28 1986 p.1-7
55. A.Z.HOMICI Efectivnosti i vspomogatelinie rejimi teplovoznih dieselei. Iz.Transport. 1979 MOSKVA
56. C.IACOB ș.a. Matematici clasice și moderne. Ed.tehmică BUCUREȘTI 1983.
57. R.IANKOV, M.TOMIC Thermodynamische Berechnung und Analyse von Diesel motoren druch integrierte Meb und Rechentechnik "Der arbeits proses des verbrennungs motores" 8-10 april. 1987 GRAZ p.109-123
58. I.F.IIDELCIK Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice Ed. Tehnică BUCUREȘTI 1984
59. I.E.ISERLIS, V.V.MIROȘNIKOV Sistemnoe proectirovanie Dvigateleii vnutrenogosgorania masinastroenie LENINGRAD Masinastroenie 1981 pag.26-41
60. O.JANZER Kennfelderstellung im Motorenversuch mit electronischer Datenverarbeitung MTZ nr.36 -/3/ 1975
61. B.H.K.KANG Numerical simulation of the fluid flow on heat transfer arsing from a heated moving plate in a uniform farced flow (S.N.M.H.T.)

62. D.KERN, A.KRAUS Rozvitie paverhnosti teploobmena. Energia Moskva 1977 (traducere în rusă după Morgan Hill - Book Company NEW-YORK)
63. J.KERN, R.WALLNEK The selection and Evolution of charge Air Coolers for vehicle Engines. SAE Tehn.Pap.ser. SUA nr.840350 1984
64. M.A.KUTISCEV Proectirovanie gozovozdusnovo tracta porşnevih masin Visa scola KIEV - DONETK 1988
65. S.L.LEVCOVICI ş.a. Metoda apredelnia mgnovenogo rashoda gaza cerez impulsnuu turbinu D.V.S., Vipusc 38 Visa scola HARKOV 1983 p.55-64
66. H.T. LINHOFF, A.PETERS, P.SCHINDLER Rechnerisck simulation der injectorestronung am Turbinen by - pass Angelaundener Diesel motors MTZ 10/1987
67. N.M.LUKOV Avtomaticescoe regulirovanie temperaturi dvigatelei. Masinostloenie MOSKVA 1977]
68. E.MEIER, J.CZERWINSKI Turbocharging Systems with Control Intervention for Medium Speed Four-Stroke Diesel Engines. Energy-Sources Technology Conference and Exhibition. HUSTON, Texas- January 22-25 1989 p.1-11
69. S.F. MISKOVITZ Proiect de diplomă. Studiul teoretic şi optimizarea construcţiei unui răcitor a aerului de supraalimentare pentru un motor Diesel rapid I.P.T.V.TIMIŞOARA 1979
70. R.MULLER Influence of the development of exhaust gas turbochargers an the economics of Diesel engine plants. Review Brown Boveri mai vol.68 1981 pag.165-170
71. D.A.MUNSTUKOV, N.M.ZATERKLIANII Modeli gazodinamicescogo protesa v dvigatelei vnuternoga sgorania. Dvigatelei vnuterenogo sgorania. Vipuse nr.28/1978 Visa scola HARKOV p.14-21
72. JAN.P.MORBYE Truk Industry meeting Diesel emissions chalenge Hig speed Diesel & Drives July- August 1990
73. M.C.NOVAH şi alţii Influenţa parametrilor constructivi ai regimurilor termice a conductelor de admisie asupra umplerii cu supraalimentare dinamică la motoarele Diesel. Avtomabilnaia promîşlunosti 1971
74. P.D.OPRIŞA, V.D.NEGREA Sistem de ecuaţii diferenţiale pentru modelarea parametrilor de stare din cilindrul m.a.i.. Creţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini. I.P.IAŞI 15-16 aprilie 1983 pag.1-6
75. M.V.PENTKOVSKI Nomograme. Biblioteca societăţii de ştiinţe matematice şi fizice din R.P.R. Bucureşti 1956
76. R.M.PETRICENKO Sistemî jidcostnogo ohlajdenia bîstrohodnîh dvigatelei vnutrenogo sgorania. Leningrad Masinostroenie. 1975
77. F.F.PICHINGER Abgasemission und Kraftstoffverbrauch von farzeng-diesel motoren ein statusbericht. FISITA Congres 2-6 June 1986 Vol.1 pag.1.62-1.69
78. V.PIMSMER Maşini cu palete. Ed.Tehnică 1988

79. S.I.POGODIN Analiz robocego proțesa transpornogo gazoturbinogo dvigatelia s ponoșein utevîh structurnîh shem Vliania. Energomasinatroenie 1973 nr.5 pag.38-42
80. S.I.POGODIN Rabocie protesî transportnîh turboparșnevîh dvigatelei Rasciot i analiz. Moskva Masinostroenie 1978 p.10-17;18-37; 109,129-133
81. S.I.POGODIN, D.A.PORTONOV Povîșenie mocinosti i ulučișenie economicinosti turboparșnevogo dvigatelia putem ohlajdenie vozduha v radiatorah. TrudîN.I.I. Vîpusc 10M, N.I.I. 1961 pag.224-247
82. G.M.POLIAKOVȘCHI ș.a. Analiz sistem gazoturbinogo naduva avto-traktornîh diseli. D.V.S. Vîpuse 28 vișa școla HARKOV 1978 pag.53-58
83. H.PUCHER Ein rechenprogramm zum instationaren Ladungwechsel von Diesel motoren MTZ nr.38/7/8-1977 pag.333-335
84. K.RAZANIEVICI Tabele și diagrame termodinamice E.T. BUCU REȘTI 1978
85. N.F.RAZLEITEV Modelirovanie i optimizația proțesa sgoronia v diseliah. Vișa școla HARKOV 1980
86. H.V.REINHOLD Banarten und Boechnungen von Ladeluft-Kulern. MTZ Nr.47/4 1986 pag.151
87. K.L.REJEPETĶII, A.A.RIHTER Diseli b sudovom propulsivnomi complexe. Iz. Sudostroenie Leningrad 1978 pag.91-103
88. D.A.RICHESON, J.F.PEARCE, S.J.HINKLE Application of Air-to-Air Charge Cooling to the Two-STORKE Diesel Engine. SAE Tehn.Pop.Ser. No.850317/1985 pag.67-85
89. G.RIEMER Rechnersimulation des Realen Zylinder internem prozesses von gosmotoren im Betrib mit beliebigen Brenngasen Disertation 7 Juli 1988 EISBERGEN pag.4-6
90. J.C.ROUSSEAU Model numeric. Tratarea cazului unui motor în 4 timpi prin metoda caracteristicilor. Comparații între rezultatele experimentale și calculate pentru un motor monocilindru. L'ingenieur de l'automobile 1974.
91. V.I.RUSANKOV ș.a. Aproximatia roshodnîh haracteristic dvuh zahodnîh turbin tipa TKR. D.V.S. vîpuse 32 Vișa școla HARKOV 1980 pag.116-121
92. C.SCACH Contribuții la stabilirea interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare. Teză de doctorat I.P.T.V. Timișoara 1978 pag.30-80
93. K.SCHREINER Investigations into Equivalent Combustion Rats and Heat Transfer for High speed High performance Diesel Engines MTZ nr.54 1993/11 pag.554-563
94. R.E.SCHULTZ World trends in vehicle Diesel-design and performace criteria FISITA Congres 2-6 June 1986 vol.1 pag.1.9-1.15
95. H.SEIFERT 20 JAHRE erfogreiche entwicklung des Programm systems Promo MTZ 51/11-1991 p.478-488

96. H.SEIFERT ș.a. Calculul proceselor de curgere nestaționară în colectoarele motoarelor policindrice MTZ 1972
97. SHAN-CHIN TSAI, M.GOYAL Dynamic turbocharged Diesel engine model for control analisis and design. International congres and exposition DETROIT-MICHIGAN February 24-28/1986
98. N.K.SOKOTOV Osnovî termodinamicescoi optimizatii transpartnîh diseli Vișa școla HARKOV 1980 p.32-64
99. D.STEFĂNESCU, S.DUMITRIU Utilizarea calculatoarelor în rezolvarea problemelor de termodinamică tehnică IX I.P.BUCUREȘTI 1976.
100. D.STEFĂNESCU ș.a. Calcule termogazodinamice pt.instalații termice I.P.BUCUREȘTI 1978
101. B.S.STEFANOVSKY Teplanopriajenosti detalei bistrohodnîh porșnevîh dvigatelei. Masinostroecnie Moskva 1978 pag.54
102. H.THEIL Utilaje termice vol.I Favcultatea de mecanică I.P.T.V.Timișoara 1981 pag.127-129
103. M.TOMA, I.ODANGESCU Metode numerice și subrutine. Ed.tehnică BUCUREȘTI 1980
104. A.VASILESCU, V.PIMSMER Supraalimentarea motoarelor Diesel Ed.Tehnică BUCUREȘTI 1965 p.20-30
105. A.VASILESCU, V.PIMSMER Analiza adaptării grupului turbocompresor la motorul Diesel cu supraalimentare înaltă. Condiții teoretice . Studii și cercetări en.e. nr.15/1965 BUCUREȘTI p.933-935
106. A.VASILESCU Unele probleme ridicate de procesele energetice din motoarele Diesel înalt supraalimentate. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică I Tom 19 nr.2 p.256
107. C.A.VASILESCU Model al proceselor din motorul Diesel foarte înalt supraalimentat. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică Tom nr.21/2/1971 Ed.Academiei BUCUREȘTI p.321-336
108. I.I.VIBE Novoe o robocem țicle dvigatelja Scorosti sgorania i robocii țicl dvigatelja Moskva Mașghiz 1962 SVERDLOVSK
109. M.M.VIHERT, M.V.MAZING Toplivnaia apparatura avtomobilinîh diselei Konstrukția i parametrî. Masinostroenie Moskva 1978
110. C.VOLOȘENCU Reglare FUZZY și neuronală cu simulări în Matlab. Ed.Eurobit Timișoara 1997 p.14-24
111. R.WALLMER, S.JEHZ, H.WILKEN Le refroidissement de l'air d'admission dans le vehicule. Ingenieur a l'Automobile No.4/1982 p.77-81
112. T.J.WILLIAMS Diesel fuel properties for combustion. Int.I.Mech.Sci. 13/1971 p.803-812
113. K.WILSON Mitsubishi expands its UEC-LSII engine range. Diesel & gaz turbine World Wide MARCH 1993

114. A.G.WORTHING, J.GEFNER Prelucrarea datelor experimentale Ed.Teh-
nică 1959 BUCUREȘTI
115. G.WOSCHNI, F.ANISITIS Fine methode zur Vorauberechnung der
Anderang des bremvelaufs mittelschnell laufender Diesel-Motoren bei geranderten
Beteibsbendingungen MTZ 1973/S 16-17
116. G.WOSCHINI Calculul ciclurilor motoarelor cu ardere internă cu aju-
torul calculatoarelor electronice MTZ 1965 p.
117. V.P.ZHUKOV, V.KOSKIN The computer simulation of fuel injection
for high output diesel engines (D.F.I.S.)(S.C.E.G.-I.M.E.) 10-11 october 1989
LONDON
118. K.ZINNER Test end mesured data relating to the VV 52/55 engine The
Motor Schip MAY 1969
119. K.ZINNER Diagram zur bestimmmrung des breibspunktes eim-stufiger
Abgasturbolader MAN. Forschungs heft nr.10 1961
120. *** Adwanced dual-fuel engine headed for Pratt. KANSAS-SUA. Diesel
& Gas turbine Worldwide oct.1992 p.28-30
121. *** COCOS Expert-System for two starke engines MAN-B& W 1993
p.4.1-4.8
122. *** Ein rechenprogramm fur den ladungs wechsel aufgelandener Diesel
motoren. Brown Boveri Miteilungen- August 1968 nr.8 Band 55
123. *** Full function engine cycle Analyzer. Superflaw develops computer
based system for diesel and spark ignition engines. Walldwide High speed diesels
& drive. March 1980 p.16
124. *** Matematicescoi modelirovanie i sistemî analiz teploobmenogo
oborundovania Materialî vsesoiuznogo raveščiania. Naukova dumka. Kiev 1998
Academia nauk Ukrainaska S.S.R. Institut gaza.
125. *** M.C.Programm. Engine relation guide 2nd. Edition 1992 February
MAN & B-W Diesel A/S Copenhagen Danmark
126. *** New engines at VOLVO - PENTA masine comercial. Diesel and
Gas Turbine WORLDWIDE. March 1993 p.18-20
127. *** NEW DAIHATSU DK-series marine auxiliary diesels. Diesel &
Gas Turbine Worldwide September 1992 pag.34-36
128. *** New NAPIER turbocharger from EGT Diesel & Gas Turbine
Worldwide december 1992 pag.54-55
129. *** Mitsubischi expands its UEC-LSII engine range Diesel & Gas
Turbine March 1993 p.16-17
130. *** Product report. The new WARTSILA-VASA 20 Diesel. The
auxiliary engine. Diesel & Gas turbine Worldwide December 1992 p.12-14
131. *** Product raport. Recent M.C. engine improvements increased
reability power efficiency. Diesel & Gas turbine. Worldwide April 1993 p.12-14

132. * * * Primary methods for emission reduction on two storke engines
MAN-B& W Paper no.14 Meeting of licensees 1993 p.1-11
133. * * * Papers to be presented at the joint two storke and four storke
Diesel engine licensees Meeting in Ausburg 8 on june 1993 MAN - B & W Diesel
AG. Ausburg p.1.1.-1.17
134. * * * Tehnology report. Engine developement for the 1990 -s at MTU.
Diesel & Gas turbine Worldwide sept.1992 p.54-60
135. * * * The influence of NR type radial flow turbocharges on Diesel Accel-
eration behavoir. Diesel & Gas Turbine Wordwide 1990 september 1990 p.52-53

ANEXA 1

PARAMETRII BAZINAMICI - MOTOR 4R251 -

Fisa de masuratori nr.1
 Chiulasa : de referinta su injectie directa
 Supapele : de admisiune
 Depresiunea din cilindru Pc[mm H2O]= 300
 Alezajul cilindrului D [m]= .228
 Cursa pistonului S [m]= .267
 Diametrul canalului de supapa d [mm]=69
 Presiunea barometrica P_{atm} [mm Hg]= 747.3
 Temperatura aer T_{air} [grd.C]= 22
 Densitate medie ρ_m [kg/mc]= 1.166
 Umiditate
 Debitul teoretic: G_{teor} [mc/min]= 30.263

Nr. crt.	h [cm]	N _a [rot/min]	ΔP _c [mmH2O]	ΔP _a [mmH200]	T _a [grd.C]	ρ _d [kg/mc]	ΔP _d [mmH200]	G [mc/min]	NC [rot/min]	η _v [%]	η _g [%]
1	0	0	300	0	27.00	0	0.200	0	0	0	0
2	0	0	300	0	27.00	0	0.410	0	0	0	0
3	0	0	300	0	27.00	0	1.360	0	0	0	0
4	0	0	300	0	27.00	0	1.720	0	0	0	0
5	0	0	300	0	27.00	0	2.450	0	0	0	0
6	0	0	300	0	27.00	0	3.501	0	0	0	0
7	0	0	300	0	27.00	0	4.000	0	0	0	0
8	0	0	300	0	27.00	0	4.800	0	0	0	0
9	0	0	300	0	27.00	0	5.700	0	0	0	0
10	0	0	300	0	27.00	0	6.700	0	0	0	0
11	0	0	300	0	27.00	0	7.400	0	0	0	0
12	0	0	300	0	27.00	0	8.200	0	0	0	0
13	0	0	300	0	27.00	0	9.200	0	0	0	0
14	0	0	300	0	27.00	0	10.000	0	0	0	0
15	0	0	300	0	27.00	0	10.800	0	0	0	0
16	0	0	300	0	27.00	0	11.700	0	0	0	0
17	0	0	300	0	27.00	0	12.700	0	0	0	0
18	0	0	300	0	27.00	0	13.800	0	0	0	0
19	0	0	300	0	27.00	0	15.000	0	0	0	0
20	0	0	300	0	27.00	0	16.300	0	0	0	0
21	0	0	300	0	27.00	0	17.700	0	0	0	0
22	0	0	300	0	27.00	0	19.200	0	0	0	0
23	0	0	300	0	27.00	0	20.800	0	0	0	0
24	0	0	300	0	27.00	0	22.500	0	0	0	0
25	0	0	300	0	27.00	0	24.400	0	0	0	0
26	0	0	300	0	27.00	0	26.500	0	0	0	0
27	0	0	300	0	27.00	0	28.800	0	0	0	0
28	0	0	300	0	27.00	0	31.300	0	0	0	0
29	0	0	300	0	27.00	0	34.000	0	0	0	0
30	0	0	300	0	27.00	0	36.900	0	0	0	0
31	0	0	300	0	27.00	0	40.000	0	0	0	0
32	0	0	300	0	27.00	0	43.300	0	0	0	0
33	0	0	300	0	27.00	0	46.800	0	0	0	0
34	0	0	300	0	27.00	0	50.500	0	0	0	0
35	0	0	300	0	27.00	0	54.400	0	0	0	0
36	0	0	300	0	27.00	0	58.500	0	0	0	0
37	0	0	300	0	27.00	0	62.800	0	0	0	0
38	0	0	300	0	27.00	0	67.300	0	0	0	0
39	0	0	300	0	27.00	0	72.000	0	0	0	0
40	0	0	300	0	27.00	0	76.900	0	0	0	0

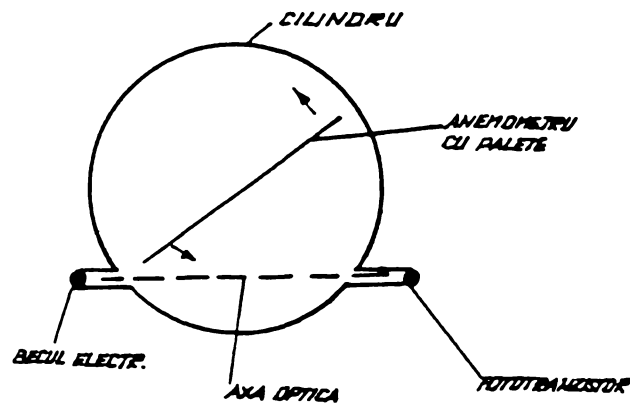
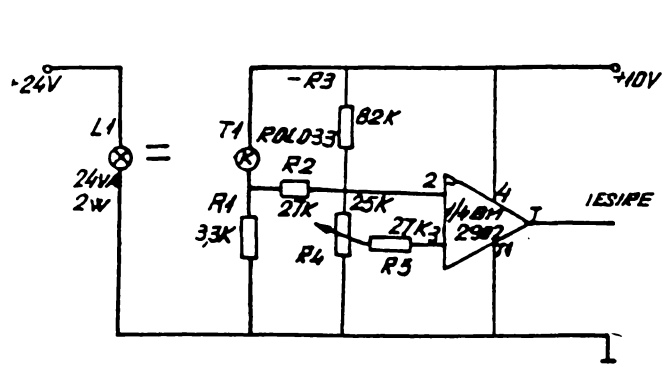
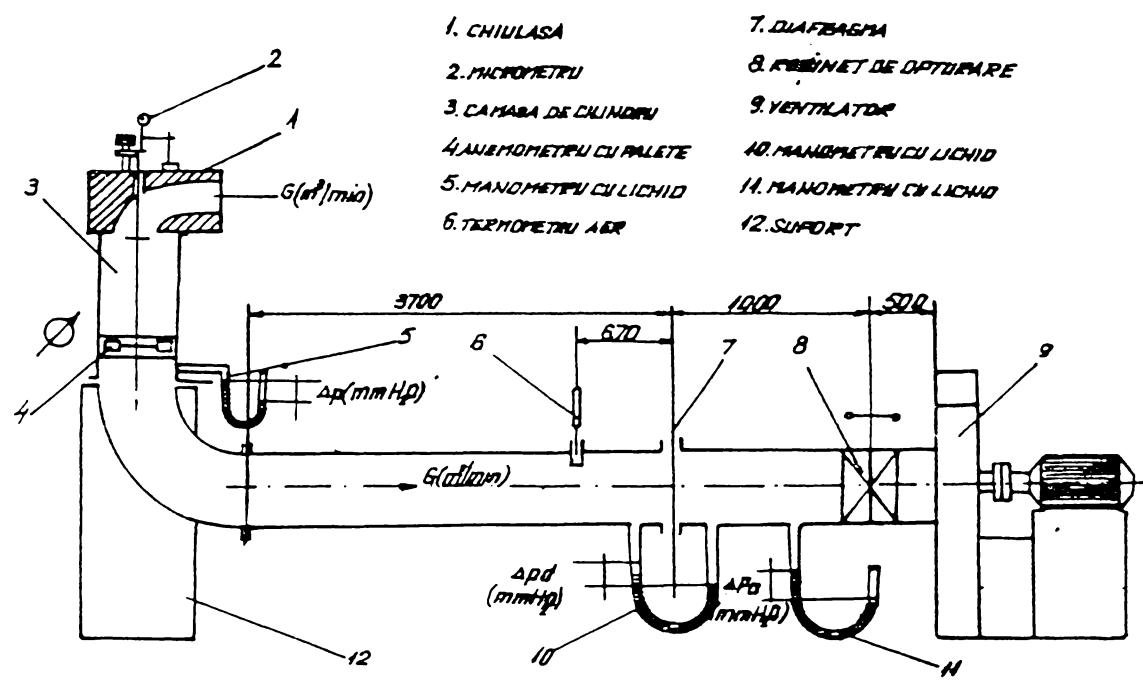


Fig. 79 TRADUCTORUL OPTOELECTRONIC AL ANEMOMETRULUI CU PALETE.



- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| 1. CHIULASA | 7. DIAFRAGMA |
| 2. MICROMETRU | 8. RIBINET DE OPTIMIZARE |
| 3. CAMARA DE CILINDRU | 9. VENTILATOR |
| 4. ANEMOMETRU CU PALETE | 10. MANOMETRU CU LICHID |
| 5. MANOMETRU CU LICHID | 11. MANOMETRU CU LICHID |
| 6. TERMOMETRU AER | 12. SUFORT |

Fig. 87 STANDUL DE DETERMINARE A COEFICIENTULUI DE DEBIT SI DE TURBIONARE.

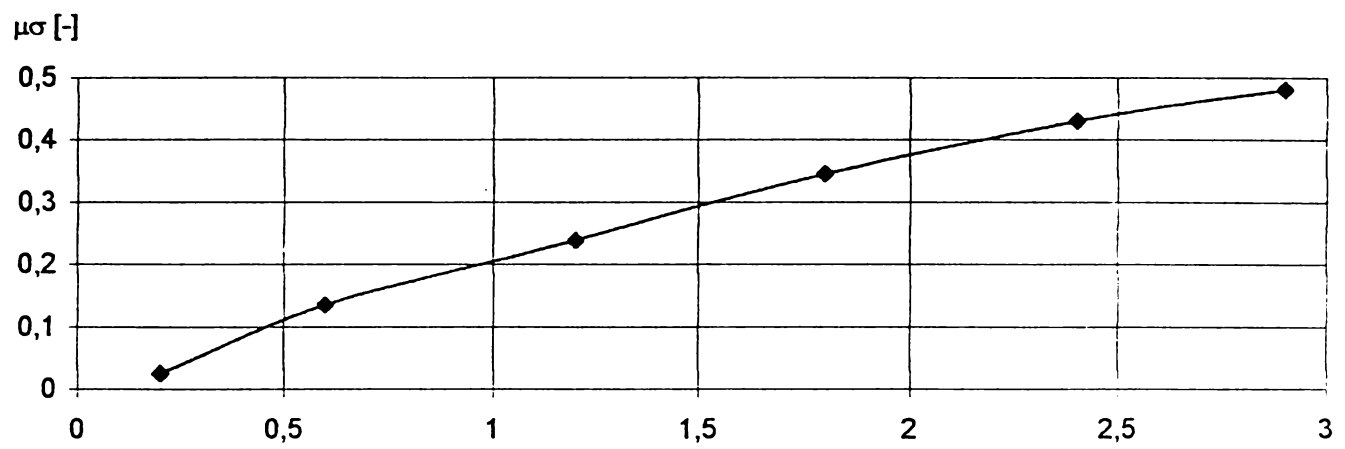


fig.73 Variatia cifrei de curgere $\mu\sigma$, functie de raportul (h/d) h/d [-]

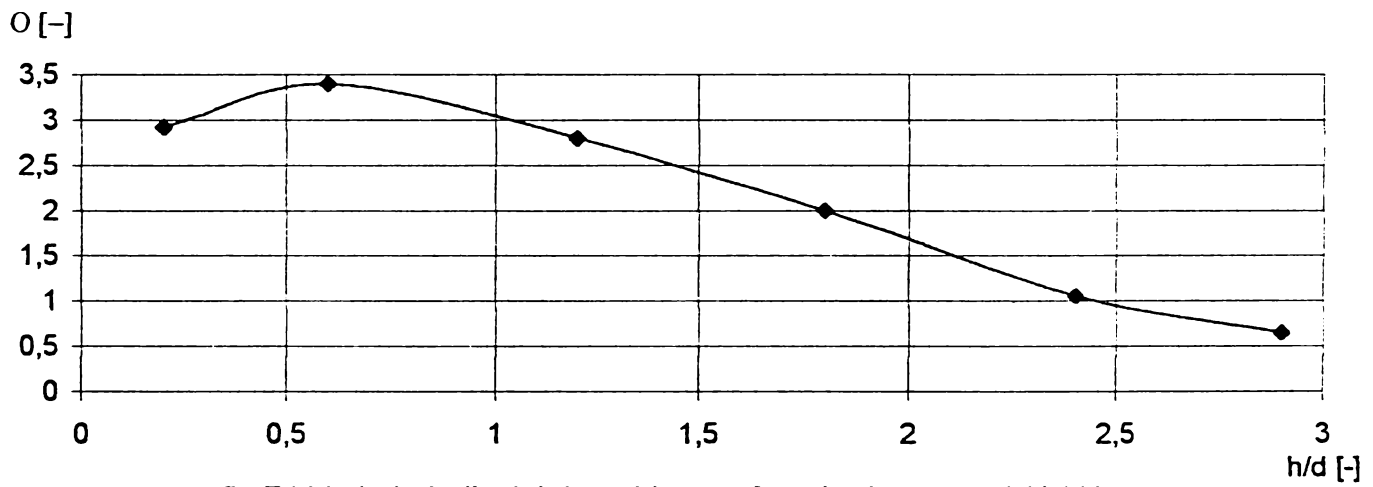


fig.74 Variatia indicelui de turbionare functie de raportul (h/d)

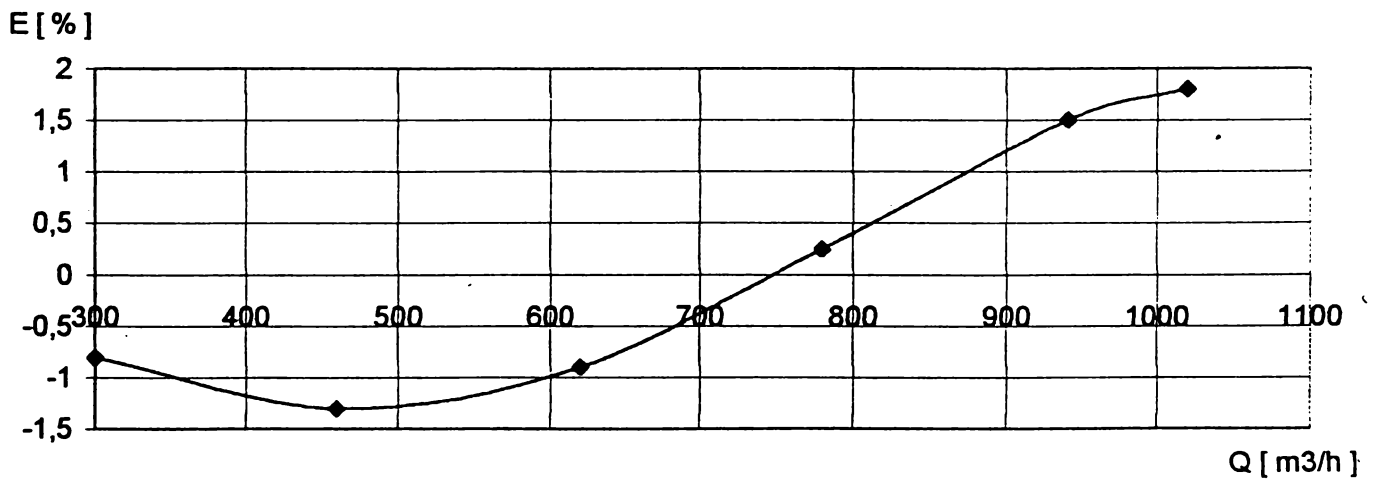


fig. 75 Variatia erorii relative pe domeniul de masura a cifrei de curgere

Universitatea tehnica
TIMISOARA
Biblioteca centrala

ANEXA 2

Caracteristicile răcitorului de aer al motorului ALCO 4R521

La proiectarea motorului ALCO 4R521 s-au utilizat din motive de integrare tehnologică un răcitor de aer proiectat de S.C. MASTER S.A. pentru familia de motoare ALCO. Din acest motiv parametrii motorului și caracteristicile acestuia ce vor fi prezentate în continuare, depășesc necesitățile.

Datele tehnice de proiectare pentru răcitor au fost:

- presiunea de supraalimentare	$p_s = 2,527 \text{ atm}$
- temperatura aerului la intrare în răcitor	$t_{a1} = 153,3$
- temperatura aerului la ieșire din răcitor	$t_{a2} = 82,2$
- temperatura apei de răcire la intrare în răcitorul de aer	$t_w = 74,1$
- creșterea temperaturii apei de răcire	$\Delta t_w = 5^{\circ}C$
- Debitul apei de răcire în răcitor)	$6,75 \text{ kg/s}$
- Debitul aerului prin răcitor	$2,268 \text{ kg/s}$
- viteza apei de răcire)	$W_w = 1,39 \text{ m/s}$
- viteza aerului prin răcitor)	$W_{aer} = 8,74 \text{ m/s}$
- Căderea de presiune în răcitor	$50 - 150 \text{ mm } H_2O$
- Coeficientul global de transfer de căldură	$K_{aer} = 67,4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}K$
Cifra P_r pe intervalul de temperaturi pentru: - aer - apă	$P_{raer} = 0,692$ $P_{rapă} = 0,692$
Cifra R_e pentru - aer - apă	$R_{e aer} = 2735$ $R_{e apă} = 51348$

Cifra C_o	$J_A = 0,048$
- Diferența medie logaritmică a temperaturii dinrăcitor	$\Delta t_{em} = 37,51$
- Tipul schimbătorului :	în eșichier
- Suprafața de schimb de căldură pe partea de aer	$F_{K_{aer}} = 70,5 m^2$
- Suprafața de schimb de căldură pe partea de apă	$F_{K_{apă}} = 2,545 m^2$
- Raportul $\frac{F_{K_{aer}}}{Volum}$	= 873,8
- numărul total de țevi	= 122
$\frac{\text{nr. țevi rând 1}}{\text{nr. țevi rând 2}}$	$= \frac{14}{13}$
- nr. de treceri de apă	= 4
- nr. de rânduri de țevi	= 9
- tipul țevilor de Cu	$\phi = 16 \times 1$
- distanța dintre țevile de Cu	= 38 mm
- lungimea activă a țevilor de Cu	= 458 mm
- dimensiunile nervurilor utilizate	368 × 38 × 0,25 mm
- Distanța între nervuri	= 2 mm
- Suprafața liberă de curgere a aerului printre nervuri	0,1173 m ²
- Suprafața nervurilor	= 67,85 m ²
- Durata necesară de evacuat	= 163,2 Kw
- Dimensiunea interioară de gabarit a răcitorului	532 × 458 × 358 mm

ANEXA 3

Nume parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6
Data si ora							
1 Temp. amb.	grd	21.05	22.20	24.37	25.08	26.62	27.94
2 Pres. atm.	atm.	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0
3 Temp. aer adm. col.1	grd	21.05	19.12	16.10	17.00	16.92	16.77
4 Temp. aer lbs.	grd						
5 Pres. adm. col.1	atm.	0.317	1.170	1.581	1.250	2.122	2.547
6 Pres. adm. comb.	atm.	3.720	3.501	3.444	3.152	2.946	2.592
7 Debit aer tbs. 1	m3/h	1412.2	1762.6	2082.4	2320.5	2467.3	2558.3
9 Temp. apa I motor	grd	72.70	72.47	72.85	70.05	72.37	76.52
10 Temp. apa E motor	grd	73.30	73.30	71.42	72.52	73.72	70.87
11 Temp. apa I radiator ulei	grd	20.70	22.27	24.07	24.90	28.05	30.97
12 Temp. apa E radiator ulei	grd	20.62	21.37	22.65	23.10	23.70	27.55
13 Temp. apa I radiator aer	grd	23.62	26.17	30.62	30.45	29.85	25.35
14 Temp. apa E radiator aer	grd	27.35	34.32	41.55	38.05	35.77	34.05
15 Pres. apa	atm.	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
19 Temp. ulei I motor	grd	35.57	31.20	35.47	37.42	41.17	44.77
20 Temp. ulei E motor	grd	33.90	32.90	44.55	47.10	51.67	55.50
21 Temp. ulei I radiator	grd	30.22	37.57	42.37	45.75	50.62	55.12
22 Temp. ulei E radiator	grd	28.42	33.02	43.72	48.07	54.22	59.32
23 Pres. Debit ulei	bar	0.631	0.652	0.666	0.674	0.705	0.716
24 Pres. ulei I motor	atm.	4.476	4.356	4.452	4.434	4.536	4.530
25 Temp. gaze E cilindru 1	grd	73.00	68.50	41.00	71.00	102.0	112.5
26 Temp. gaze E cilindru 2	grd	237.5	262.5	309.0	341.0	396.0	421.5
27 Temp. gaze E cilindru 3	grd	202.0	232.5	284.5	322.0	376.0	395.0
28 Temp. gaze E cilindru 4	grd	177.0	201.0	233.5	258.0	300.0	307.5
37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	347.5	365.0	451.5	501.5	584.2	646.0
38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd						
39 Temp. gaze E tbs.1	grd	146.5	137.0	231.0	270.0	317.0	355.5
41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.624	0.954	1.278	1.500	1.534	1.734
42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.033	0.036	0.048	0.054	0.051	0.057
47 Turatie motor	r/min	1000.	997.0	998.0	998.0	998.0	1000.
48 Moment motor efectiv	dN/m	103.2	157.5	238.6	302.6	369.6	440.6
49 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50 Pres.maxima ardere	bar	83.3	102	115.6	127.9		
51 Cifra fum	%						
52 Consum orar efectiv	kg/h						
53 Consum specific efectiv	g/GJh		222.6	202.1	190.2	195.4	191.3
57 Putere efectiv.	KW	145.2	243.1	338.9	435.8	532.6	629.5
58 Temp. apa frana	grd	22.95	26.47	29.70	31.87	35.02	39.52
59 Temp. 1	grd	32.62	47.47	60.45	71.25	70.05	69.45
60 Temp. 2	grd	33.07	48.37	61.60	73.27	72.67	71.62
61 Temp. 3	grd	33.62	47.92	61.42	73.65	72.60	72.15
62 Temp. 4	grd	32.47	47.47	60.50	72.15	70.80	70.65
63 Temp. apa motor I radiator	grd	40.12	54.97	68.55	81.22	79.95	79.95
64 Temp. apa motor E radiator	grd	31.72	35.30	56.32	64.80	64.05	63.37
65 Temp. apa B I radiator	grd	22.05	21.75	22.65	18.22	16.50	15.75
66 Temp. apa B E radiator	grd	20.12	20.35	21.75	22.42	24.37	26.77
67 Temp. apa E lbs.	grd						
68 Turatie tbs.1	r/min						
70 C	grd	12	15	19	21	25	
73 Debit apa radiator apa	m3/h						
74 Debit apa radiator ulei	m3/h	0.000	0.000	0.130	0.072	0.000	0.000
75 Debit apa radiator aer	m3/h	2.428	2.408	2.366	2.121	2.134	2.240
76 Debit apa radiator motor	m3/h	15.72	14.10	14.73	10.77	11.58	13.11

Num. parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6	7	8
Data si ora									
1 Temp. atm.	grd	28.73	28.92	29.55	29.42	27.32	28.24	27.94	28.33
2 Pres. atm.	atm.	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0
3 Temp. aer adm. col.1	grd	75.27	72.15	69.37	69.52	71.40	76.75	63.02	83.47
4 Temp. aer tbs.	grd								
5 Pres. adm. col.1	atm.	0.512	0.591	0.822	1.146	1.470	1.737	2.037	2.139
6 Pres. adm. comb.	atm.	3.627	3.613	3.480	3.405	3.321	3.216	3.009	2.976
7 Debit aer tbs. 1	m3/h	808.5	1107.5	1384.5	1649.3	1926.1	2118.3	2377.6	2347.5
8 Temp. apa I motor	grd	73.95	77.40	72.55	71.12	76.97	72.15	72.90	77.80
9 Temp. apa E motor	grd	74.92	79.17	74.20	73.00	78.70	75.37	78.45	75.60
10 Temp. apa I racitor ulei	grd	30.52	29.70	28.57	28.95	28.05	30.45	32.92	36.67
11 Temp. apa E racitor ulei	grd	21.97	22.30	22.37	22.35	21.52	22.37	23.17	22.27
12 Temp. apa I racitor aer	grd	62.62	62.25	57.15	56.85	61.95	69.15	70.27	64.27
13 Temp. apa E racitor aer	grd	73.89	70.57	67.65	70.35	77.70	68.12	95.70	70.82
14 Pres. apa	atm.	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
15 Temp. ulei I motor	grd	46.25	45.30	43.27	43.50	45.15	43.05	43.57	43.72
16 Temp. ulei E motor	grd	55.12	53.10	52.27	52.05	51.37	52.80	53.92	57.22
17 Temp. ulei I racitor	grd	55.35	53.25	51.52	52.12	50.92	53.10	55.20	58.42
18 Temp. ulei E racitor	grd	56.85	55.87	55.35	54.97	54.00	57.00	59.25	60.97
19 Pres. Debit ulei	bar	0.702	0.686	0.698	0.686	0.694	0.693	0.696	0.705
20 Pres. ulei I motor	atm.	4.424	4.500	4.518	4.482	4.428	4.482	4.440	4.476
21 Temp. gaze E cilindru 1	grd								
22 Temp. gaze E cilindru 2	grd	186.5	208.0	227.0	245.5	261.5	287.0	316.5	333.0
23 Temp. gaze E cilindru 3	grd	175.0	205.0	227.5	246.0	262.5	292.0	321.5	342.5
24 Temp. gaze E cilindru 4	grd								
25 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	344.4	389.6	421.4	454.2	480.7	521.2	565.9	605.0
26 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd								
27 Temp. gaze E tbs.1	grd	141.5	170.9	214.5	239.5	255.0	274.5	306.5	324.5
28 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.258	0.522	0.780	1.038	1.273	1.458	1.632	1.656
29 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.								
30 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.059	0.054	0.054	0.054	0.060	0.054	0.063	0.060
31 Turatie motor	r/min	750.0	755.0	755.0	754.0	750.0	754.0	754.0	750.0
32 Moment motor efectiv	kg-N/m	106.8	117.1	137.9	303.7	373.3	440.6	517.8	565.8
33 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
34 Pres. maxima ardere	bar								
35 Cifra fum	%								
36 Consum orar efectiv	kg/h								
37 Consum specific efectiv	g/GPh	250.6	213.3	191.3	177.7	173.0	169.4	163.6	171.9
38 Putere efectiv	CP	108.1	181.5	254.23	326.8	399.3	472.1	544.7	617.4
39 Temp. apa frina	grd	31.65	31.42	32.32	33.15	36.30	36.22	38.02	39.75
40 Temp. 1	grd	74.55	69.22	64.12	62.55	67.87	73.27	75.37	74.25
41 Temp. 2	grd	75.75	70.05	64.50	64.05	68.32	76.80	79.95	78.60
42 Temp. 3	grd	74.85	69.97	65.70	64.12	68.40	76.95	80.55	77.40
43 Temp. 4	grd	74.72	69.17	64.57	62.55	69.97	75.15	77.47	72.52
44 Temp. apa motor I racitor	grd	82.87	77.85	72.90	70.72	78.52	83.55	85.90	81.22
45 Temp. apa motor E racitor	grd	71.40	66.00	61.05	59.55	64.20	68.25	68.92	66.07
46 Temp. apa B I racitor	grd	18.75	16.72	16.42	16.95	15.90	17.40	16.72	18.75
47 Temp. apa B E racitor	grd	29.55	30.39	30.75	31.42	28.80	31.57	32.62	36.07
48 Temp. apa E tbs.	grd								
49 Turatie tbs.1	r/min								
50 C	grd	11	14	16	21	24	27		
51 Debit apa racitor apa	m3/h								
52 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.032	0.060	1.072	0.036	0.036	0.036	0.036	0.144
53 Debit apa racitor aer	m3/h	2.016	1.760	1.911	1.869	2.156	1.855	1.729	1.575
54 Debit apa racitor motor	m3/h	34.11	33.66	32.58	33.39	30.51	32.94	34.38	36.81

Numar parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6
Date si ora							
1 Temp. atm.	grad	20.59	22.04	24.37	25.56	26.57	31.42
2 Pres. atm.	atm.						
3 Temp. aer adm. col.1	grad	49.45	47.62	50.70	55.27	61.05	51.90
4 Temp. aer tbs.	grad						
5 Pres. adm. col.1	atm.	3.138	3.216	3.309	3.414	3.531	3.669
6 Pres. adm. comb.	atm.	3.750	3.696	3.552	3.345	3.147	2.826
7 Debit aer tbs. l	m3/h	1361.0	1545.3	1694.8	1944.1	2120.6	2342.8
9 Temp. apa I motor	grad	72.25	72.77	79.62	76.00	72.60	75.67
10 Temp. apa E motor	grad	78.60	74.82	71.20	78.02	75.75	79.05
11 Temp. apa I racitor ulei	grad	27.37	27.07	27.20	28.95	31.50	31.42
12 Temp. apa E racitor ulei	grad	24.22	23.62	24.30	24.82	25.42	25.27
13 Temp. apa I racitor aer	grad	46.87	53.70	60.15	67.12	74.70	47.92
14 Temp. apa E racitor aer	grad	48.37	52.20	58.35	64.15	74.77	51.00
15 Pres. apa	atm.						
17 Temp. ulei I motor	grad	41.02	37.27	38.10	38.62	39.30	39.52
20 Temp. ulei E motor	grad	49.35	47.01	48.67	49.80	51.52	49.72
21 Temp. ulei I racitor	grad	49.50	48.42	48.22	49.42	51.45	50.32
22 Temp. ulei E racitor	grad	50.10	47.01	49.27	51.22	53.55	52.65
23 Pres. Debit ulei	bar	0.720	0.711	0.721	0.724	0.736	0.728
24 Pres. ulei I motor	atm.	4.534	4.560	4.560	4.548	4.554	4.548
25 Temp. gaze E cilindru 1	grad	192.5	208.5	243.5	289.0	315.0	315.5
26 Temp. gaze E cilindru 2	grad	146.5	227.5	262.5	303.0	342.5	336.0
27 Temp. gaze E cilindru 3	grad						
28 Temp. gaze E cilindru 4	grad						
36 Temp. gaze E cilindru 6	grad						
37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grad	325.7	391.8	476.0	561.8	650.2	638.2
38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grad						
39 Temp. gaze E tbs.1	grad	272.5	276.0	334.0	389.0	442.0	434.5
41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.138	0.270	0.408	0.546	0.703	0.858
42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.027	0.036	0.039	0.045	0.045	0.027
47 Turatie motor	r/min	999.0	1000.	1000.	998.0	999.0	998.0
48 Moment motor efectiv	dAN/m	99.18	167.6	238.2	307.0	367.4	440.2
49 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50 Pres. maxima ardere	bar	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004	0.004
51 Cifra fum	%						
52 Consum orar efectiv	kg/h						
53 Consum specific efectiv	g/CFH	249.2	204.8	196.4	190.2	185.9	188.0
57 Putere efectiv	CF	145.2	242.1	338.9	435.8	532.6	629.5
58 Temp. apa friso	grad	27.27	28.50	29.17	31.50	33.52	34.35
59 Temp. 1	grad	48.27	55.27	61.95	68.77	76.87	49.80
60 Temp. 2	grad	48.37	55.35	62.17	69.90	78.07	51.37
61 Temp. 3	grad	47.92	54.22	60.67	68.02	75.67	49.27
62 Temp. 4	grad	48.30	54.45	60.75	67.20	74.47	47.02
63 Temp. apa motor I racitor	grad	56.55	62.55	69.00	75.75	83.40	55.72
64 Temp. apa motor E motor	grad	47.77	53.62	59.40	64.45	71.10	46.95
65 Temp. apa B I racitor	grad	16.57	24.22	25.05	25.95	26.77	18.67
66 Temp. apa B E racitor	grad	30.45	28.42	29.17	30.00	30.90	32.55
67 Temp. apa E tbs.	grad						
68 Turatie tbs.1	r/CFH	122	512	613	716.0	791.0	871.0
72 C	grad	12	14	17	20	24	
73 Debit apa racitor apa	m3/h						
74 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.000	0.000	0.036	0.036	0.000	-0.036
75 Debit apa racitor aer	m3/h	2.457	2.652	2.653	2.520	2.387	2.520
76 Debit apa racitor motor	m3/h	41.0	46.17	46.26	45.09	42.93	46.89

Numa parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6	7
Data si ora								
1 Temp. atm.	grd	21.29	22.13	23.27	24.11	24.63	24.99	24.99
2 Pres. atm.	atm.	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0	750.0
3 Temp. aer adm. col.1	grd	43.05	45.97	53.02	57.30	61.12	65.17	70.27
4 Temp. aer tbs.	grd	53.17	65.77	84.45	102.9	120.1	137.1	147.0
5 Pres. adm. col.1	atm.	0.315	0.447	0.615	0.792	1.038	1.233	1.437
6 Pres. adm. comb.	atm.	3.696	3.633	3.534	3.417	3.345	3.099	2.907
7 Debit aer tbs. 1	m3/h	1142.0	1387.0	1592.9	1818.6	1993.9	2118.6	2280.8
9 Temp. apa I motor	grd	74.90	70.45	77.95	70.57	75.17	73.75	74.12
10 Temp. apa E motor	grd	75.67	71.20	79.52	73.50	78.92	76.02	79.37
11 Temp. apa I racitor ulei	grd	23.55	24.00	26.25	27.07	28.87	30.52	33.52
12 Temp. apa E racitor ulei	grd	20.22	20.62	20.85	21.22	21.67	22.27	23.47
13 Temp. apa I racitor aer	grd	60.67	66.07	74.70	77.02	72.52	70.72	71.70
14 Temp. apa E racitor aer	grd	54.52	59.10	68.02	75.67	75.90	78.60	83.02
15 Pres. apa	atm.							
19 Temp. ulei I motor	grd	33.45	33.75	34.35	35.25	36.15	36.82	36.97
20 Temp. ulei E motor	grd	41.32	42.07	43.37	45.00	46.30	47.85	49.20
21 Temp. ulei I racitor	grd	40.35	41.40	43.50	44.77	46.50	47.85	49.50
22 Temp. ulei E racitor	grd	40.95	42.15	44.47	46.95	49.27	52.05	55.42
23 Pres. Debit ulei	barr	0.690	0.682	0.698	0.707	0.701	0.720	0.742
24 Pres. ulei I motor	atm.	4.440	4.482	4.494	4.506	4.524	4.500	4.506
25 Temp. gaze E cilindru 1	grd							
26 Temp. gaze E cilindru 2	grd	172.0	201.0	233.5	263.5	284.5	306.0	345.5
27 Temp. gaze E cilindru 3	grd	166.5	197.5	231.0	262.0	289.5	316.0	355.0
28 Temp. gaze E cilindru 4	grd							
37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	297.1	351.2	416.7	471.8	524.4	573.8	639.3
38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd							
39 Temp. gaze E tbs.1	grd	223.0	259.0	304.5	342.5	378.0	405.5	441.5
41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.264	0.462	0.624	0.834	1.014	1.152	1.356
42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.							
43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.018	0.042	0.015	0.020	0.036	0.030	0.039
47 Turatie motor	r/min	748.0	750.0	754.0	752.0	756.0	752.0	746.0
48 Moment motor efectiv	daN/m	104.6	172.0	233.5	301.9	370.3	431.8	516.0
49 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50 Pres. maxima ardere	barr	69.2	90.2	95.8	109.4	119.2	125.8	134.8
53 Consum specific efectiv	g/CPh	243.0	209.0	190.2	181.2	177.9	175.1	179.7
57 Putere efectiv	KW	108.9	181.5	254.2	326.8	399.5	472.1	544.7
58 Temp. apa frina	grd	23.92	24.45	26.40	27.30	29.17	31.65	34.42
59 Temp. 1	grd	55.42	60.97	69.45	72.97	68.70	66.75	67.50
60 Temp. 2	grd	56.25	62.17	71.47	75.22	71.17	69.45	71.40
61 Temp. 3	grd	56.25	61.20	69.67	74.47	70.12	70.27	72.82
62 Temp. 4	grd	55.35	60.52	68.40	73.42	68.40	67.87	69.90
63 Temp. apa motor I racitor	grd	63.15	68.25	76.80	80.85	76.27	75.67	78.00
64 Temp. apa motor E racitor	grd	53.40	58.20	66.00	68.02	63.97	61.35	60.75
65 Temp. apa B I racitor	grd	22.35	22.42	24.52	17.85	16.95	16.35	14.92
66 Temp. apa B E racitor	grd	21.60	22.57	24.67	25.87	27.45	27.52	27.30
67 Temp. apa S tbs.	grd							
68 Turatie tbs.1	r/SEC	554	670.0	771.0	866.0	920	961	1017
72 C	grd	11.08	13.5	16.4	18.5	21	23.5	27
73 Debit apa racitor apa	m3/h							
74 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.108	0.108	0.036	-0.036	0.072	0.108	0.108
75 Debit apa racitor aer	m3/h	1.946	2.002	1.960	1.890	1.869	1.736	1.680
76 Debit apa racitor motor	m3/h	33.75	34.92	35.46	35.10	36.00	34.29	32.85

Numar parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6	7
Data si ora		03:01	03:07	03:11	03:16	03:20	03:25	03:31
1 Temp. atm.	grd	28.46	27.36	27.23	27.72	27.45	28.38	28.51
2 Pres. atm.	atm.	749.0	749.0	749.0	749.0	749.0	749.0	749.0
3 Temp. aer adm. col.1	grd	74.92	82.20	82.95	81.52	78.45	75.37	71.17
4 Temp. aer tbs.	grd	136.6	135.4	132.0	118.2	102.3	86.77	68.17
5 Pres. adm. col.1	atm.	1.740	1.677	1.344	1.128	0.897	0.669	0.441
6 Pres. adm. comb.	atm.	2.583	2.547	2.835	2.976	3.237	3.387	3.498
7 Debit aer tbs. 1	m3/h		2694.4	2217.6	2046.6	1787.2	1558.7	1308.8
8 Temp. apa C motor	grd	68.10	72.07	73.42	71.55	68.70	65.47	63.07
10 Temp. apa E motor	grd	74.40	78.00	78.52	75.82	72.67	67.87	64.57
11 Temp. apa I racitor ulei	grd	34.95	36.67	35.55	35.47	35.17	33.60	33.15
12 Temp. apa E racitor ulei	grd	24.60	24.15	24.22	24.15	23.85	23.85	23.40
13 Temp. apa I racitor aer	grd	57.37	62.32	62.55	60.00	56.25	52.87	48.82
14 Temp. apa E racitor aer	grd	84.67	89.85	90.75	85.50	79.80	73.42	65.77
15 Pres. apa	atm.	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
19 Temp. ulei I motor	grd	41.25	45.30	48.00	50.10	50.62	50.55	50.17
20 Temp. ulei E motor	grd	54.97	58.20	58.95	60.22	60.07	59.85	58.65
21 Temp. ulei I racitor	grd	56.47	59.40	59.02	59.65	60.00	59.62	59.10
22 Temp. ulei E racitor	grd	59.17	62.40	63.30	64.35	62.77	62.25	59.77
23 Pres. Debit ulei	barr	0.707	0.703	0.714	0.720	0.724	0.721	0.713
24 Pres. ulei I motor	atm.	4.940	4.998	4.916	4.970	4.946	4.976	4.940
25 Temp. gaze E cilindru 1	grd	461.5	433.5	375.5	315.5	267.5	225.5	173.5
26 Temp. gaze E cilindru 2	grd	442.0	408.0	354.0	310.5	266.5	233.0	197.5
27 Temp. gaze E cilindru 3	grd	431.5	407.5	360.0	310.5	271.0	229.5	183.0
28 Temp. gaze E cilindru 4	grd	237.0	220.0	188.5	161.0	133.5	115.0	84.00
37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	712.6	702.7	641.4	575.3	511.4	447.9	366.8
38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd							
39 Temp. gaze E tbs.1	grd	512.5	513.0	473.5	439.5	406.0	375.0	324.5
41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	1.368	1.302	1.128	0.930	0.738	0.534	0.378
42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.							
43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.069	0.093	0.084	0.090	0.069	0.075	0.051
47 Turatie motor	r/min	996.0	996.0	998.0	1000.	996.0	1001.	1004.
48 Moment motor efectiv	daN/m	469.7	447.1	372.8	309.5	240.1	174.9	104.8
49 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50 Pres.maxima ardere	barr	122.7	121.6	113.1	104.6	96	84	69.8
51 Cifra fum	%							
52 Consum orar efectiv	kg/h							
53 Consum specific efectiv	g/CPh		191.7	187.7	191.5	195.6	209.9	257.8
57 Putere efectiv	CP		629.5	532.6	435.8	338.9	242.1	145.2
58 Temp. apa frina	grd	36.75	39.37	38.85	39.00	37.95	35.85	33.82
59 Temp. 1	grd	74.47	77.47	78.30	75.90	72.30	67.20	64.57
60 Temp. 2	grd	78.60	81.97	80.85	77.55	73.65	67.72	65.55
61 Temp. 3	grd	76.80	79.72	80.40	77.62	73.87	67.87	64.65
62 Temp. 4	grd	72.15	76.05	78.00	75.60	72.37	67.20	64.35
63 Temp. apa motor I racitor	grd	80.40	83.62	85.72	83.92	79.57	75.22	71.77
64 Temp. apa motor E racitor	grd	66.30	69.60	70.05	69.00	66.90	63.30	62.17
65 Temp. apa B I racitor	grd	18.97	17.70	17.10	16.72	16.42	15.75	16.87
66 Temp. apa B E racitor	grd	35.25	35.70	35.10	34.27	34.80	34.12	35.02
67 Temp. apa E tbs.	grd							
68 Turatie tbs.1	r/min	1110	1080	1031	960	860	755	620
72 C	MM	28	27.5	24	21	17.5	14.5	11.5
73 Debit apa racitor apa	m3/h	-27.66	-27.41	-27.44	-27.64	-27.61	-27.64	-27.66
74 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.180	0.000	0.072	0.036	-0.072	0.000	0.000
75 Debit apa racitor aer	m3/h	2.037	1.890	1.939	2.044	2.240	2.352	2.457
76 Debit apa racitor motor	m3/h	45.90	43.47	41.76	41.58	43.47	44.28	45.27

A TYPE F225.DAT

A:TYPE F225.DAT

MOTOR 4R251+TURBOSUFLANTA H4/2284/A35 LA TURATIA DE 900 ROT/MIN

Numr parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6
Data si ora							
1 Temp. atm.	grd	27.72	27.89	28.33	28.77	28.51	28.51
2 Pres. atm.	atm.	749.0	749.0	749.0	749.0	749.0	749.0
3 Temp. aer adm. col.1	grd	56.97	55.52	57.05	70.65	72.82	72.82
4 Temp. aer tbs.	grd	57.60	65.62	79.95	97.95	111.3	111.3
5 Pres. adm. col.1	atm.	0.330	0.439	0.690	0.900	1.110	1.110
6 Pres. adm. comb.	atm.	3.456	3.354	3.270	3.153	2.979	2.979
7 Debit aer tbs. 1	m3/h	1149.6	1389.1	1616.6	1832.2	2035.5	2177.5
9 Temp. apa I motor	grd	77.95	79.07	70.50	76.12	73.65	73.65
10 Temp. apa E motor	grd	79.15	80.57	73.95	79.20	78.22	82.87
11 Temp. apa I racitor ulei	grd	30.22	30.60	31.57	32.77	34.42	34.42
12 Temp. apa E racitor ulei	grd	22.37	23.02	23.47	23.55	23.92	23.92
13 Temp. apa I racitor aer	grd	54.00	54.60	58.65	63.07	61.65	61.65
14 Temp. apa E racitor aer	grd	57.05	58.52	72.45	79.05	81.60	81.60
15 Pres. apa	atm.	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
19 Temp. ulei I motor	grd	47.02	46.12	45.82	45.52	45.52	45.52
20 Temp. ulei E motor	grd	55.80	54.30	54.90	54.82	56.25	56.47
21 Temp. ulei I racitor	grd	56.17	55.05	55.42	55.80	57.30	57.30
22 Temp. ulei E racitor	grd	57.07	55.72	57.00	57.90	59.10	59.10
23 Pres. Debit ulei	bari	0.704	0.702	0.708	0.695	0.701	0.701
24 Pres. ulei I motor	atm.	4.916	4.992	4.970	4.922	4.916	4.916
25 Temp. gaze E cilindru 1	grd	174.0	212.5	255.0	300.0	339.0	339.0
26 Temp. gaze E cilindru 2	grd	194.5	226.5	262.0	299.5	324.0	324.0
27 Temp. gaze E cilindru 3	grd	180.5	216.5	257.0	301.5	334.0	334.0
28 Temp. gaze E cilindru 4	grd						
37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	339.2	397.0	466.6	531.1	581.6	643.4
38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd						
39 Temp. gaze E tbs.1	grd	396.0	320.5	370.5	414.0	448.0	448.0
41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.270	0.480	0.630	0.828	1.008	1.008
42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.078	0.072	0.072	0.072	0.072	0.072
47 Turatie motor	r/min	905.0	902.0	902.0	900.0	898.0	898.0
48 Moment motor efectiv	daN/m	103.2	174.5	239.3	304.6	367.9	421.8
49 Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50 Pres.maxima ordine	bari	66.4	80.8	90	103.4	112.8	121
51 Cifra fum	%						
52 Consum orar efectiv	kg/h						
53 Consum specific efectiv	g/KWh	242.1	206.6	202.2	191.6	189.4	191.9
57 Putere efectiv	CP	130.7	217.9	305.0	392.2	479.4	566.5
58 Temp. apa frina	grd	31.05	31.57	32.17	33.37	35.55	35.55
59 Temp. 1	grd	69.00	70.95	74.02	78.97	77.77	77.77
60 Temp. 2	grd	70.65	72.15	76.65	81.37	81.75	81.75
61 Temp. 3	grd	69.15	72.00	75.00	80.17	79.57	79.57
62 Temp. 4	grd	68.85	69.52	73.50	78.00	76.57	76.57
63 Temp. apa motor I racitor	grd	77.02	77.25	81.30	85.42	84.45	84.45
64 Temp. apa motor E racitor	grd	66.45	67.42	70.42	73.65	72.52	72.52
65 Temp. apa B I racitor	grd	17.90	18.82	18.60	18.82	18.00	18.00
66 Temp. apa B E racitor	grd	34.80	34.57	36.00	37.20	37.50	37.50
67 Temp. apa E tbs.	grd						
68 Turatie tbs.1	r/SEC	557	604	788	882	958	
72 C	grd	11.5	14.5	17	20	23	25.5
73 Debit apa racitor apa	m3/h	27.66	27.70	27.63	27.54	27.75	27.75
74 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.108	0.216	0.180	0.108	0.036	0.036
75 Debit apa racitor aer	m3/h	2.396	2.219	2.389	2.065	2.030	2.030
76 Debit apa racitor motor	m3/h	42.03	41.85	42.21	41.48	43.11	43.11

TEST A TYPE F220.DAT
MOTOR 4R251.DAT +TURBOSUFLANTA H4/2284/A55 LA TURATIA DE 900 ROT/MIN

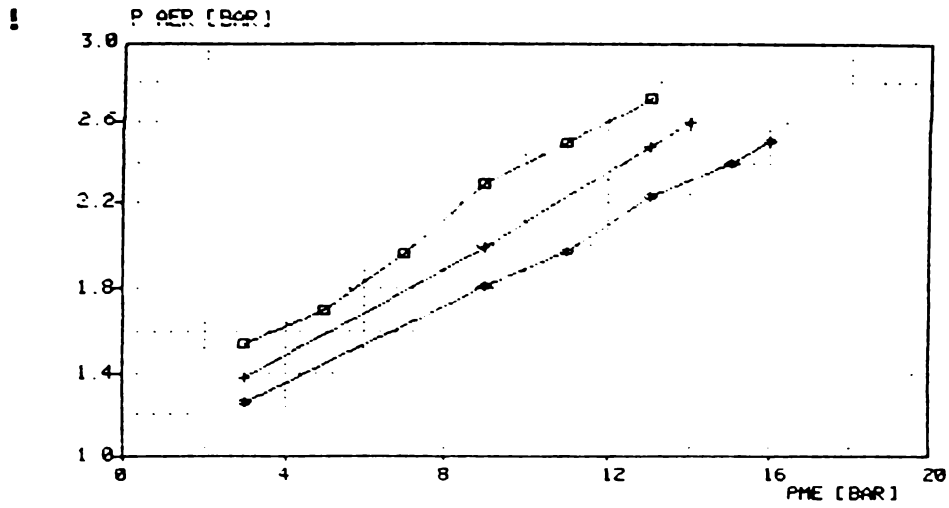
	Nume parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6
	Data si ora							
	1 Temp. atm.	grd	25.74	26.00	25.38	25.82	25.34	26.04
	2 Pres. atm.	atm.	754.0	754.0	754.0	754.0	754.0	754.0
	3 Temp. aer adm. col.1	grd	52.17	51.20	51.25	55.77	55.77	56.82
	4 Temp. aer tbs.	grd	48.97	53.25	63.37	82.05	92.25	101.9
	5 Pres. adm. col.1	atm.	0.183	0.291	0.447	0.609	0.792	1.008
	6 Pres. adm. comb.	atm.	3.654	3.546	3.408	3.291	3.096	2.796
	7 Debit aer tbs. 1	m3/h	1109.0	1318.5	1524.6	1751.9	1940.3	2162.7
	8 Temp. apa I motor	grd	75.27	78.95	74.57	75.62	76.52	73.22
	10 Temp. apa E motor	grd	76.47	80.37	76.67	77.87	80.12	75.32
	11 Temp. apa I racitor ulei	grd	28.20	27.52	27.82	28.27	28.05	28.20
	12 Temp. apa E racitor ulei	grd	33.25	33.10	33.10	33.32	34.07	34.37
	13 Temp. apa I racitor aer	grd	39.75	44.32	50.17	51.52	52.42	49.87
	14 Temp. apa E racitor aer	grd	57.50	57.75	53.07	70.80	73.05	59.60
	15 Pres. apa	atm.	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000
	19 Temp. ulei I motor	grd	43.52	44.10	43.05	43.80	42.52	42.22
	20 Temp. ulei E motor	grd	54.00	52.95	52.72	53.92	54.07	51.00
	21 Temp. ulei I racitor	grd	53.85	53.25	53.17	54.30	53.62	52.72
	22 Temp. ulei E racitor	grd	55.27	54.67	54.82	57.37	57.22	57.45
	23 Pres. Debit ulei	barr	0.708	0.708	0.700	0.709	0.716	0.704
	24 Pres. ulei I motor	atm.	4.470	4.464	4.470	4.458	4.470	4.452
	25 Temp. gaze E cilindru 1	grd	166.0	221.0	267.5	300.0	350.0	391.0
	26 Temp. gaze E cilindru 2	grd	168.5	213.5	254.5	275.0	324.5	362.0
	27 Temp. gaze E cilindru 3	grd	169.0	215.5	259.0	294.5	340.0	372.5
	28 Temp. gaze E cilindru 4	grd	161.5	201.5	237.0	256.0	288.0	360.5
	37 Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	382.4	453.1	524.4	501.3	662.2	714.7
	38 Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd						
	39 Temp. gaze E tbs.1	grd	342.0	379.5	428.0	485.0	516.0	551.0
	41 Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.138	0.264	0.420	0.570	0.768	0.960
	42 Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
	43 Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.057	0.051	0.069	0.063	0.048	0.060
	47 Turatie motor	rpm	896.0	902.0	898.0	898.0	904.0	999.0
	48 Moment motor efectiv	daNm	106.3	174.5	237.8	308.0	375.1	444.1
	49 Greutate Consum comb.	g	700.0	700.0	700.0	700.0	700.0	700.0
	50 Pres. maxima ardere	barr	52.5	75	94.2	93.5	106	110.6
	51 Cifra fum	%						
	52 Consum oral efectiv	kg/h						
	53 Consum specific efectiv	g/kWh						
	57 Putere efectiv	kW	130.7	217.9	305.076	392.214	479.4	566.5
	58 Temp. apa friga	grd	30.07	30.00	31.12	32.62	34.35	36.60
	59 Temp. 1	grd	56.77	50.15	65.92	57.97	68.92	64.87
	60 Temp. 2	grd	56.77	61.05	67.80	69.60	71.02	66.75
	61 Temp. 3	grd	57.00	60.67	66.75	69.45	72.07	67.42
	62 Temp. 4	grd	58.62	60.07	66.37	68.55	69.75	67.27
	63 Temp. apa motor I racitor	grd	14.50	17.42	23.57	26.20	27.85	24.47
	64 Temp. apa motor E racitor	grd	54.45	57.22	62.17	62.77	63.07	60.00
	65 Temp. apa B I racitor	grd	15.70	16.80	17.55	15.45	15.00	14.02
	66 Temp. apa B E racitor	grd	31.95	32.47	32.85	32.47	32.25	31.35
	67 Temp. apa E tbs.	grd						
	68 Turatie tbs.1	rpm	495	560	657	754	823	896
	72 C	grd	11.5	14.5	17.5	20.5	23.5	27
	73 Debit apa racitor apa	m3/h						
	74 Debit apa racitor ulei	m3/h	0.000	0.000	0.036	-0.036	0.108	0.036
	75 Debit apa racitor aer	m3/h	2.288	2.268	2.212	2.184	2.114	2.303
	76 Debit apa racitor motor	m3/h	40.58	41.31	41.04	40.86	40.50	39.51

ADTYPE F219.DAT
 MOTOR 4R251.DAT + TURBOSUFLANTA H4/2284/A55 LA TURATIA 950 ROT/MIN

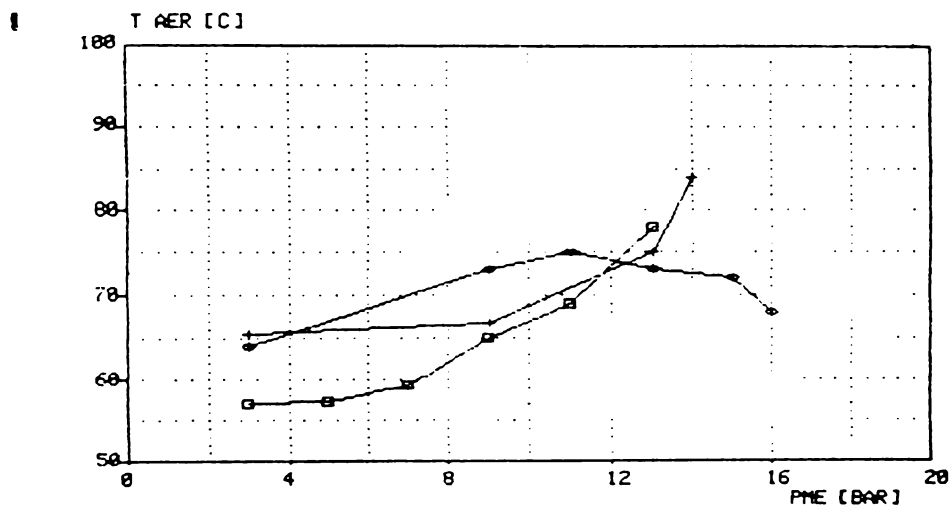
Numere	Nume parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6
	Data si ora							
1	Temp. atm.	grd	24.59	23.93	23.93	24.68	25.21	25.21
2	Pres. atm.	atm.	754.0	754.0	754.0	754.0	754.0	754.0
3	Temp. aer adm. col.1	grd	57.50	57.60	51.55	66.00	67.27	70.20
4	Temp. aer tbs.	grd	44.55	57.07	69.67	85.57	98.02	115.2
5	Pres. adm. col.1	atm.	0.216	0.357	0.510	0.723	0.885	1.116
6	Pres. adm. comb.	atm.	3.606	3.519	3.423	3.210	3.018	2.757
7	Debit aer tbs. 1	m3/h	1216.0	1453.3	1682.4	1898.5	2084.8	2084.8
9	Temp. apa I motor	grd	77.22	73.60	73.27	75.15	67.87	64.50
10	Temp. apa E motor	grd	73.27	74.50	74.40	78.00	70.87	67.20
11	Temp. apa I racitor ulei	grd	24.45	24.22	24.37	25.57	26.85	28.72
12	Temp. apa E racitor ulei	grd	22.87	22.55	22.87	23.40	24.00	24.90
13	Temp. apa I racitor aer	grd	72.00	78.45	78.42	70.75	73.85	71.00
14	Temp. apa E racitor aer	grd	77.30	71.72	81.47	79.37	77.17	76.87
15	Pres. apa	atm.	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
19	Temp. ulei I motor	grd	42.52	41.55	41.47	42.07	42.45	43.12
20	Temp. ulei E motor	grd	51.45	51.00	51.82	52.87	53.25	54.60
21	Temp. ulei I racitor	grd	51.15	50.35	51.52	52.27	53.40	54.67
22	Temp. ulei E racitor	grd	52.42	52.20	54.22	55.20	57.52	59.47
23	Pres. Debit ulei	bar	0.700	0.700	0.700	0.719	0.719	0.707
24	Pres. ulei I motor	atm.	4.458	4.488	4.488	4.452	4.464	4.458
25	Temp. gaze E cilindru 1	grd	192.5	243.5	291.5	339.5	368.5	414.0
26	Temp. gaze E cilindru 2	grd	204.5	252.5	286.5	320.5	339.0	373.5
27	Temp. gaze E cilindru 3	grd	190.5	241.5	286.0	324.5	350.5	386.5
28	Temp. gaze E cilindru 4	grd	178.5	225.0	260.0	284.5	301.0	327.5
37	Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	384.0	469.8	542.6	616.9	667.9	738.6
38	Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd						
39	Temp. gaze E tbs.1	grd	330.0	395.0	437.5	483.0	514.0	554.5
41	Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	0.186	0.324	0.474	0.654	0.822	0.996
42	Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
43	Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.048	0.036	0.048	0.048	0.060	0.063
47	Turatie motor	r/min	950.0	948.0	948.0	948.0	950.0	948.0
48	Moment motor efectiv	daN/m	103.2	174.5	239.0	309.5	368.3	436.1
49	Greutate Consum comb.	g	700.0	700.0	700.0	700.0	700.0	700.0
50	Pres.maxima ardere	bar	53	55	83	95.4	100	100.8
51	Cifra fum	%						
52	Consum orat efectiv	kg/h						
53	Consum specific efectiv	g/kWh						
57	Putere efectiv	kW	138.01	230.01	322.04	414.1	506.01	589.04
58	Temp. apa trine	grd	26.62	27.75	29.55	31.80	34.35	37.72
59	Temp. 1	grd	57.75	53.57	73.35	76.87	70.57	57.27
60	Temp. 2	grd	58.42	65.47	75.67	78.97	72.37	68.70
61	Temp. 3	grd	58.55	65.10	75.37	79.35	73.27	69.82
62	Temp. 4	grd	58.50	64.50	74.77	78.60	72.00	68.85
63	Temp. apa motor I racitor	grd	58.15	72.30	82.35	87.00	80.25	76.87
64	Temp. apa motor E racitor	grd	55.80	60.37	68.62	71.32	64.80	60.75
65	Temp. apa I I racitor	grd	15.75	17.10	18.37	15.45	14.77	13.65
66	Temp. apa E E racitor	grd	30.67	30.75	30.75	30.97	31.50	31.05
67	Temp. apa E tbs.	grd						
68	Turatie tbs.1	r/SEC	490	505	703	784	854	885
72	C	grd	12	15	17.5	21	24	27.5
73	Debit apa racitor apa	m3/h	27.56	27.54	27.56	27.53	27.66	27.68
74	Debit apa racitor ulei	m3/h	0.036	0.108	0.000	0.072	0.108	0.072
75	Debit apa racitor aer	m3/h	2.429	2.422	2.240	2.205	2.310	2.366
76	Debit apa racitor motor	m3/h	43.65	43.11	40.68	39.87	42.39	42.21

Numar parametru	Unit.mas.	1	2	3	4	5	6	
Data si ora								
1	Temp. atm.	grd	21.34	22.51	23.40	25.03	25.43	24.20
2	Pres. atm.	atm.	757.0	757.0	757.0	757.0	757.0	757.0
3	Temp. aer adm. col.1	grd	52.30	72.20	75.00	73.05	71.52	58.10
4	Temp. aer tbs.	grd	98.17	125.4	132.2	121.3	113.6	101.3
5	Pres. adm. col.1	atm.	1.398	1.521	1.230	0.313	0.975	0.258
6	Pres. adm. comb.	atm.	2.847	2.715	2.901	3.153	2.922	3.417
7	Debit aer tbs. 1	m3/h	2112.2		1928.6	1538.3	1718.3	8847.0
8	Temp. apa I motor	grd	74.12	72.67	75.30	69.37	73.52	71.80
10	Temp. apa E motor	grd	78.10	77.55	79.72	72.00	67.72	63.75
11	Temp. apa I racitor ulei	grd	18.82	22.95	21.67	24.00	25.12	24.60
12	Temp. apa E racitor ulei	grd	23.17	23.70	23.25	22.95	23.32	21.82
13	Temp. apa I racitor aer	grd	64.42	74.02	75.07	67.50	63.15	54.00
14	Temp. apa E racitor aer	grd	75.67	88.27	93.52	84.90	76.57	70.57
15	Pres. apa	atm.	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
19	Temp. ulei I motor	grd	35.70	37.55	38.70	39.90	41.40	41.77
20	Temp. ulei E motor	grd	45.07	47.70	46.22	48.97	49.72	50.40
21	Temp. ulei I racitor	grd	44.82	48.57	47.55	48.15	48.82	49.20
22	Temp. ulei E racitor	grd	49.42	53.17	51.97	52.20	52.42	50.32
23	Pres. Debit ulei	barr	0.717	0.732	0.736	0.724	0.727	0.729
24	Pres. ulei I motor	atm.	4.904	4.918	4.964	4.922	4.998	4.992
25	Temp. gaze E cilindru 1	grd	270.0	277.0	359.5	292.5	283.0	177.5
26	Temp. gaze E cilindru 2	grd	374.5	388.0	333.0	259.5	262.5	163.5
27	Temp. gaze E cilindru 3	grd	387.5	405.5	356.0	293.5	286.5	178.0
28	Temp. gaze E cilindru 4	grd						
37	Temp. gaze I col.1 tbs.1	grd	577.8	729.2	573.1	586.8	590.9	430.0
38	Temp. gaze I col.2 tbs.1	grd						
39	Temp. gaze E tbs.1	grd	448.5	479.0	455.5	420.0	415.5	353.0
41	Pres. gaze I 1 tbs.1	atm.	1.302	1.356	1.038	0.738	0.853	0.228
42	Pres. gaze I 2 tbs.1	atm.						
43	Pres. gaze E tbs.1	atm.	0.033	0.021	0.018	0.030	0.027	-0.009
47	Turatie motor	r/min	750	750	755.0	754.0	754.0	750.0
48	Moment motor efectiv	daN/m	516.0	547.5	440.6	311.8	371.4	103.5
49	Greutate Consum comb.	g	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.	1700.
50	Pres.maxima ardere	barr	132	133.5	124.2	114.4	135.4	84.2
51	Cifra fum	%						
52	Consum orar efectiv	kg/h						
53	Consum specific efectiv	g/CPH	178.3	194.2	128.2	163.6	158.2	252.2
	Putere efectiv	CP	544.7		472.1	326.8	399.5	108.6
58	Temp. apa frina	grd	25.42	29.02	30.90	31.57	30.22	27.75
59	Temp. 1	grd	66.37	75.75	78.75	72.07	66.82	63.90
60	Temp. 2	grd	69.82	79.65	80.77	72.52	68.40	63.37
61	Temp. 3	grd	70.65	80.92	81.30	73.95	70.20	64.27
62	Temp. 4	grd	68.92	78.30	80.17	72.82	68.55	64.35
63	Temp. apa motor I racitor	grd	76.72	86.02	89.17	81.22	76.95	71.85
64	Temp. apa motor E racitor	grd	60.82	69.60	71.47	65.40	61.65	59.70
65	Temp. apa B I racitor	grd	16.50	16.95	15.82	15.90	16.27	16.05
66	Temp. apa B E racitor	grd	35.47	36.52	35.10	35.10	35.10	34.42
67	Temp. apa E tbs.	grd						
68	Turatie tbs.1	r/min						
72	C	grd	28.5	29	25	20.	22.5	11.
73	Debit apa racitor apa	m3/h	-27.70	-27.66	-27.66	-27.59	-27.63	-27.70
74	Debit apa racitor ulei	m3/h	0.144	0.144	0.036	0.000	0.108	-0.144
75	Debit apa racitor aer	m3/h	1.799	1.785	1.897	1.890	1.897	2.037
76	Debit apa racitor motor	m3/h	32.76	33.93	33.30	34.02	33.30	34.38

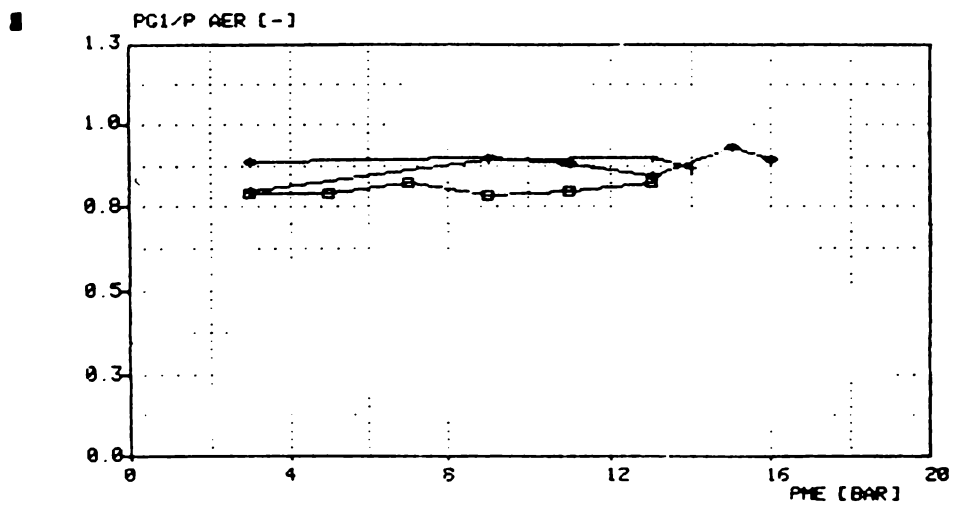
ANEXA 4



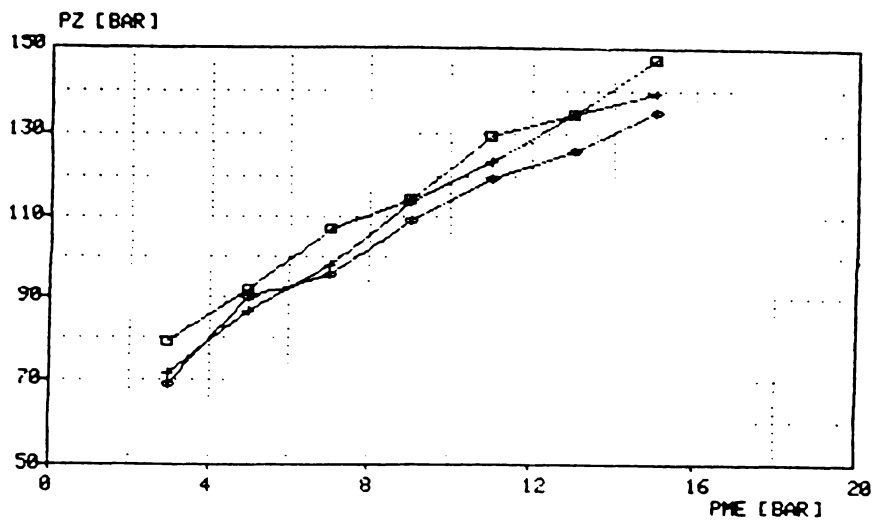
PRESIUNEA (BAR.ABS.) IN COLECTOR ADMISIE. MOTOR 4R251+K37-4963
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



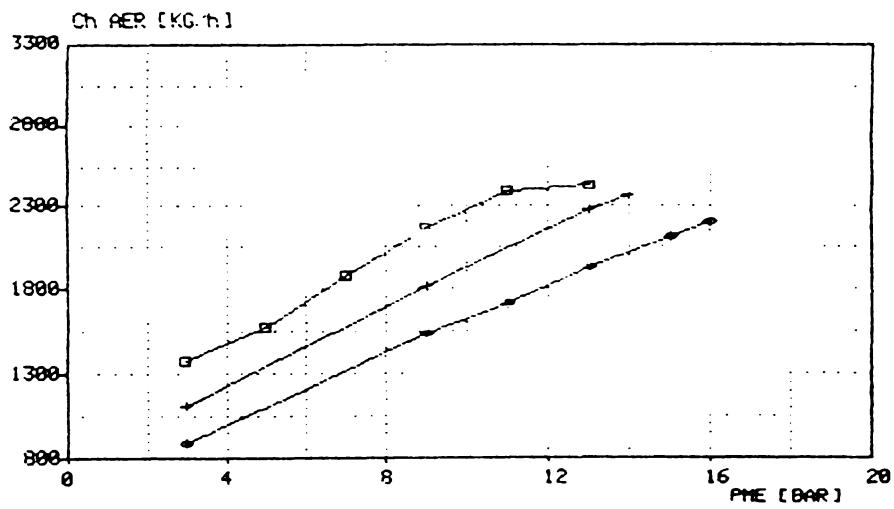
TEMP. AER COLECTOR ADMISIE. (C) - MOTOR 4R251 + K37-4963 PRI
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



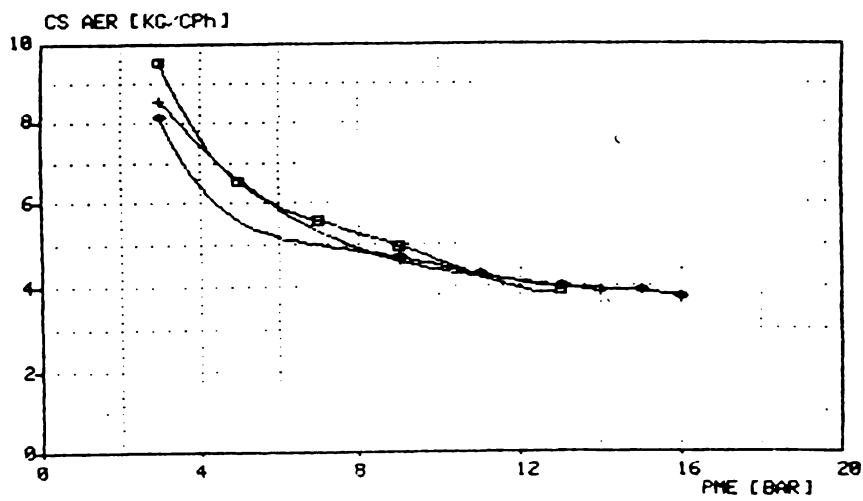
RAPORTUL PG1/P AER. MOTOR 4R251 + K37-4963 PRI. PATRAT-1000min-1
 CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



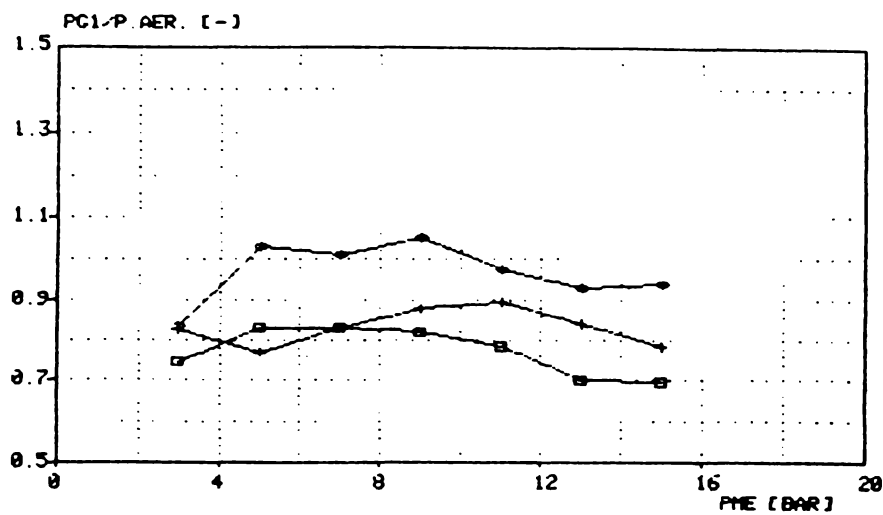
PRESIUNEA MAX. DE ARDERE (BAR). MOTOR 4R251 + H4 2294A/26.
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



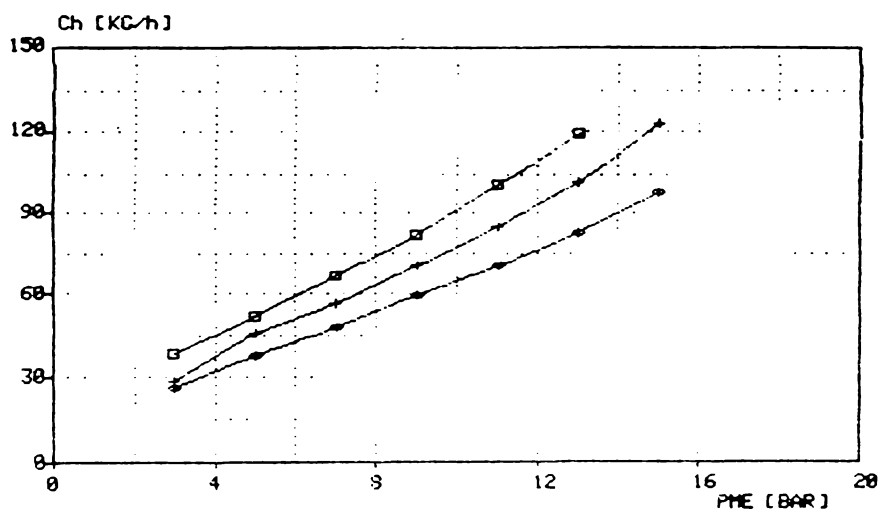
CONSUMUL ORAR DE AER MOTOR 4R251 + K37 4963 PRI. PATRAT 1000
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



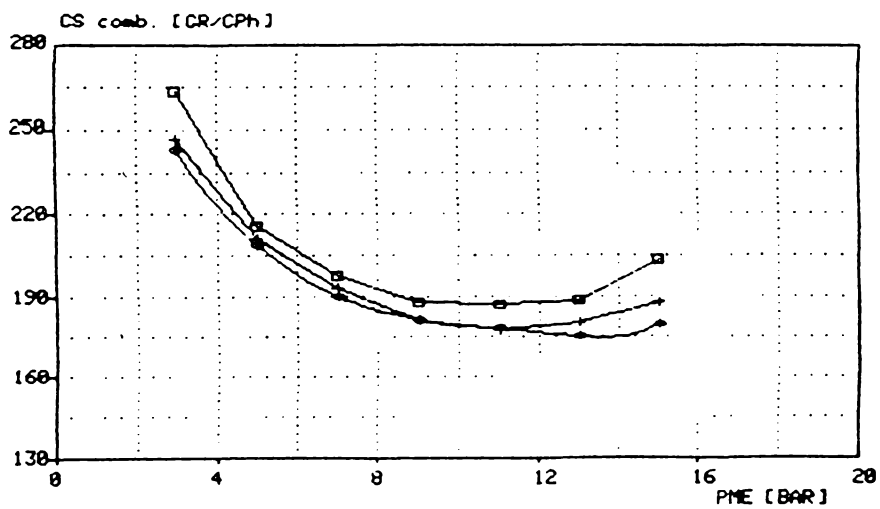
CONSUMUL SPECIFIC DE AER (KG/CPh). MOTOR 4R251+K37 4963 PRI
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



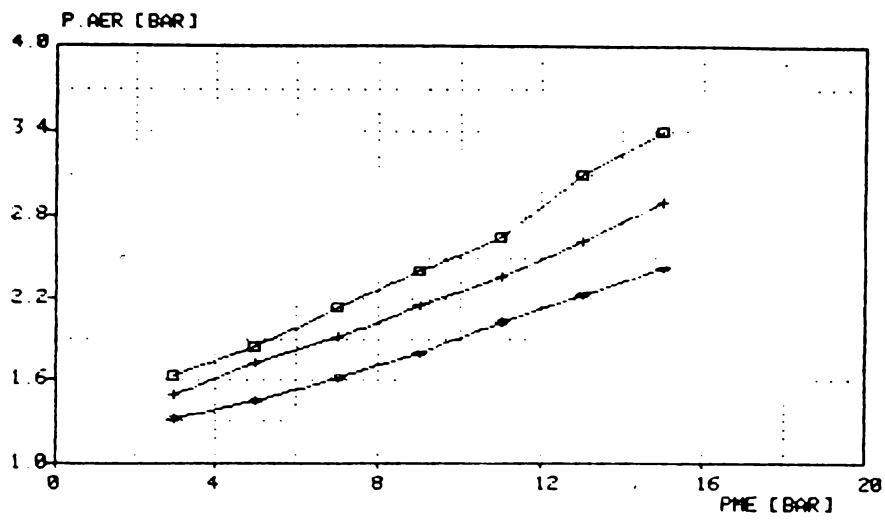
RAPORTUL PG1/P.AER.MOTOR 4R251+H4 2284A/26.PATRAT 1000 min-1.
CRUCE-900 rot/min.ROMB-750 rot/min



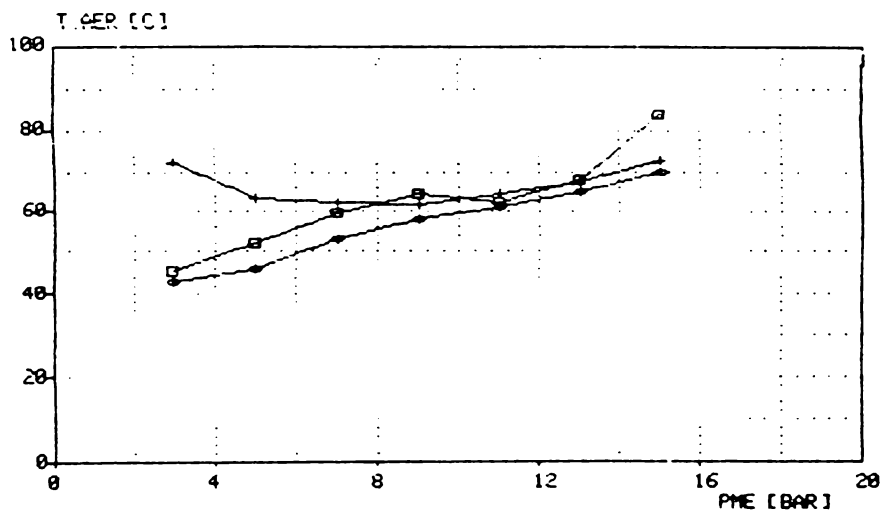
CONSUMUL ORAR DE COMB. (KG/h) MOTOR 4R251 + H4 2284A/26
PATRAT-1000 rot/min,CRUCE-900 rot/min,ROMB-750 rot/min



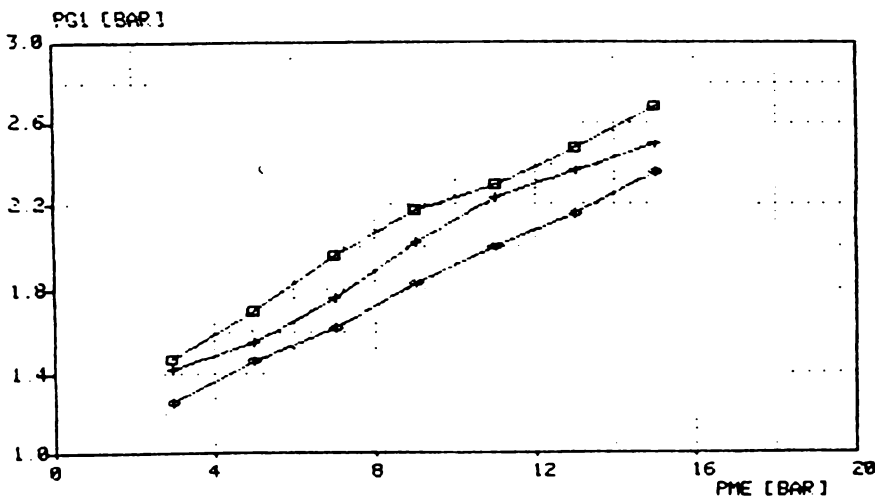
CONSUMUL SPECIFIC DE COMB. (GR/CPh).MOTOR 4R251+H4-2284A/26
PATRAT-1000 min-1.CRUCE-900 min-1.ROMB-750 min-1.



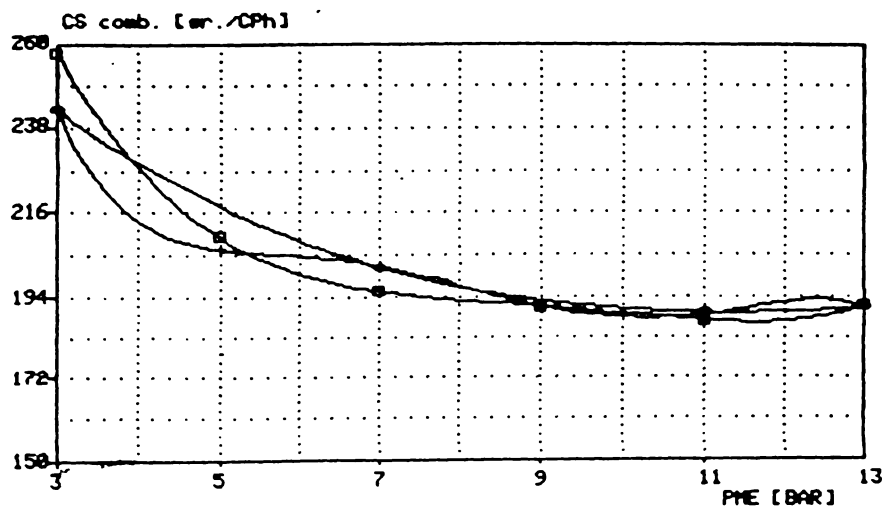
PRES.AER (BAR ABS.) COLECTOR ADMISIE MOTOR 4R251+H42284A/26.
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



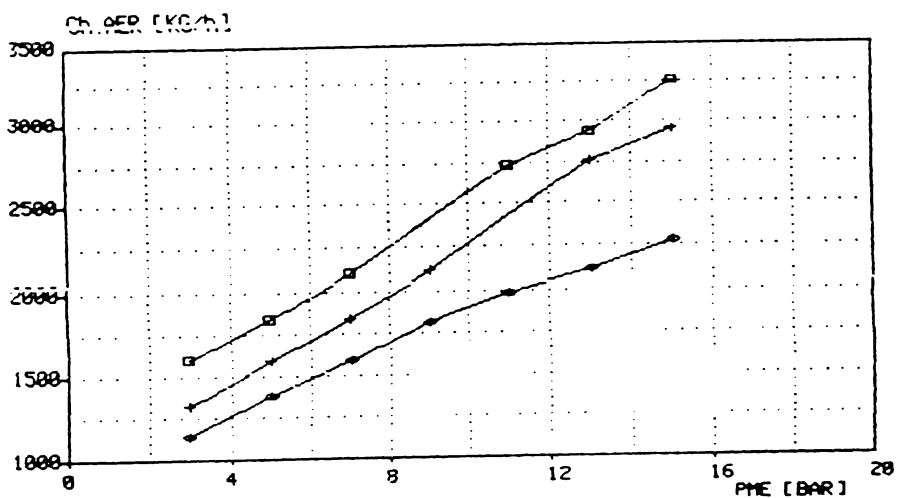
TMP.AER (C). IN COLECTOR ADMISIE. MOTOR 4R251+H4 2284 A/26..
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



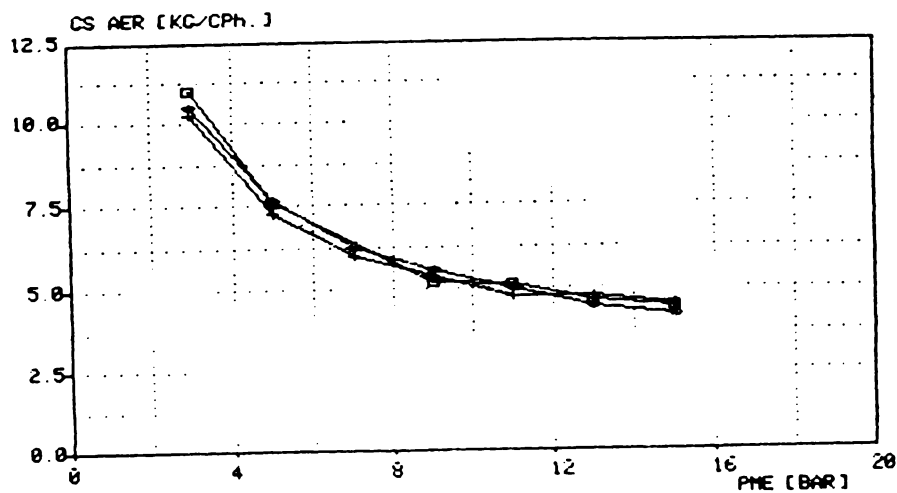
PRESIUNEA GAZELOR (BAR.ABS.) IN FATA TURBINEI. MOTOR 4R251+H4A26
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-750 rot/min



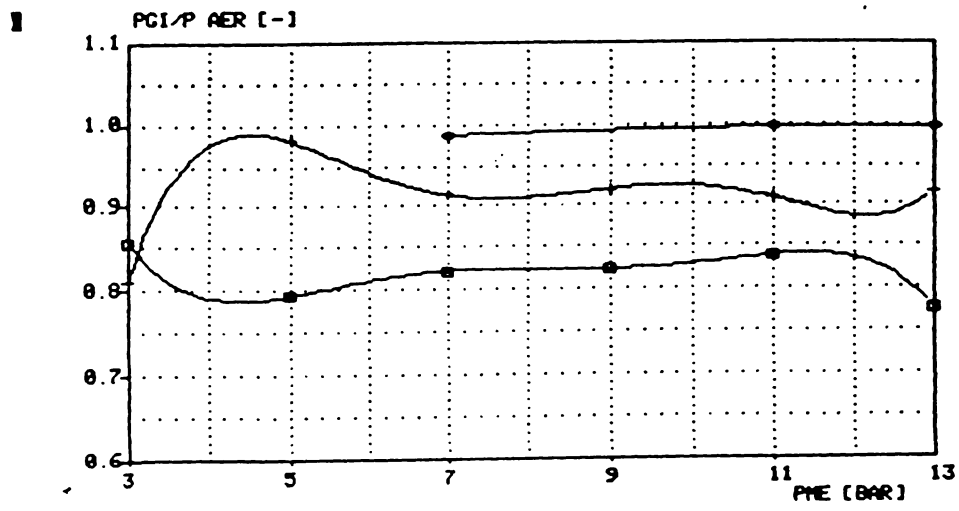
CONSUMUL SPECIFIC DE COMBUSTIBIL (gr./CPh).MOTOR 4R251
TURBOSUFLANTA H4 2284A/35. PATRAT - 1000 min-1 CRUCE - 900min
ROMB - 750 min-1



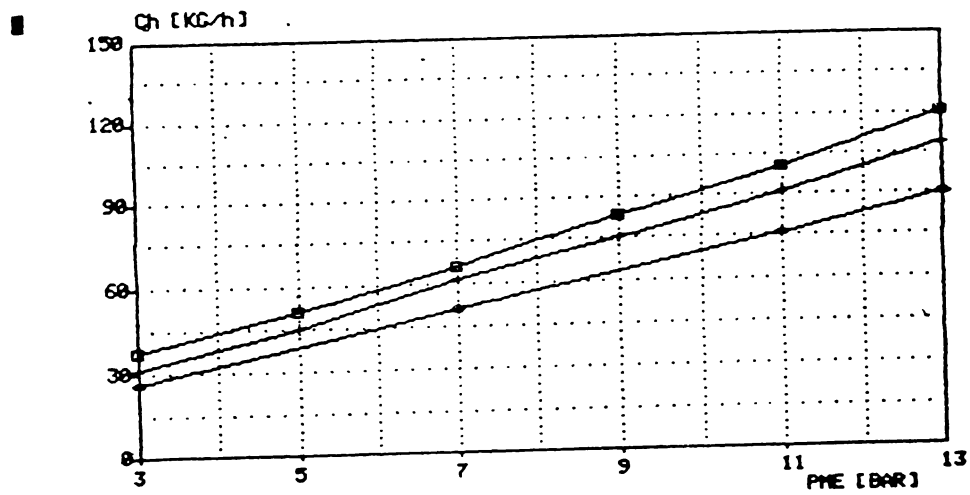
CONSUMUL ORAR DE AER - MOTOR 4R251 + H4 2284A/26.PATRAT 1000
CRUCE-900 rot/min,ROMB-750 rot/min



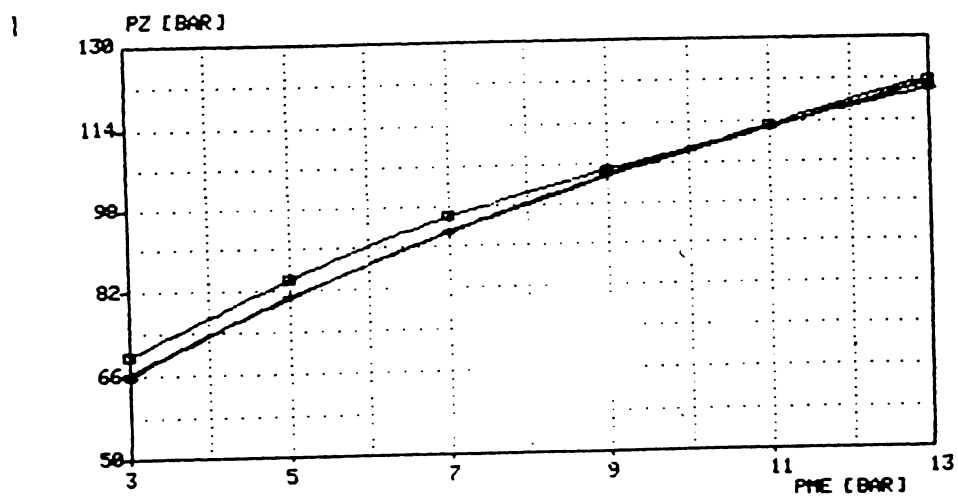
CONSUMUL SPECIFIC DE AER. (KG/CPh).MOTOR4R251+ H4 2284A/26
PATRAT-1000 rot/min,CRUCE-900 rot/min,ROMB-750 rot/min



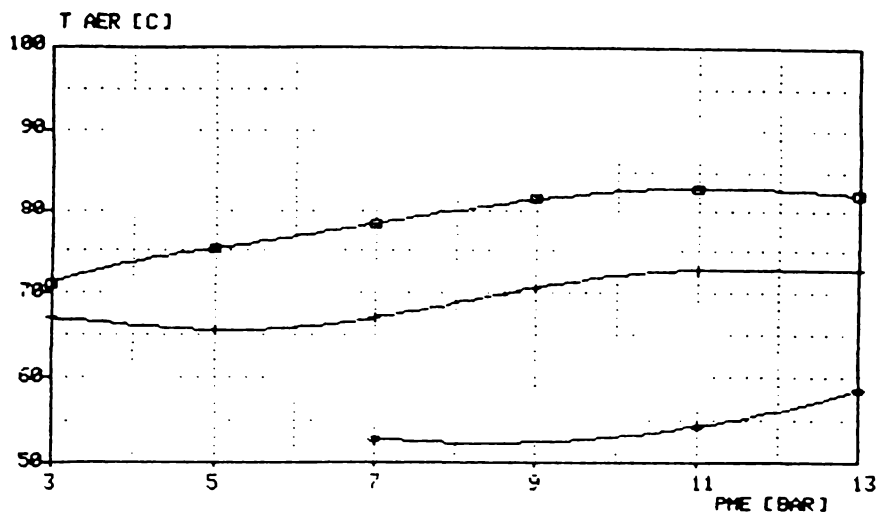
RAPORTUL PG1/P AER . MOTOR 4R251.- TURBOSUFLANTA H4 2284 A/35
PATRAT 1000 min-1.CRUCE 900 min-1.ROMB 750 min-1



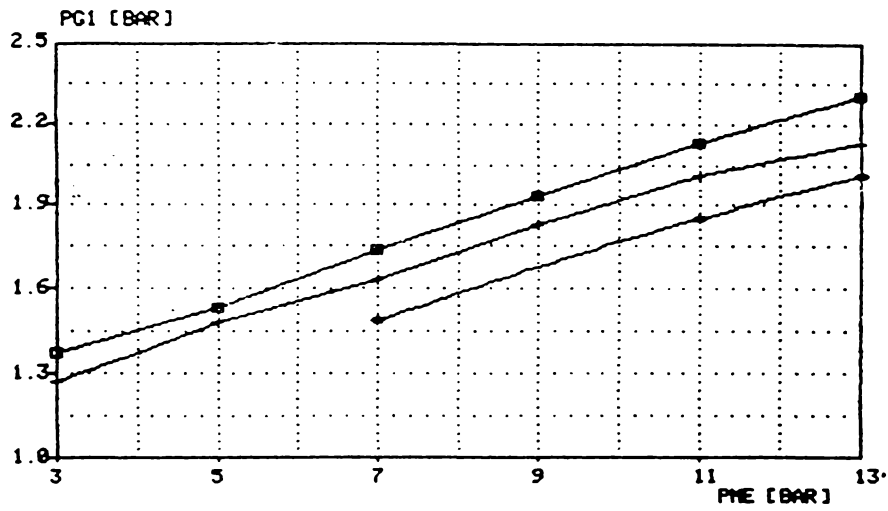
CONSUMUL ORAR DE COMBUSTIBIL (KG/h).MOTOR 4R251-
TURBOSUFLANTA H4 2284A/35. - PATRAT 1000 min-1.CRUCE - 900 min-1
ROMB - 750 min-1.



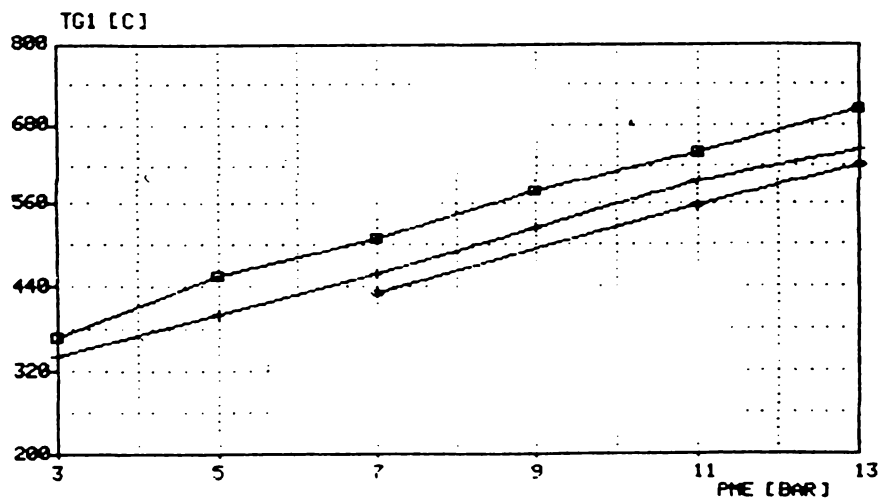
PRESIUNEA MAXIMA DE ARDERE PZ (BAR) - MOTOR 4R251 + TURBOSUFLA
NTA H4 2284 A/35 . PATRAT-1000min-1 CRUCE - 900 min-1
ROMB 750 min-1.



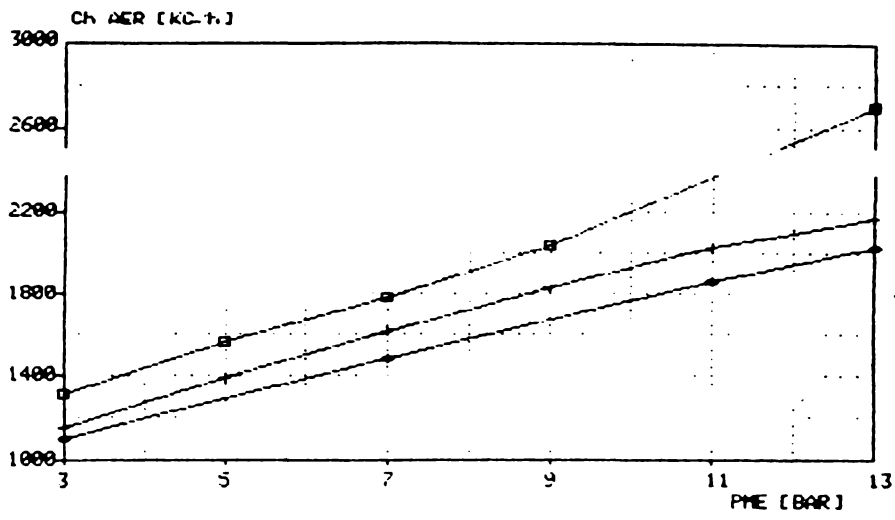
TEMPERATURA AERULUI (C) DIN COLECTORUL DE ADMISIE - MOTOR 4R251
 + TURBOSUFLANTA H4 2284A/35 - PATRAT 1000 min⁻¹ CRUCE 900 min⁻¹
 ROMB - 750 min⁻¹



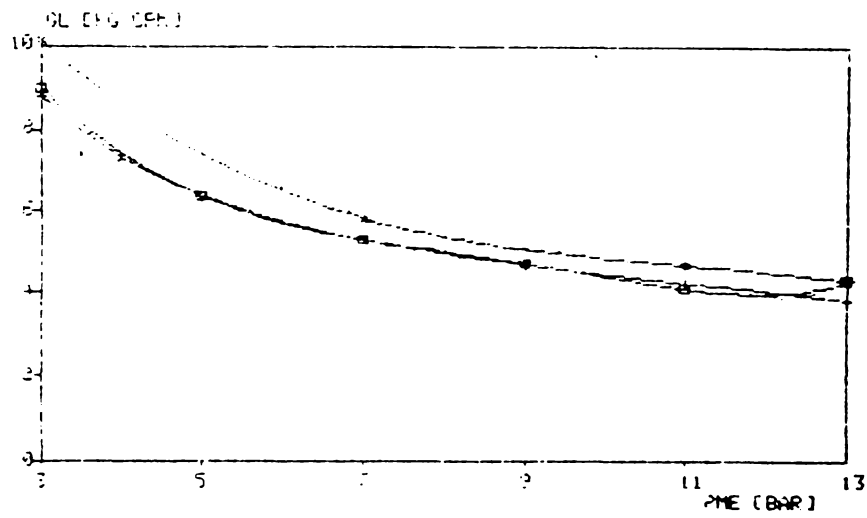
PRESIUNEA GAZELOR (BAR ABS.) DIN FATA TURBINEI.- MOTOR 4R251
 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284A/35. - PATRAT 1000 min⁻¹
 CRUCE - 900 min⁻¹.ROMB - 750 min⁻¹



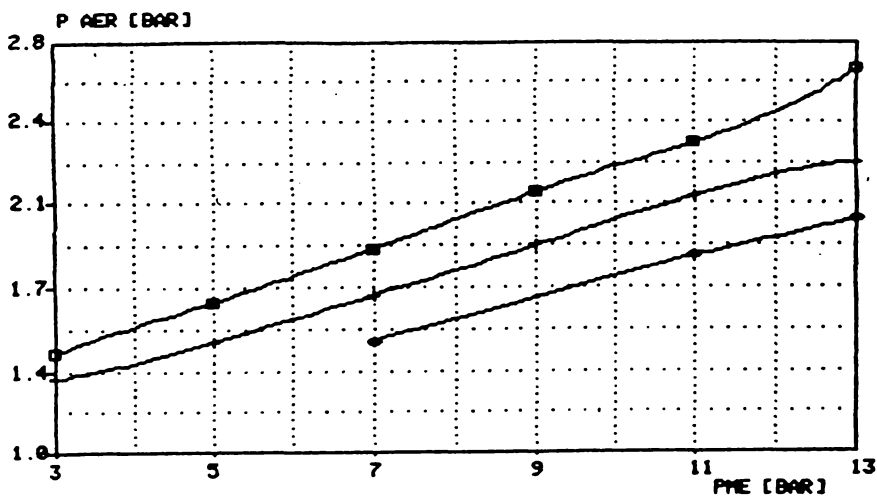
TEMPERATURA GAZELOR IN FATA TURBINEI (C) - MOTOR 4R251 + TURBO
 SUFLANTA H4 2284A/35 - PATRAT - 1000 min⁻¹
 CRUCE - 900 min⁻¹ ROMB - 750 min⁻¹



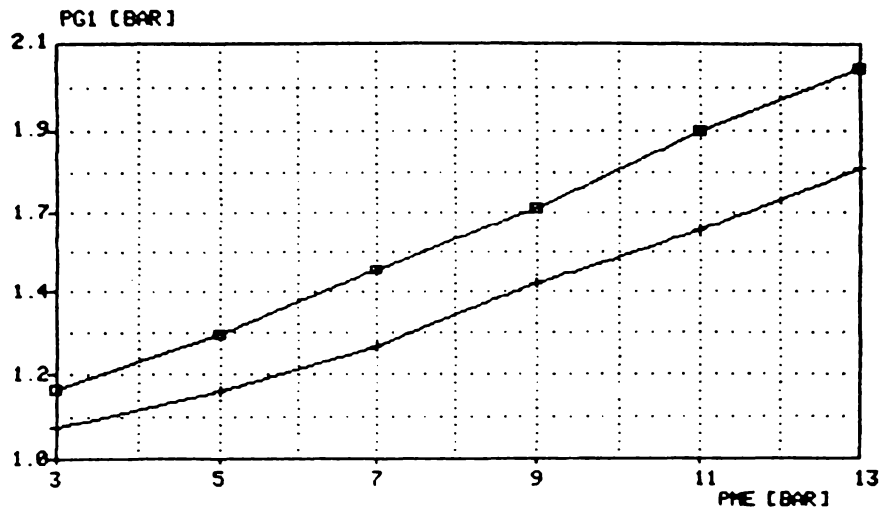
CONSUM ORAR DE AER (KG/h) - MOTOR R251 + TURBOSUFLANTA H4 2284 /35 - PATRAT-1000min¹ CRUCE-900min⁻¹ ROMB- 750 min⁻¹



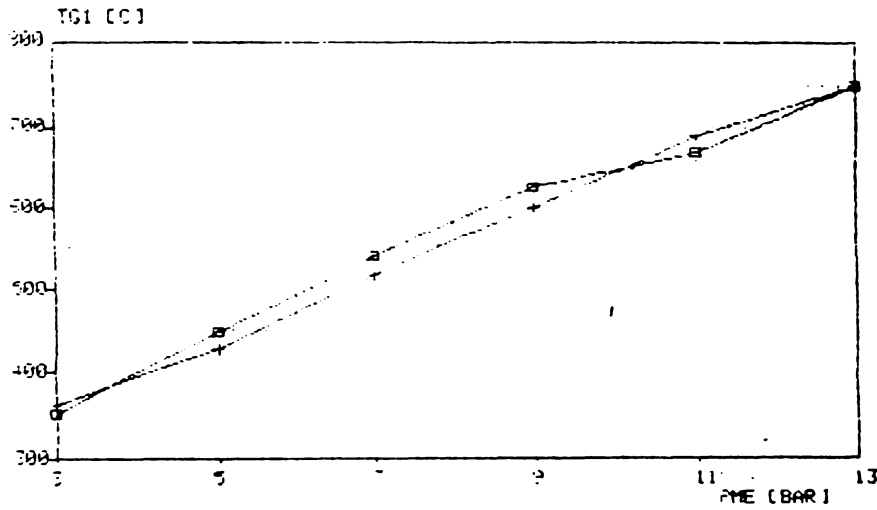
CONSUM SPECIFIC DE AER (KG/CPH) - MOTOR 4R251 + TURBOSUFLANTA H4 2284A/35
PATRAT - 1000 min¹ CRUCE - 900 min⁻¹ ROMB - 750 min⁻¹



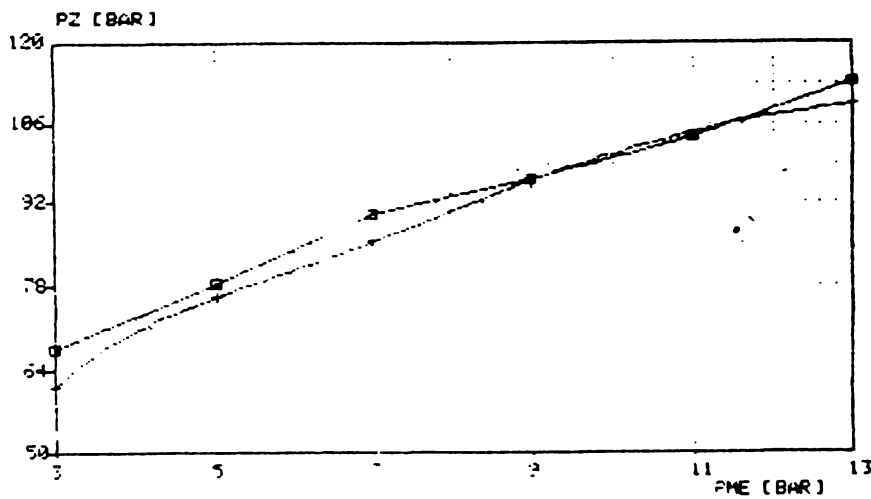
PRESIUNEA AERULUI (BAR ABS.) DIN COLECTORUL DE ADMISIE MOTOR 4R251 + TURBOSUFLANTA H4 2284 A/35
PATRAT 1000min⁻¹. CRUCE 900 min⁻¹. ROMB 750 min⁻¹



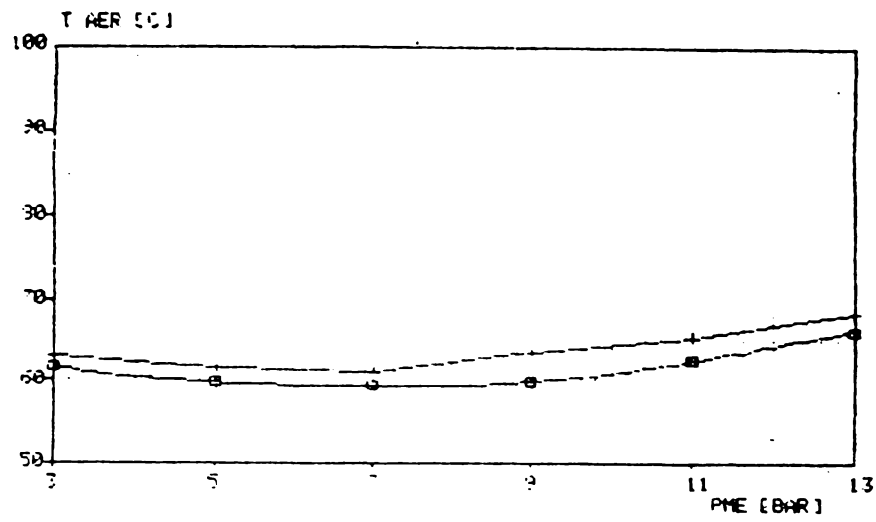
PRESIUNEA GAZELOR (BAR ABS) DIN FATA TURBINEI PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284/55
PATRAT - 1000 min⁻¹ CRUCE - 750 min⁻¹



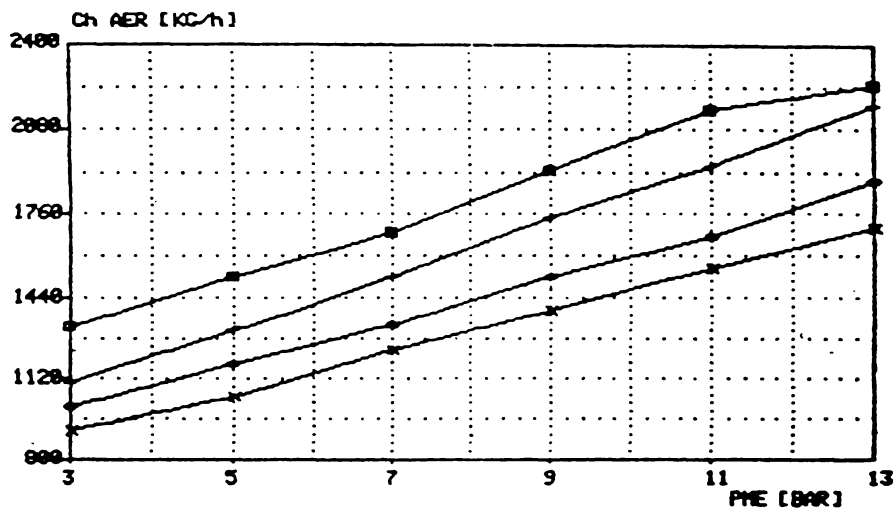
TEMPERATURA GAZELOR IN FATA TURBINEI (C) PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284 A 55
PATRAT - 1000 min⁻¹ CRUCE - 750 min⁻¹



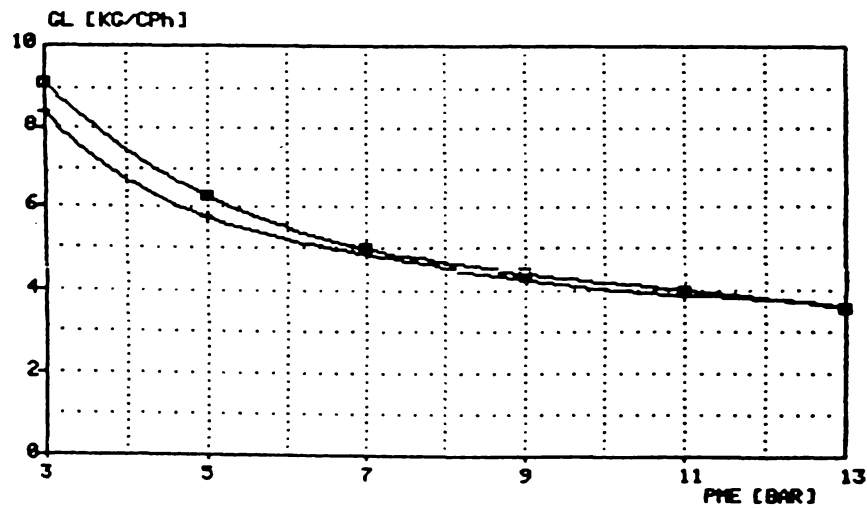
PRESIUNEA MAXIMA DE ARDERE PZ (BAR) PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284 A 55
PATRAT - 1000 min⁻¹ CRUCE - 750 min⁻¹



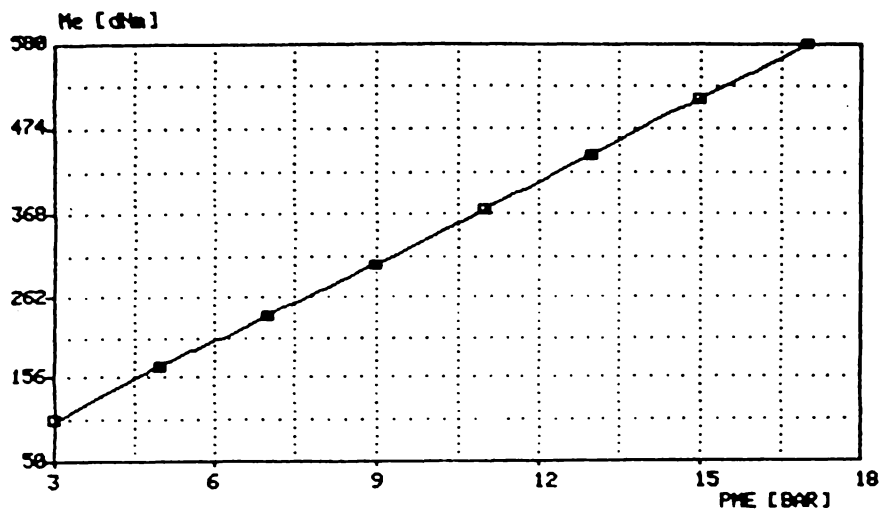
TEMPERATURA AERULUI (C) DIN COLECTORUL DE ADMISIE PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284A/55
 PATRAT -- 1000 min⁻¹ CRUCE -- 750 min⁻¹



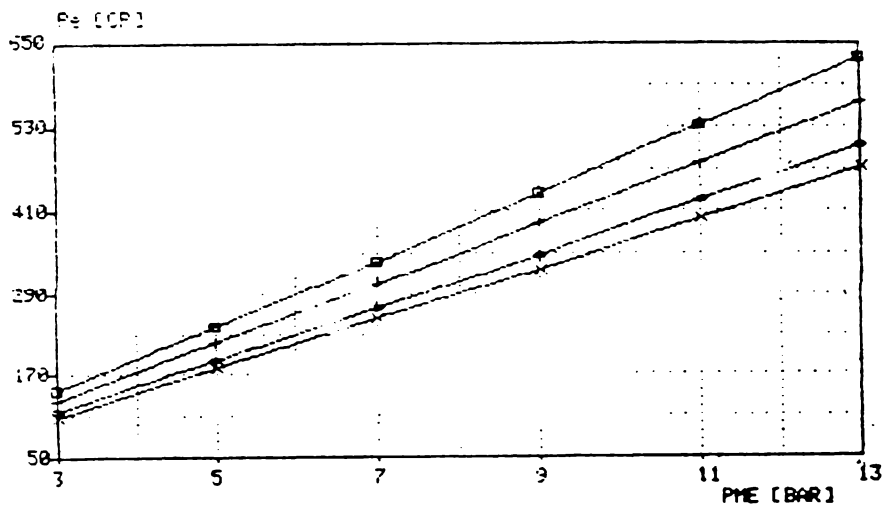
CONSUMUL ORAR DE AER (KG/h) PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284A/55
 PATRAT - 1000 min⁻¹ CRUCE - 900 min⁻¹ ROMB - 800 min⁻¹
 x-750 rot/min



CONSUMUL SPECIFIC DE AER (KG/CPh) PENTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H42284A/55
 PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-750 rot/min

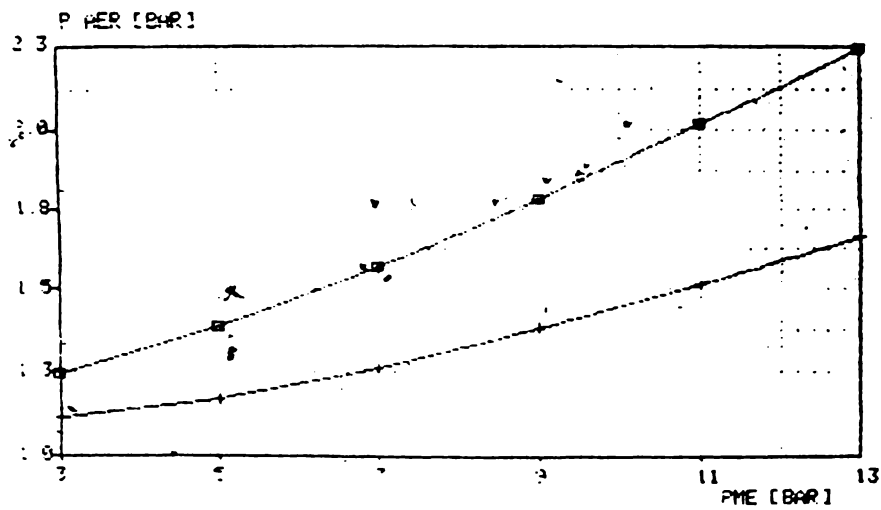


PROGRAMUL DE INCERCARE AL MOTORULUI 4R251 ECHIPAT CU TURBO - SUFLANTA H4 2284A/55 - MOMENTUL EFECTIV (daNm) FUNCTIE DE PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA (BAR)



PUTEREA EFECTIVA (CP) FUNCTIE DE PRESIUNEA MEDIE EFECTIVA (BAR) LA MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284A/55

PATRAT-1000 rot/min, CRUCE-900 rot/min, ROMB-800 rot/min, x-750 rot/min



PRESIUNEA AERULUI (BAR ABS) DIN COLECTORUL DE ADMISIE PNTRU MOTORUL 4R251 ECHIPAT CU TURBOSUFLANTA H4 2284 A/55
PATRAT - 1000 min-1 CRUCE - 750 min-1