

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA**

BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. inv. 1000001

Dulap Lit. 1000001 UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA UNUI MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE, DUPĂ PROCEDEUL DIESEL-GAZ, ALIMENTAT CU GAZE PETROLIERE

Ing. ALEXANDRU BĂRBOI

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

Prof.Dr.Ing. VASILE BERINDEAN

Prof.Dr.Ing. VIRGILIU DAN NEGREA

**Timișoara
2001**

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA UNUI MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE DUPĂ PROCEDEUL DIESEL – GAZ, ALIMENTAT CU GAZE PETROLIERE

Cuprins

I.	Notații, indici, standarde	4
II.	Prefață	5
1.	Introducere	8
1.1.	Considerații generale	8
1.2.	Importanța tezei pe plan național și internațional	15
1.3.	Conținutul și forma de prezentare a tezei	17
2.	Stadiul actual al cercetării în domeniul proceselor de ardere în motoare cu aprindere prin comprimare, alimentate cu gaze petroliere	19
2.1.	Soluții actuale în domeniul formării amestecului în motoare cu aprindere prin comprimare, alimentate cu gaze petroliere	19
2.1.1.	Caracteristicile gazelor petroliere	25
2.1.2.	Instalații de alimentare cu gaze petroliere	42
2.1.3.	Reducerea noxelor poluante în cazul motoarelor cu aprindere prin .comprimare, alimentate cu gaze petroliere	45
2.1.3.1.	Controlul emisiei poluante	45
2.1.3.2.	Metode de reducere a emisiilor poluante	53
2.2.	Studii și cercetări teoretice	58
2.2.1.	Modelarea procesului de ardere	58
2.2.2.	Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii	64

3.	Studiul teoretic al ciclului de funcționare a motorului după procedeul diesel - gaz	67
3.1.	Formarea amestecului după procedeul diesel – gaz și relații de calcul pentru evaluarea calității amestecului	67
3.2.	Teoria explicativă a aprinderii și arderii pentru procedeul diesel – gaz	73
3.3.	Energia necesară aprinderii amestecului.....	76
3.4.	Modelarea fizico – matematică a calculului termic pentru procedeul diesel – gaz	78
3.4.1.	Caracteristicile calorice ale fluidului motor.....	78
3.4.2.	Ecuțiile fundamentale de bilanț energetic și ecuația caracteristică a gazului perfect aplicată pentru evoluțiile ciclului.....	89
3.4.3.	Programul de calcul privind evaluarea termogazodinamicii m.a.c....	96
3.4.3.1.	Diagrama indicată - Metodă de determinare a diagramei indicate...	96
3.4.3.2.	Caracteristica Vibe – Evaluarea procedurii de ardere după o caracteristică de tip Vibe.....	100
4.	Instalații și metode de cercetare a motorului funcționând cu gaze petroliere după procedeul diesel – gaz.....	104
4.1.	Schema generală a instalației de cercetare.....	104
4.2.	Dispozitive de amestec.....	115
4.2.1.	Construcția dispozitivelor de amestec.....	117
4.2.1.1.	Principiul de funcționare.....	117
4.2.1.2	Calculul pierderilor în secțiunile caracteristice ale amestecătoarelor.....	122
4.3.	Puterea calorică a amestecului de gaze din cilindru și influența sa asupra puterii motorului.....	127
4.4.	Variația coeficientului de umplere și a raportului de comprimare și influența lor asupra puterii motorului.....	132
4.5.	Temperatura de autoaprindere și aprinderea amestecului de gaze petroliere și aer.....	137

4.5.1.	Viteza de ardere și influența ei asupra creșterii presiunii de ardere.	137
4.6.	Particularitățile determinării parametrilor la sfârșitul arderii.....	144
4.7.	Particularitățile pulverizării picăturilor mici de combustibil în motorul diesel – gaz.....	148
4.8.	Cifra metanică.....	153
5.	Considerații asupra perioadei de întârziere la autoaprindere.....	159
6.	Rezultate experimentale privind funcționarea comparativă a m.a.c. cu motorină și prin procedeul diesel-gaz.....	165
7.	Evaluarea prin calcul a ciclului real de funcționare al m.a.c. utilizând motorină, respectiv procedeul diesel-gaz și a conținutului oxizilor de azot în fluidul de lucru.....	172
8.	Interpretarea critică a datelor de calcul în juxtapunere cu datele experimentale la funcționarea m.a.c. cu motorină și după procedeul diesel-gaz.....	176
9.	Concluzii generale și contribuții personale.....	180
9.1.	Concluzii generale.....	180
9.2.	Contribuții personale.....	184
	Bibliografie.....	189

I. NOTAȚII, INDICI, STANDARDE

În cele ce urmează se prezintă principalele notații și indici folosiți pe parcursul tezei de doctorat. Notațiile și indicii care nu se regăsesc în acest capitol sunt explicitate în teza de doctorat.

c	- consum specific
C	- consum orar de combustibil
D	- diametrul cilindrului (alezajului)
G_a	- debit de aer
i	- numărul de cilindri ai motorului
i	- entalpia specifică
L	- lucrul mecanic
M	- moment motor
n	- turația arborelui cotit (viteza de rotație)
p	- presiunea
P	- puterea
Q	- caldura
S	- cursa pistonului
t	- temperatura °C
v	- volum specific
V	- volum
V_s	- cilindreea
λ	- coeficientul excesului de aer
ε	- raport de comprimare

II. PREFAȚA

Ideea utilizării gazelor petroliere la funcționarea motoarelor cu aprindere prin comprimare, în special a motoarelor lente, în doi timpi cu cap de cruce, supraalimentate mi-a venit cu aproape 15 ani în urmă . În acea perioadă lucram la realizarea unei instalații pentru spălarea turbosuflantelor în timpul funcționării motoarelor lente supraalimentate. Ideea a avut la bază înlocuirea instalațiilor de gaz inert folosite la transportul produselor petroliere cu o instalație specială pentru captarea fracțiilor ușoare și utilizarea acestora ca și combustibil la motorul cu aprindere prin comprimare funcționând după procedeul diesel-gaz.

Avantajele economice au dat speranțe că cercetările vor putea fi realizate și duse la bun sfârșit. Cheltuielile materiale pentru realizarea unui stand de încercări adecvat, performant se ridică la aproape un milion de dolari USD, suma aceasta reprezentând o barieră de netrecut nu numai pentru mine ci și pentru majoritatea institutelor de cercetări din țara noastră.

Pe plan mondial, cercetări în acest domeniu au fost făcute de firme de prestigiu cum sunt Sulzer și Mitsubischi care au lucrat împreună la echiparea metanierelor cu motoare diesel – gaz funcționând cu gaz metan și care s-au

desăvârșit după mulți ani de cercetări , iar problemele de care s-au lovit în realizarea acestor motoare nu sunt pe deplin rezolvate nici acum.

Așadar, după un început plin de entuziasm pe care mi l-a dat și vârsta la aceea perioadă, am ajuns la concluzia că ceea ce-mi propusesem nu voi putea realiza.

Cu nouă ani în urmă, în timp ce-mi desfășuram activitatea de serviciu la U.C.M.Reșița , precum și în colaborare cu I.N.M.T. București și Filiala Timișoara, regretatul Prof. Dr. Ing. Berindean Vasile a considerat că împreună vom putea realiza un studiu și cercetarea în acest domeniu, la un nivel satisfăcător în urma căruia dacă nu se vor obține rezultate spectaculoase, se va deschide cel puțin calea pentru realizarea ulterioară, cu performanțe mai mari, prin folosirea observațiilor ce vor limpezi anumite probleme în domeniu.

Având în vedere cele scrise mai sus doresc să aduc un omagiu Prof. Dr. Ing. Berindean Vasile care prin ținuta morală și științifică a reprezentat pentru mine un om de știință de o valoare inestimabilă. Ajutorul pe care mi l-a dat ca îndrumător al tezei de doctorat, l-am considerat a fi al unuia dintre cei mai mari specialiști în domeniul motoarelor cu ardere internă, cunoscut atât la noi cât și peste hotare.

Păstrez în mintea și în inima mea imaginea regretatului Prof. Dr. Ing. Berindean Vasile cu recunoștință și considerație deosebită.

Țin, de asemenea, să mulțumesc foarte mult Directorului Departamentului de Mașini Termice și Transporturi, Prof. Dr. Ing. Negrea Virgiliu Dan , cel care de fapt i-a urmat regretatului Prof. Dr. Ing. Berindean Vasile, ca specialist și om de știință în domeniul motoarelor cu ardere internă și fără de care această teză de doctorat nu ar fi putut fi finalizată, acesta preluând calitatea de îndrumător de teză de doctorat.

Mulțumesc , de asemenea , colectivului de la Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule rutiere, care mi-a fost alături pe toată perioada stagiului de doctorat și în mod special, d-lui ș.I. Ing. Pădure Gelu, care mi-a fost de un real folos și la o parte din cercetările experimentale, l-a care m-a asistat.

Nu uit să aduc mulțumiri prietenului meu Kolya Emil, cu care am lucrat împreună la realizarea instalațiilor pentru încercări .

În speranța că cineva va avea dorința și posibilitatea să folosească modestele mele contribuții aduse prin această teză de doctorat, precum și dispozitivele folosite în cercetare, pe care le las Laboratorului de motoare cu ardere internă, (unul dintre dispozitive putând fi folosit fără modificări deosebite pe motoarele cu aprindere prin comprimare, celălalt necesitând un sistem de adaptare nu prea greu de realizat pentru același tip de motoare), îmi exprim încă o dată gratitudinea celor care m-au ajutat la realizarea acestei teze de doctorat.

1. INTRODUCERE

1.1. Considerații generale

Pe plan mondial rezervele de petrol sunt estimate la 1000 mild.de barili localizate în mare măsură pe platformele continentale marine.

Data fiind cererea de petrol brut care nu a suferit modificări spectaculoase în ultimii 20 de ani, rezervele actuale de petrol nu pot acoperi necesarul pe plan mondial decât pe o perioadă de o jumătate de secol, dacă nu se vor descoperi și pune în valoare alte zăcăminte .

În această perioadă petrolul și gazele naturale reprezintă totuși principala sursă energetică , combustibilul pe bază de gaze naturale și petrol reprezentând peste o treime din totalul de energie consumată.

În România, producția anuală de petrol s-a situat în ultimul timp în jurul valorii de 6.700.000 tone, iar cea de gaze naturale, în jurul valorii de 23.135 mil. m³. Dacă nu ar fi speranțe de exploatare a zăcămintelor de pe platforma continentală a Mării Negre, situația ar deveni critică în următorii ani.

O mare parte din consumul energetic este alocată activității de transport care va crește atât în ceea ce privește transportul de mărfuri , cât și cel de persoane.

Cu toate că în ultimul timp propulsia electrică a câștigat teren, raportat la perioada anilor trecuți, motorul cu ardere internă rămâne principala sursă de propulsie în transporturi cu condiția să corespundă cerințelor tot mai pretențioase în ceea ce privește poluarea mediului și economicitatea lor.

În România valorile concentrațiilor maxime admisibile sunt cuprinse în STAS 12574-87 " Aer din zonele protejate – condiții de calitate " ; acest standard se referă la aerul atmosferic și stabilește concentrațiile maxime admise ale unor substanțe poluante în aerul zonelor protejate. În tabelul 1.1. sunt arătate concentrațiile maxime admisibile pentru câteva din substanțele existente în gazele de evacuare.

Tab.1.1

Substanța poluantă	Concentrația maximă admisibilă [mg/m ³]				Metode de analiză
	medie de scurtă durată	medie de lungă durată			
		30 min	zilnică	lunară	
Acid azotic	0,4	-	-	-)
Acroleina	0,03	0,01	-	-	STAS 11331-79
Aldehide (HCHO)	0,035	0,012	-	-	STAS 11332-79
Amoniac	0,3	0,1	-	-	STAS 10812-76
Benzen	0,75	0,8	-	-)
Dioxid de azot	0,1	0,1	-	0,04	STAS 10329-75
Dioxid de sulf	0,75	0,25	-	0,06	STAS 10194-75
Fenol	0,1	0,03	-	-	STAS 11027-77
Funingine	0,15	0,05	-	-)
Hidrogen sulfurat	0,015	0,008	-	-	STAS 10814-76
Metanol	1,0	0,5	-	--	STAS 11105-78
Oxid de carbon	6,0	2,0	-	-)
Oxidanti (O ₃)	0,1	0,03	-	-	STAS 11010-78
Plumb	-	0,0007	-	-	STAS 10810-76
Sulfați în suspensie inclusiv aerosoli de acid sulfuric (SO ₂₋₄)	0,03	0,012	-	-	STAS 11194-79
Sulfura de carbon	0,03	0,005	-	-	STAS 11104-78
Pulberi în suspensie	0,5	0,15	-	0,075	STAS 10813-76

) – Metodele de analiză vor fi avizate de Ministerul Sănătății

Din anul 1892, de când ing. Rudolf Diesel a brevetat motorul cu aprindere prin comprimare, acesta s-a perfecționat continuu în concordanță cu cerințele privind poluarea și consumul energetic. Ponderea m.a.c. în totalul m.a.i. se estimează a ajunge în următorii ani chiar până la 3/4 din totalul motoarelor cu ardere internă fabricate, dacă ne referim la puterile instalate.

În ceea ce privește transporturile rutiere,(cea mai frecventă aplicație a m.a.i.), se folosesc două tipuri de motoare cu ardere internă, motoare cu aprindere prin scânteie și motoare cu aprindere prin comprimare. M.a.s. sunt folosite cu

predilecție la motociclete, autoturisme și autoutilitare mici și mijlocii, iar m.a.c. la autoturisme, autoutilitare, autocamioane și autobuze.

În ultimii ani s-au dezvoltat m.a.c. de capacitate mică și s-a redus diferența de preț, observându-se treptat trecerea la folosirea lor mai ales la autoturisme și autoutilitare. În ultimul deceniu, vehiculele echipate cu motoare diesel au devenit din ce în ce mai răspândite, reducându-se astfel decalajul față de vehiculele echipate cu motoare pe benzină în ceea ce privește performanțele, zgomotul și prețul de cost.

Pentru o apreciere globală comparativă între concentrațiile de monoxid de carbon, oxizi de azot și hidrocarburi eșapate de către m.a.s. și m.a.c. în raport cu unul dintre cei mai importanți factori de influență, coeficientul excesului de aer λ , în fig. 1.1. este reprezentată această interdependență, constatându-se că cel puțin în raport cu noxele la care ne-am referit, m.a.c. este mai puțin poluant decât m.a.s.

Substanțele nocive reprezintă în cazul m.a.s. cca. 1% din totalul de gaze eșapate conform schemei din fig. 1.2.

În cazul m.a.c. substanțele nocive reprezintă cca 4% din totalul gazelor eșapate (fig 1.3.).

Măsurările efectuate au arătat că în ciuda fumului și al mirosului, gazele emise de m.a.c. sunt mai puțin toxice decât HC și CO emise de m.a.s.; testele efectuate au scos în evidență faptul că m.a.s. emite de 10 ori mai mult CO, de 12-14 ori mai mult HC, aproximativ de 2 ori mai mult NO_x . M.a.c. are emisii mult mai mari de particule de cca. trei ori și de SO_x de cca. patru ori față de nivelurile m.a.s. Referitor la emisiile legiferaute, tabelul 1.2. ilustrează comparativ valorile medii ale emisiilor produse de un motor încălzit în funcționare urbană.

M.a.c. înregistrează emisii mai reduse de CO, HC, NO_x decât m.a.s. standard (fără catalizator trivalent). Comparația între m.a.c. și m.a.s. cu catalizator arată că emisiile gazoase legiferaute sunt apropiate.

Referitor la emisiile nelegiferaute, s-a constatat că în general m.a.c. emit mai puține hidrocarburi ușoare decât m.a.s. cu catalizator, cu câteva excepții:

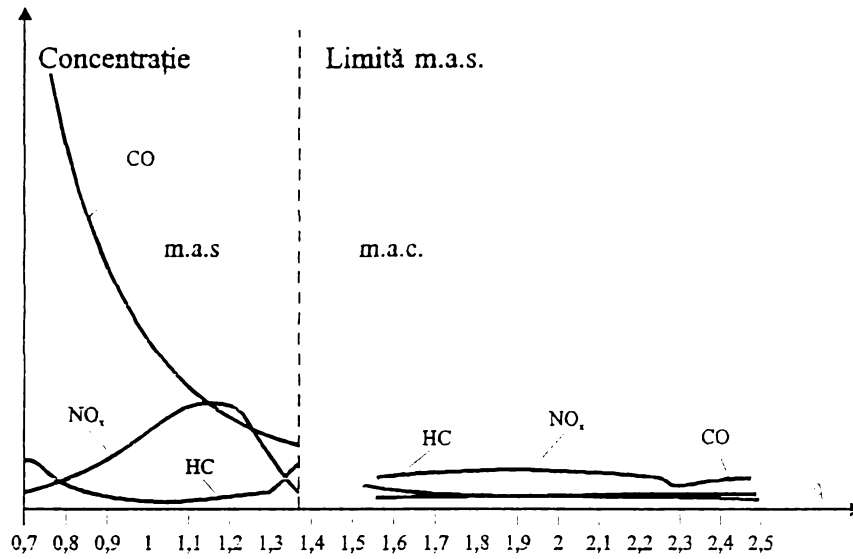


Fig.1.1.- Alura curbelor de concentrație ale principalelor emisii m.a.s./m.a.c.

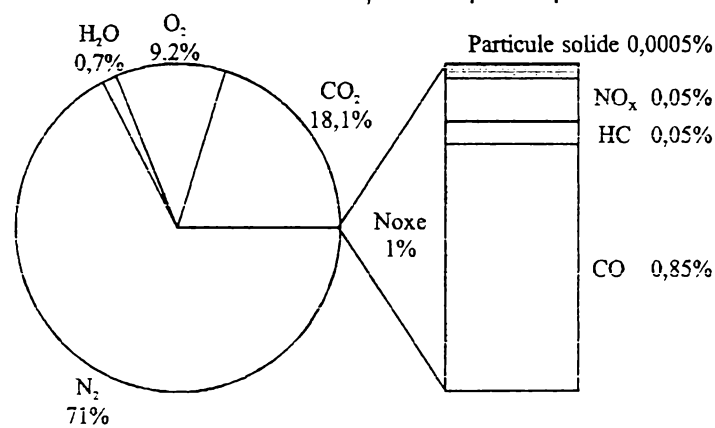


Fig.1.2. – Compoziția gazelor de ardere la m.a.s.

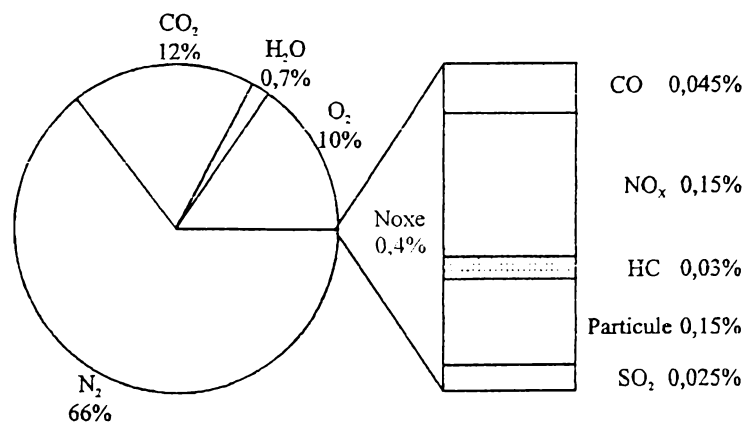


Fig.1.3. – Compoziția gazelor de ardere la m.a.c.

Tab.1.2.

Tipul de vehicul	Emisii medii în trafic [g/km]			
	CO	HC	NO _x	PT
M.a.s. standard fără catalizatori	27,0	2,8	1,7	-
M.a.s. cu catalizatori	2,0	0,2	0,4	-
Diesel	0,9	0,3	0,8	0,4

etilena, propilena, și 1-butena care sunt cunoscute ca având rol important în formarea ozonului.

Compușii aromatici, pe lângă efectul fotochimic, important, au o semnificație aparte datorată efectului cancerigen potențial. De exemplu, emisia de benzen este trei ori mai mare la m.a.s. cu catalizator, decât la m.a.c.

S-a constatat că emisiile motoarelor sunt mai mari în cazul funcționării la rece. Tabelul 1.3. prezintă creșterea de emisii datorată pornirii la rece. Creșterea pentru m.a.c. și m.a.s. standard este similară, dar pentru m.a.s. cu catalizator, se observă o creștere cu un ordin de mărime la CO și HC datorită faptului că în catalizator nu s-au atins temperaturile de regim.

Tab.1.3.

Tipul de vehicul	Raportul rece/cald			
	CO	HC	NO _x	PT
M.a.s. standard, fără catalizator	1,6	2	1	-
M.a.s. cu catalizator	9,6	11	1,3	-

Trecerea de la motoare m.a.s. standard la motoare m.a.c. ar conduce la reducerea tuturor poluanților cu excepția particulelor. Din acest motiv alegerea se va face în special între m.a.c. și m.a.s. cu catalizator. De aceea trebuie comparate emisiile specifice acestor două categorii, emisii cuprinse în tabelul 1.4.

Trăsătura pozitivă a motoarelor diesel este randamentul termodinamic mai ridicat decât al m.a.s. și deci emisiile mai mici de CO₂. Ele emit, de asemenea, mai puține gaze care produc efect de seră, metan și NO₂, contribuind într-o măsură mai mică la efectul global de încălzire.

Principalele avantaje ale m.a.c. comparativ cu m.a.s. cu catalizator sunt următoarele: produc mai puțin CO și HC, emisiile evaporative sunt reduse, randamentul termodinamic este mai mare, emisiile de CO₂, NO₂ și CH₄ sunt mai mici.

Reducerea poluării mediului prin controlul emisiilor de poluanți și prin metodele de reducere a emisiilor de poluanți conduce la rezultatul că există un potențial satisfăcător pentru realizarea reducerii emisiilor poluante prin modificări asupra combustibilului, uleiului de ungere și construcției motorului, precum și prin

Tab.1.4.

Poluantul	M.a.s. standard	M.a.s. cu catalizator trivalent	M.a.c. standard	M.a.c. cu catalizator de oxidare
NO _x	****	*	**	**
HC	****	**	***	*
CO	****	***	**	*
PT	**	*	****	***
Aldehide	****	**	***	*
Benzen	****	***	**	*
1,3 Butadienă	****	**	***	*
PAH	***	*	****	**
SO ₂	*	*	***	****
CO ₂	***	****	*	**

utilizarea unor instalații speciale. De observat este faptul că nu toate metodele se pretează la toate tipurile de motoare. În cazul motoarelor diesel gaz, dacă prin calitatea gazelor folosite, acestea sunt mai puțin poluante decât combustibilii clasici utilizați în m.a.i., motoarele cu gaz utilizat la joasă presiune nu se pretează la toate metodele de reducere a poluării ca și motoarele diesel – gaz ce funcționează cu injecție de gaz la presiuni ridicate.

Și totuși, în cazul motoarelor diesel – gaz se reduce în comparație cu motoarele m.a.s., CO cu 80% , C_mH_n cu 1,5% , NO_x cu 30 - 50%.

Problemele ce apar în acest caz sunt reglarea dificilă , rezervoarele de volum și masă mare, riscul de explozie.

Mai mult de 95% reducere de oxizi de azot se poate obține utilizând sistemul SCR, care pe lângă aceasta îndepărtează funinginea și hidrocarburile la evacuare, prin oxidarea în reactorul SCR.

Referitor la recircularea gazelor de evacuare (EGR) este metoda care prin reducerea concentrației de O₂ în zona de ardere , parțial datorită conținutului de apă și CO₂ din gazele de evacuare, aceste constituente au călduri specifice ridicate, astfel că vârful de temperatură de ardere este redus, care la rândul lui diminuează formarea de oxizi de azot .

Rezultatele experimentale arată că utilizarea sistemului de insuflare a gazului la presiune înaltă folosit de motorul diesel – gaz RTA comparativ cu rezultatele experimentale și cele obținute în practica funcționării motoarelor diesel standard, duc la rezultate și performanțe asemănătoare în condițiile reducerii poluării mediului , constituind așadar, o alternativă benefică acolo unde gazele petroliere există și se pot folosi pentru ardere în motoarele diesel – gaz.

1.2. Importanța tezei pe plan național și internațional

În ceea ce privește importanța tezei pe plan național și internațional autorul consideră că aceasta pune cap la cap o seamă de cercetări efectuate pe plan mondial în ceea ce privește realizarea unui m.a.c. de tipul diesel – gaz în care sunt relevate atât părțile bune cât și cele mai puțin satisfăcătoare , iar în ceea ce privește concluziile ce se desprind din analiza lucrărilor consultate, precum și a cercetărilor efectuate de autor, acestea constituie o bază de date utilă oricărei încercări de a duce mai departe cercetarea în acest domeniu.

Trebuie subliniat faptul că pe plan național, deși s-au făcut încercări de acest gen, ele nu au fost realizate riguros într-un laborator adecvat, iar rezultatele obținute nu au fost specificate în nici o documentație autohtonă. Aceasta deoarece așa cum se amintește și în prefața lucrării , realizarea unui stand performant este prea costisitoare.

Pe plan național lucrarea este importantă și prin faptul că autorul pune la dispoziția altor cercetători atât baza de date necesară cât și partea materială pentru experimente și cercetări, reprezentată prin instalațiile realizate de către autor, care are convingerea că acestea vor putea fi îmbunătățite și vor duce la performanțe superioare.

Pe plan internațional, lucrarea demonstrează preocuparea cercetătorilor români de a îmbogăți patrimoniul internațional științific în domeniul m.a.i. chiar dacă posibilitățile materiale nu s-au ridicat nici pe departe la nivelul la care firme de prestigiu în domeniu au avut acces.

1.3. Conținutul și forma de prezentare a tezei

Lucrarea este structurată astfel încât să răspundă următoarelor probleme :

- A. Care este motivația realizării ei ?
- B. Care sunt premisele teoretice pentru desfășurarea cercetărilor , a calculului și a prelucrării datelor experimentale?
- C. Cercetarea experimentală propriuzisă.
- D. Concluziile și contribuțiile personale
- E. Bibliografia selectivă.

Lucrarea folosește ca metodă de apreciere și evaluare a răspunsurilor la întrebările pe care și-a propus să le satisfacă, formule matematice, tabele, diagrame și programe de calcul al căror scop este acela de a aprecia cât mai exact răspunsurile la cerințele pe care și le-a propus.

În ceea ce privește punctul A, lucrarea definește rolul și motivația cercetărilor în cadrul m.a.i. și în special a motoarelor diesel – gaz , se ocupă de stadiul actual în domeniul proceselor de ardere în m.a.c., alimentate cu gaze petroliere, trece în revistă soluțiile actuale în domeniul formării amestecului în m.a.c. alimentate cu gaze petroliere. Teza analizează gazele petroliere prin prisma calității

acestora în ceea ce privește combustibilitatea lor în funcție de zăcămintul din care fac parte, studiază modalitățile de construcție a instalațiilor de alimentare a motorului cu aceste gaze petroliere și se ocupă în mod succint de problema poluării mediului în condițiile de funcționare a motoarelor cu aceste gaze, precum și de modalitățile de reducere a noxelor poluante.

Referitor la punctul B lucrarea pune la dispoziție un studiu teoretic al ciclului de funcționare a motorului după procedeul diesel - gaz prin capitolele legate de formarea amestecului și relațiile de calcul pentru procedeul de formare ales. În continuare, se ocupă de teoria explicativă a aprinderii și arderii pentru procedeul diesel – gaz și de energia necesară aprinderii amestecului. Modelarea fizico – matematică a calculului termic pentru procedeul diesel – gaz cuprinde caracteristicile calorice ale fluidului motor, ecuațiile fundamentale de bilanț energetic și ecuația caracteristică a gazului perfect aplicată pentru evoluțiile ciclului, programul de calcul pentru diagrama indicată și caracteristica Vibe.

La punctul C se prezintă condițiile în care s-a realizat cercetarea experimentală precum și dispozitivele construite de autor pentru desfășurarea cercetărilor . Cu ajutorul rezultatelor obținute în timpul cercetărilor , s-au putut reliefa puterea calorică a amestecului de gaze din cilindru și influența sa asupra puterii motorului, variația coeficientului de umplere și a raportului de comprimare și influența lor asupra puterii motorului; temperatura de autoaprindere și aprinderea amestecului de gaz cu aer; viteza de ardere și influența ei asupra creșterii presiunii de ardere; particularitățile pulverizării picăturilor de combustibil. De asemenea, s-au făcut considerații asupra perioadei de întârziere la autoaprindere; s-au dat informații importante asupra cifrei metanice a gazelor petroliere precum și rolul acesteia în funcționarea motorului diesel – gaz.

S-au interpretat, de asemenea, critic unele din rezultatele teoretice cu date experimentale obținute de autor.

În final la punctul D s-au expus concluziile finale asupra lucrării și s-au evidențiat contribuțiile personale ale autorului.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL PROCESELOR DE ARDERE ÎN MOTOARE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE, ALIMENTATE CU GAZE PETROLIERE

2.1. Soluții actuale în domeniul formării amestecului în motoarele cu aprindere prin comprimare alimentate cu gaze petroliere

Dintre motoarele actuale care funcționează după procedeul diesel – gaz, motoarele lente în doi timpi cu cap de cruce ocupă un loc important prin răspândirea pe care o au în flotele maritime ca motoare de propulsie la navele de tip LNG/LPG “ Liguified Natural Gas”, ca de exemplu, tancul “Venator” de 29 000 m³, echipat cu motor diesel – gaz de propulsie de tip 7RNMD90.

Începând cu anii șaizeci, firma Sulzer a început realizarea unui motor diesel –gaz de tip RNMD90 care funcționa pe așa numitul principiu de insuflare a gazului la joasă presiune. Conform acestui principiu, gazul de ardere era introdus în cilindru în timpul baleiajului împreună cu aerul comprimat necesar arderii și odată cu injecția unei cantități de motorină sau combustibil greu necesar aprinderii, așa numita detonație, problemă majoră a acestui tip de motor se poate împiedica luând următoarele măsuri :

- îmbunătățirea baleiajului
- optimizarea amestecului
- supraalimentarea
- răcirea aerului de baleiaj
- răcirea pereților camerei de ardere

În fig. 2.1.1. se pot observa comparativ performanțele motorului 7RNMD diesel – gaz cu cele ale motorului 7RND diesel după caracteristica elicei. Turația motorului la sarcină 100% este de 122 rot/min.

În anul 1973 s-a realizat motorul diesel –gaz de tip RNM90 care a prezentat un pas înainte în ceea ce privește evoluția motoarelor diesel – gaz. În tab. 2.1.1. se pot observa comparativ datele tehnice ale motoarelor diesel – gaz de tip RNM90 și RMD76, ultimul fiind realizat în 1969.

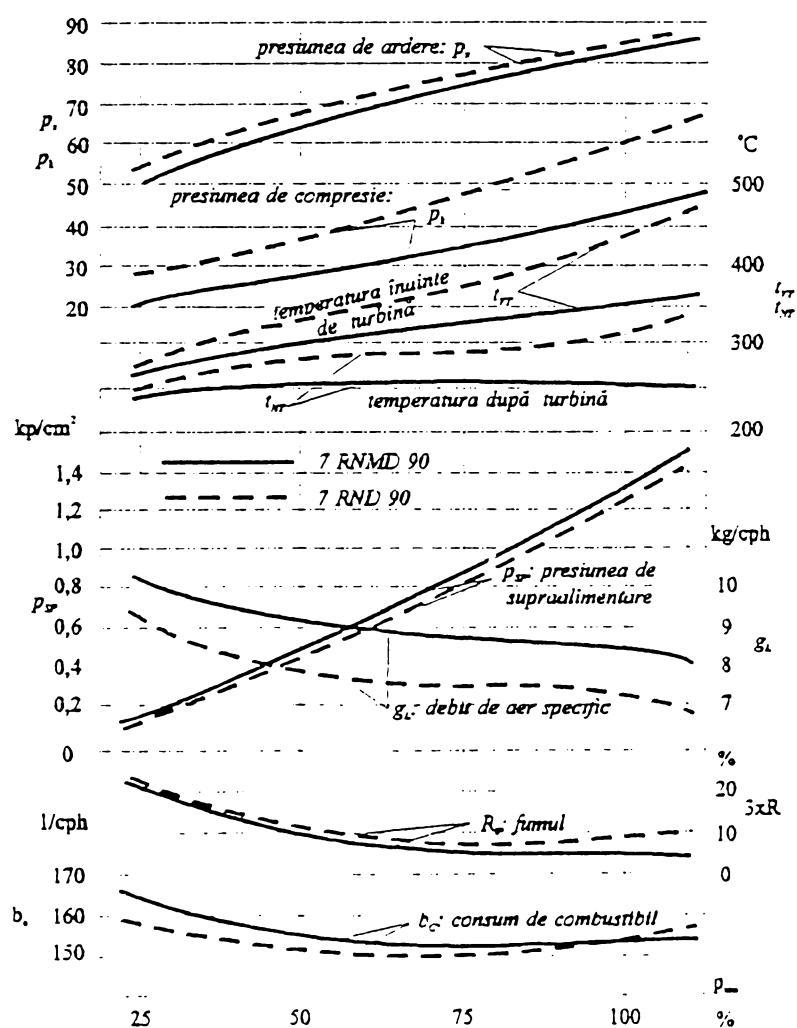


Fig.2.1.1.

În fig. 2.1.2. se pot observa comparativ rezultatele experimentale ale motoarelor diesel – gaz 7RNMD90 și 6RMD76.

În fig. 2.1.3. este prezentată dependența puterii și consumului funcție de participarea de combustibil pentru aprinderea motorului diesel – gaz RNMD90, la turația constantă de 122 rot/min.

Tab.2.1.

Alezaj	Mm	RMD 76 760	RNMD 90 900
Cursă	Mm	1550	1550
Turația maximă	rot/min	119	122
Putere maximă pe cilindru	CP	1500	2900
Putere maximă pe unitate (12 cil)	CP	18000	35000
Presiune medie maximă cu 5% comb.aprins	kp/cm ²	8,06	8,25
Presiune medie maximă cu 30% comb.aprins	kp/cm ²	8.06	10.85
Presiune medie maximă cu 100% comb. aprins	kp/cm ²	8,06	10,85
Necesitatea calorică pt. sarcină 100%	kcal/CPh	1630	1500
Consumul specific de comb.pt.100% comb.de apr.	g/CPh	173	154
Presiune de supraalim. a gazului	kp/cm ²	4	5

Raportul dintre puterea de antrenare , gradul de evaporare și viteza vaporului pentru tancul LNG-125 000 m³ pentru diferite participări de combustibil la motorul diesel – gaz la o turație de 122 rot/min este prezentat în fig. 2.1.6.

În aprilie 1986 s-a realizat la uzina de motoare a companiei IHI din Japonia un prototip cu un motor Sulzer RTA84 diesel – gaz. Funcționarea acestui prototip la o putere cuprinsă între 15 și 40 MW poate fi comparabilă din punct de vedere al randamentului termic și al puterii cu funcționarea pe combustibil diesel sau combustibil greu.

În acest caz, gazul pentru ardere va fi insuflat în cilindru la o presiune de aprox. 250 bar, la sfârșitul comprimării. Prin aceasta se elimină fenomenul de detonație. Aprinderea se face și aici prin injecția unei mici cantități de motorină sau combustibil greu.

În fig. 2.1.5. se arată legătura dintre puterea la arbore și căldura consumată (alimentată) pentru motorul diesel – gaz RTA84.

Funcționarea diesel – gaz este posibilă la o sarcină cuprinsă între 25% și 100% cu o cantitate minimă de 5% combustibil pentru aprindere.

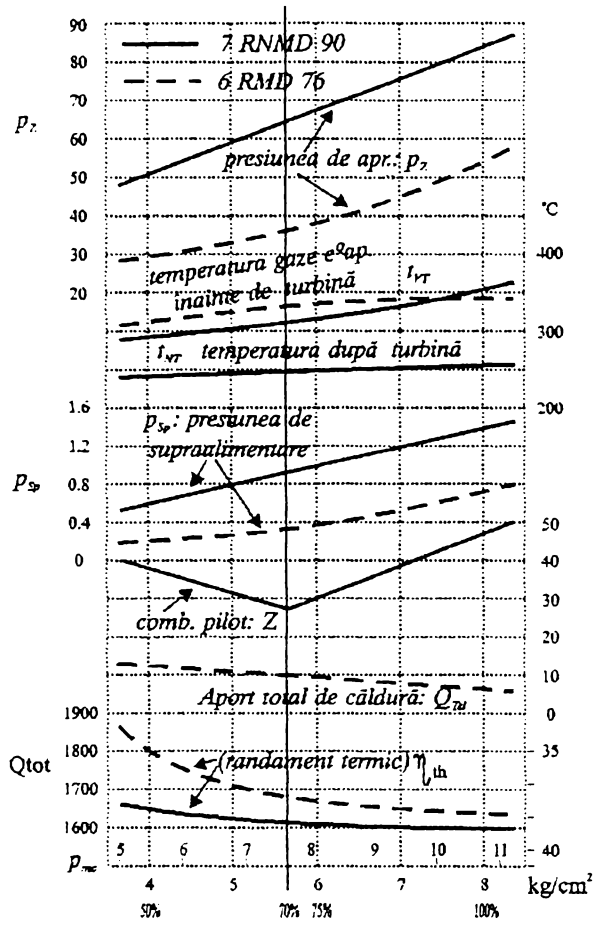


Fig.2.1.2.

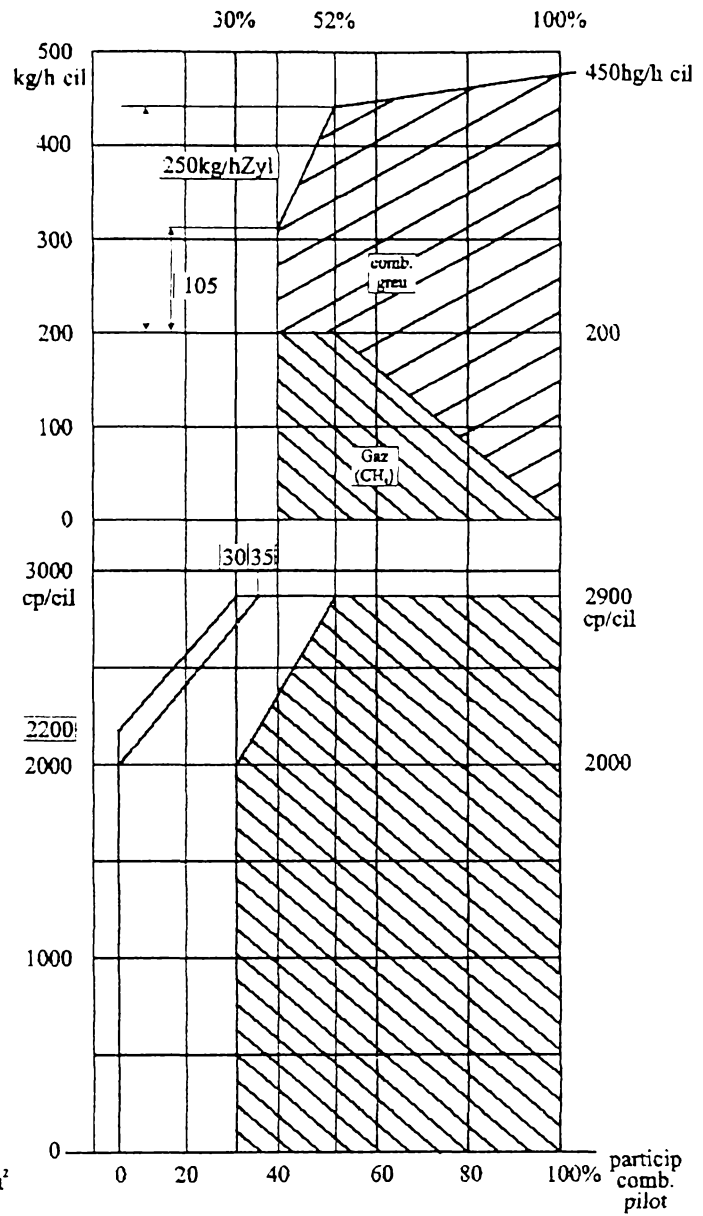


Fig.2.1.3.

În fig. 2.1.4. sunt prezentate datele tehnice ale motorului diesel – gaz RTA84 funcționând cu o cantitate minimă de combustibil pentru aprindere, comparativ cu motorul diesel.

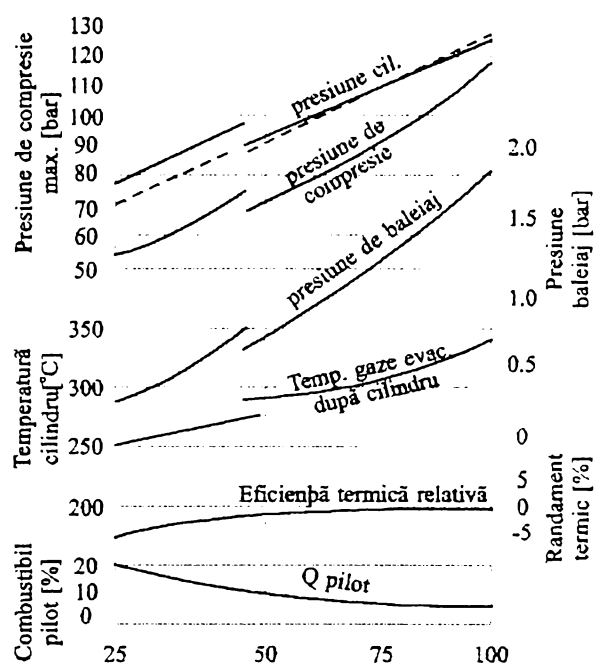


Fig.2.1.4.

Rezultatele experimentale ale motorului arată că utilizarea sistemului de insuflare a gazului la presiune înaltă folosit de motorul diesel – gaz de tip RTA, comparativ cu rezultatele experimentale și cele obținute în practica funcționării motoarelor diesel standard duc la rezultate și performanțe asemănătoare .

Acest tip de motor constituie așadar, o alternativă de încredere acolo unde gazul natural există și se poate folosi pentru arderea în motor.

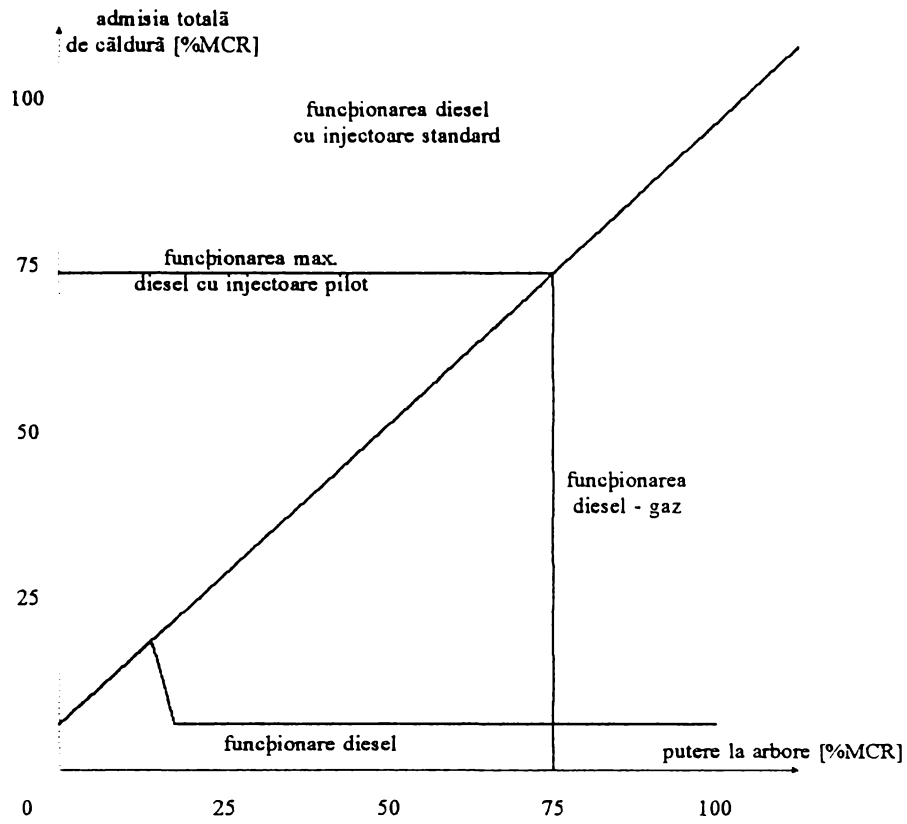


Fig.2.1.5.

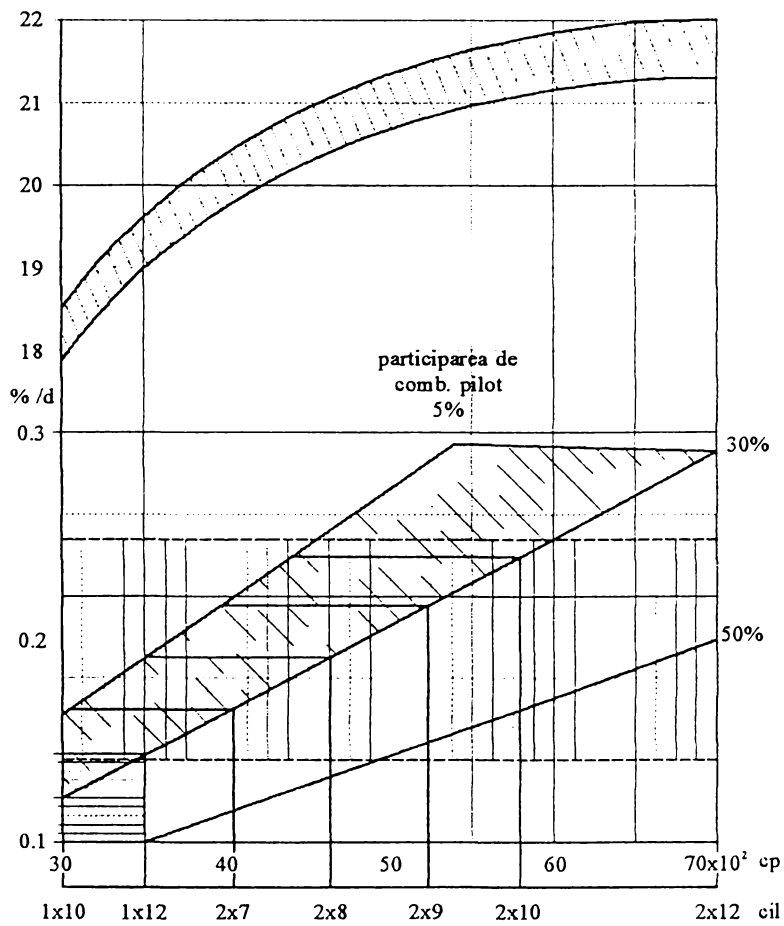


Fig.2.1.6.

2.1.1. Caracteristicile gazelor petroliere

Principalele caracteristici ale gazelor conținute în zăcămintele de gaze naturale libere din zăcămintele de gaze condensate și zăcămintele de țiței sunt:

a) Cifra Wobe – reprezintă raportul între puterea calorifică (superioară sau inferioară) și rădăcina pătrată a densității relative a gazului. Corespunzător celor două valori ale puterii calorifice, se definesc : cifra Wobe superioară și cifra Wobe inferioară - W_{sup} , respectiv W_{inf} .

b) Densitatea relativă - d_r – reprezintă raportul între densitatea unui gaz și densitatea aerului (considerată egală cu unitatea).

c) Indicii Weaver – sunt expresii care dau aproximativ tendințele relative ale unui gaz de a înlocui alt gaz în condițiile funcționării în siguranță a unei instalații de ardere sunt definiți de următoarele relații:

$$J_H = \frac{P_{cis}}{P_{cia}} \left(\frac{d_{ra}}{d_{rs}} \right)^{0,5} \quad (1)$$

$$J_A = \frac{A_{as}}{A_{ca}} \left(\frac{d_{ra}}{d_{rs}} \right)^{0,5} \quad (2)$$

$$J_L = J_A \frac{v_s}{v_a} \left(\frac{100 - 02s}{100 - 02a} \right) \quad (3)$$

$$J_F = \frac{v_s}{v_a} - 1,4J_A + 0,4 \quad (4)$$

$$J_Y = J_A + \frac{N_s - N_a}{110} - 1 \quad (5)$$

$$J_I = j_A - 0,366 \frac{R_s}{R_a} - 0,634 \quad (6)$$

și au următoarele semnificații:

J_H – efectul gazului înlocuit asupra sarcinii termice;

J_A – dată o măsură asupra condițiilor relative de alimentare cu aer;

J_L – indicele de rupere a flăcării ;

J_Y – tendința relativă a celor două gaze de a arde incomplet (adică de a produce oxid de carbon);

d) Limitele de inflamabilitate (aprindere) – L – se definesc ca fiind compoziția limită a unui gaz combustibil și aer dincolo de care amestecul nu se mai aprinde.

e) Limita inferioară de inflamabilitate (aprindere) - L_{inf} – reprezintă cea mai mică proporție de gaz, care atunci când este amestecată cu aerul, va arde fără a mai fi necesară căldură de la o sursă exterioară.

f) Limita superioară de inflamabilitate (ardere) – L_{sup} – reprezintă cea mai mare proporție de gaz, care atunci când este amestecată cu aerul va arde, deasupra acestei cantități combustia nemaipropagându-se.

g) Puterea calorică inferioară - P_{ci} – reprezintă cantitatea de căldură eliberată de o unitate (de masă, volum) de combustibil în care apa rezultată din ardere se află în stare de vapori.

h) Puterea calorică superioară - P_{cs} – reprezintă cantitatea de căldură eliberată de o unitate (de masă, volum) de combustibil în care apa rezultată din ardere se află în stare lichidă.

i) Temperatura de aprindere – T_a – reprezintă cea mai joasă temperatură la care un combustibil generează mai multă căldură prin ardere decât mediul ambiant, iar combustia se autopropagă.

j) Viteza de aprindere – v – reprezintă viteza cu care se deplasează frontul de flacără .

**2.1.1.1. Metodologia de determinare a combustibilității ,
limitelor de inflamabilitate și vitezei de aprindere
Determinarea combustibilității**

Un gaz cu următoarea compoziție în procentaje volumetrice are următoarea combustibilitate :

$$H_2=a\% ; CO=b\%; CH_4=c\%; CO_2=d\%; N_2=e\%; O_2=f\%.$$

Fazele soluției sunt:

1. Se recalculează amestecul pe bază de aer liber.

Procentajul de aer în amestec este $(f\% \times 100\%) / 20,9 = m\%$

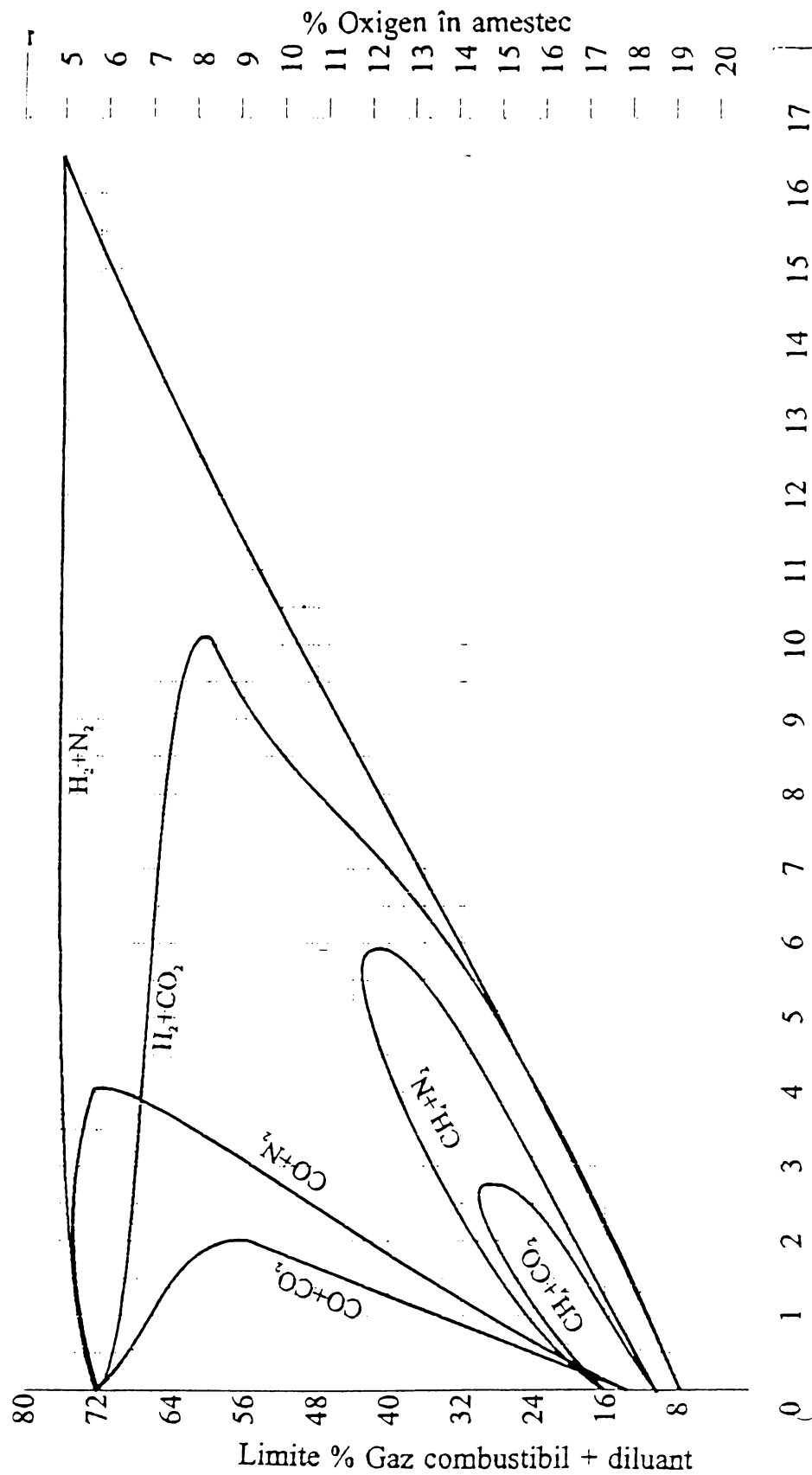
- i) procentajul celorlalte gaze în amestec este : $100\% - m\% = n\%$
- ii) procentajul de H_2 într-un amestec cu aer liber: $a' = (a\% \times 100\%) / n\% = a''$
- iii) procentajul de CO într-un amestec cu aer liber: $b' = (b\% \times 100\%) / n\% = b''$
- iv) procentajul de CH_4 într-un amestec de aer liber: $c' = (c\% \times 100\%) / n\% = c''$
- v) procentajul de CO_2 într-un amestec de aer liber; $d' = (d\% \times 100\%) / n\% = d''$
- vi) azotul lipsit de aer este obținut prin diferență: $100 - 30,4 = e'' \%$

2. Se determină din figurile 2.1.1.1.a,b,c, procentajele de gaze inerte în amestecul de aer liber și rezultatele se trec tabelar. Astfel:

- din fig.2.1.1.1.a. rezultă că este necesar un raport $N_2(\text{inert}) / H_2 = 16,55$ pentru neinflamabilitate.
- din fig.2.1.1.1.a. rezultă că raportul $CO_2(\text{inert}) / CO$ pentru neinflamabilitate este 2,2.
- din fig.2.1.1.1.a. rezultă că raportul $CO_2(\text{inert}) / CH_4$ pentru neinflamabilitate este 3,35.

Rezultatele se trec în tabelul 2.1.2.1. În tabel, rezultatele din coloana "1" și "2" se înmulțesc și se trec în coloanele "3" respectiv "4" (corespunzătoare gazelor inerte).

- se totalizează coloanele de gaze inerte și se compară aceste sume cu procentajul de gaze inerte din gaz. În cazul în care aceste sume sunt mai mari decât procentajul de gaze inerte, rezultă că gazul este combustibil, în caz contrar, nu este combustibil.



Limitele de inflamabilitate în volume de hidrogen, oxid de carbon și metan în aer, combinate cu diferite cantități de bioxid de carbon și azot

Fig.2.1.1.1.a

Limitele de inflamabilitate în volume de hidrogen, oxid de carbon și metan în aer, combinație cu diferite cantități de bioxid de carbon și azot

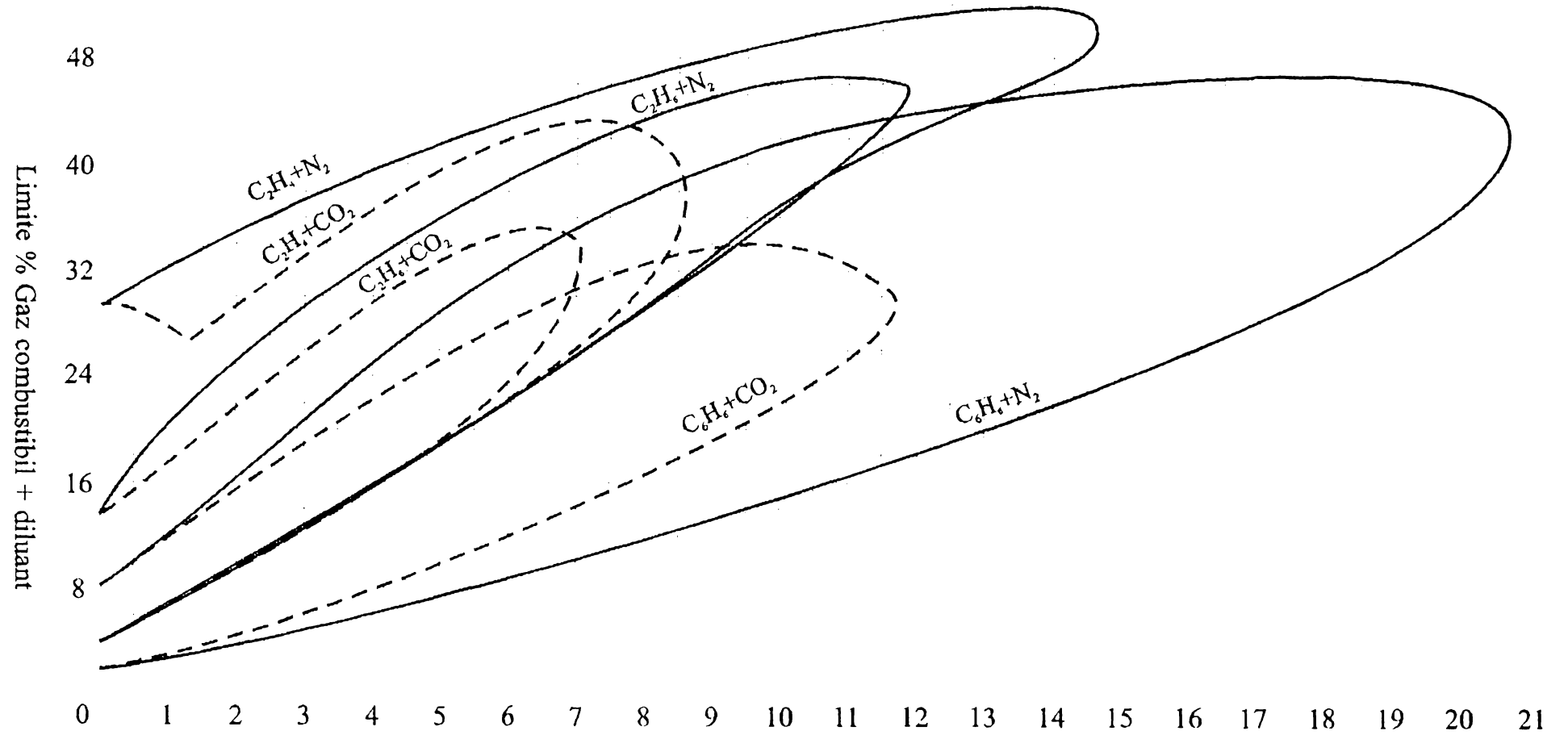
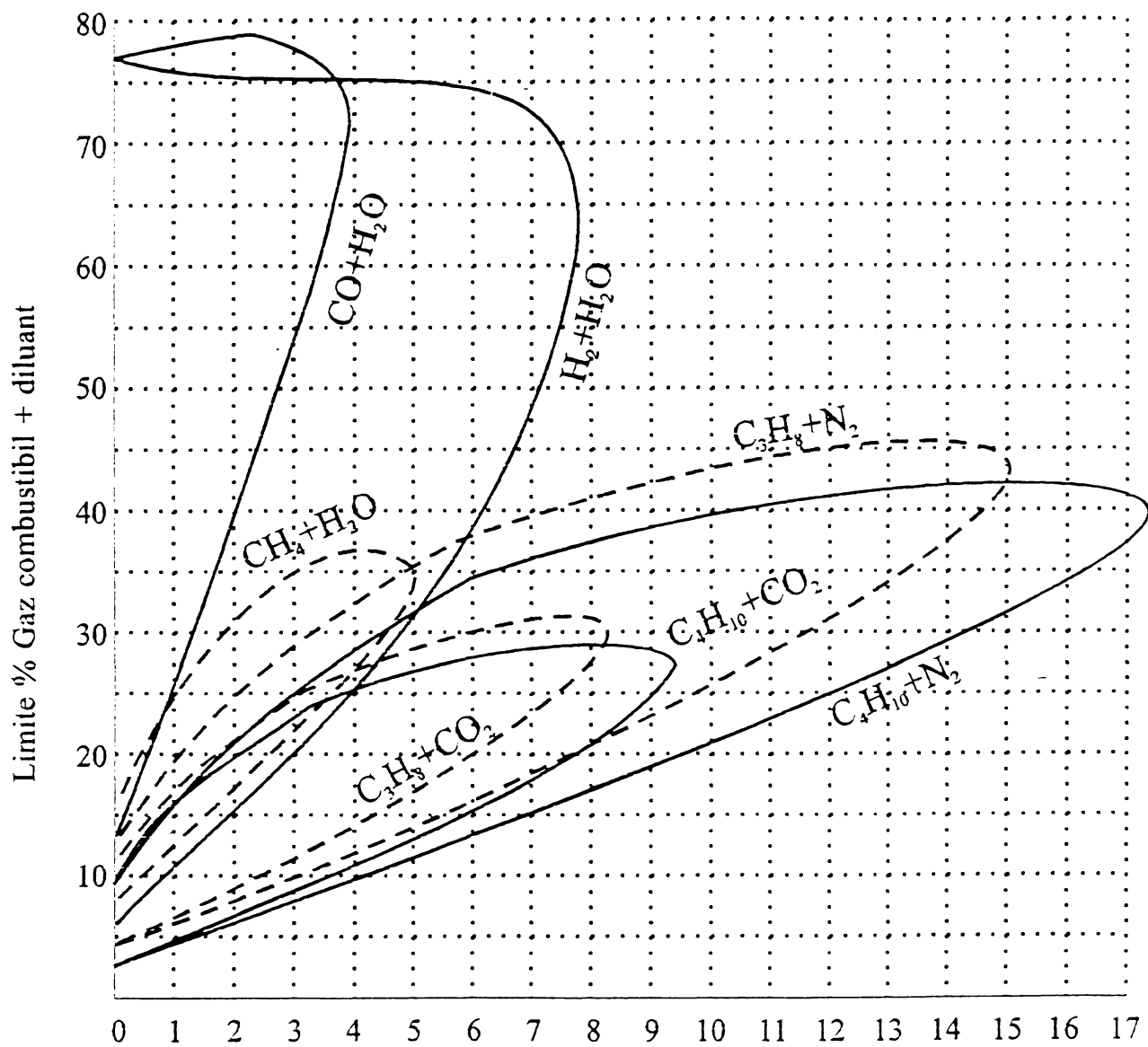


Fig.2.1.1.1.b.



Limitele de inflamabilitate în volume de hidrogen, oxid de carbon și metan în aer, combinate cu diferite cantități de bioxid de carbon și azot

Fig. 2.1.1.1.c.

Tab. 2.1.1.1.

Gaz combust.	Procente	Rap.inert/comb.cerut Pentru neinflamab.	Inert (în procente)	
			H ₂	CO ₂
0	1	2	3	4
H ₂	a''	16,55	a'' x 16,55	-
CO	b''	2,20	-	b'' x 2,20
CH ₄	c''	3,55	-	c'' x 3,55
Total	A	-	B	C

2.1.1.2. Determinarea vitezei de aprindere

Fiecare constituent al combustibilului are o viteză definită de de ardere în condiții de temperatură date. Curbele de viteză de ardere pentru diferite gaze sunt arătate în figura nr.2.1.1.2.

Pentru determinarea vitezei de aprindere se folosește relația:

$$v = \frac{\sum F_i x_i}{A_{O_2} + 1 + 5(I) - 18,8(O_2)} \quad (7)$$

unde: A_{O_2} - aerul necesar arderii stoichiometrice;

F_i – combustibilitatea relativă ;

x_i – procente volumetrice din gazul respectiv;

(I) - procente volumetrice inert (CO₂+N₂+...);

(O₂) – procente volumetrice oxigen.

Pentru calcularea lui A_{O_2} se folosește relația:

$$A_{O_2} = \sum x_i A_{O_i} \quad (8)$$

unde x_i – reprezintă fracțiunea componentei respective în gazul combustibil.

A_{O_i} - aerul teoretic necesar pentru gazul respectiv

2.1.1.3. Calculul limitelor de inflamabilitate (aprindere)

Termenii limită de inflamabilitate, limită de explozie, limite de flamabilitate și limită de inflamare înseamnă același lucru. O distribuție între

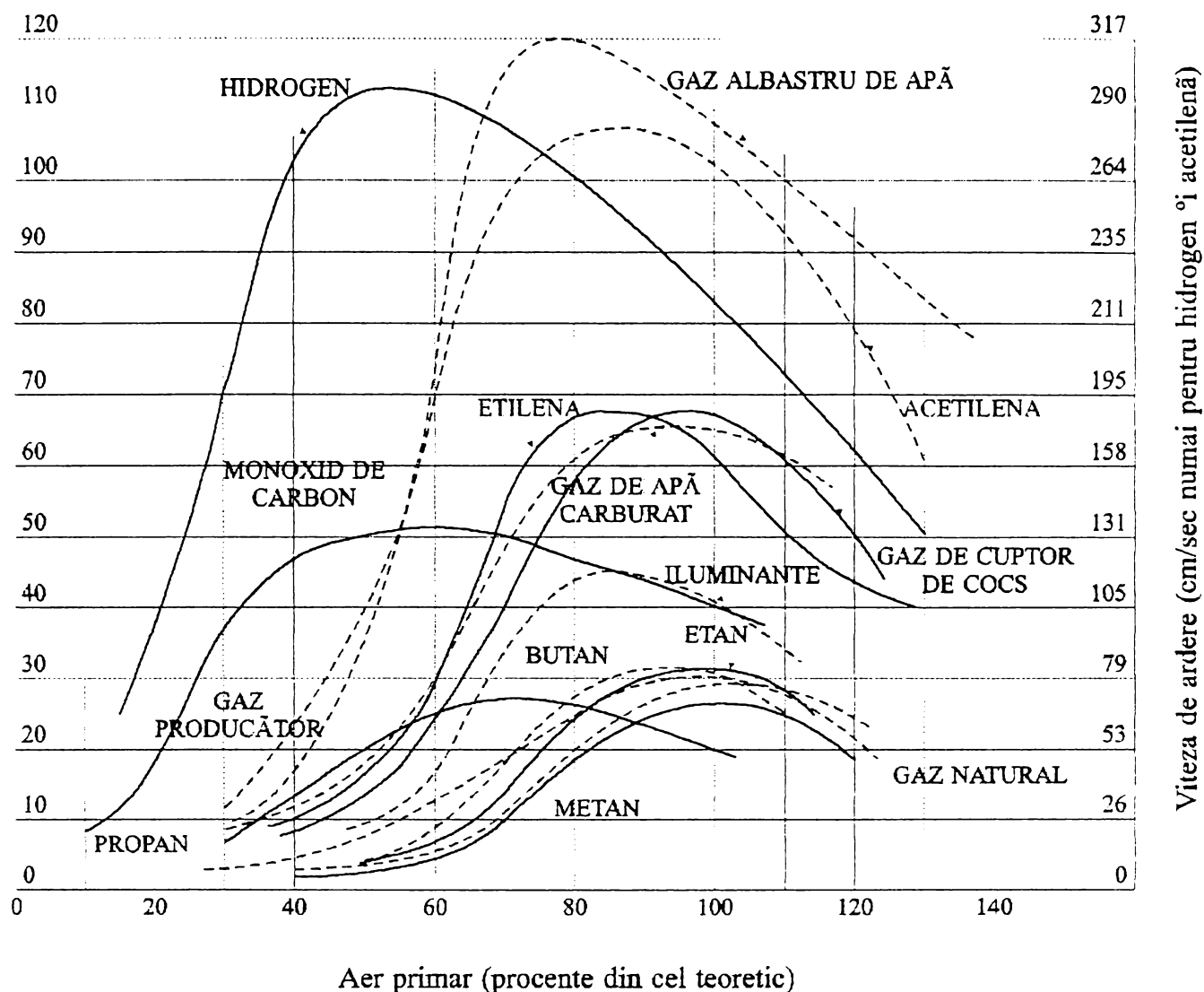


Fig. 2.1.1.2.

explozie și inflamabilitate bazată pe faptul că una dezvoltă o presiune iar cealaltă nu dezvoltă presiune, nu este valabilă. Violența și presiunea dezvoltată de un amestec inflamabil depinde de mediul ambiant și de direcția propagării flăcării.

Un amestec cu gaz inflamabil este un amestec de gaze prin care se pot propaga flăcările. Flacăra este inițiată în amestec prin intermediul unei surse exterioare.

Limitele de inflamabilitate pot fi definite ca fiind compoziția limită a unui amestec de gaz combustibil și aer, dincolo de care amestecul nu se va aprinde și nu va continua să ardă.

Limita inferioară reprezintă cea mai mică proporție de gaz care atunci când este amestecată cu aerul, va arde fără aplicarea continuă a căldurii de la o sursă exterioară.

Deasupra limitei superioare, cantitatea mare de gaz acționează ca un diluant și combustia nu poate fi cu autopropagare.

Limitele de flamabilitate pentru gaze cu diferite componente pot fi calculate folosind ecuația lui Le Chatelier și datele din fig. 2.1.1.1.a,b,c. Ecuația lui Le Chatelier are forma:

$$L = \frac{100}{\frac{a}{A} + \frac{b}{B} + \frac{c}{C} + \dots} \quad (9)$$

unde a,b,c,... sunt proporțiile din diferiții compuși ai amestecului de gaze exprimate în procentaje de volume (în cazul în care amestecul conține aer, se calculează pe bază de aer liber);

A,B,C,... sunt limitele de flamabilitate respective determinate din fig. 2.1.1.1.a,b,c

Fazele soluției sunt trecute în tabelul nr. 2.1.1.3.

Combustibil	Rap inert/comb	diviziunile x _i					Limite de flamabilitate	
		CH ₄	C ₂ H ₆	C3+	CO ₂	Total	inferioară	superioară
CH ₄	1	28,5	-	-	28,5	57	10,5	23
CH ₄	0	40,1	-	-	-	40,1	5	15
C ₂ H ₆	1	-	1,63	-	1,63	3,36	6	18,5
C ₂ H ₆	0	-	-	-	26,87	26,87	3	12,5
C3+	1	-	-	1,16	1,16	1,16	5	15
C3+	0	-	-	-	27,34	27,34	2,5	8

A. Se împarte amestecul de gaze în diviziuni mai simple, din care fiecare conține numai un gaz combustibil și nici unul, parțial sau toate gazele inerte. Aceste diviziuni trebuie să fie făcute în rapoarte de flamabilitate conform fig. 2.1.1.1.a,b,c

B. Limitele de flamabilitate superioară și inferioară pentru amestecurile inert – combustibil, precum și limitele pentru diviziunile de gaz pur, se citesc din fig. 2.1.1.1.a,b,c și se trec în tabel.

C. Se înlocuiesc valorile din tabel în ecuația lui Le Chatelier cu scopul de a calcula limitele de flamabilitate superioară și inferioară ale amestecului.

2.1.1.3.1. Determinarea cifrei Wobbe

Principiul de funcționare al aparatului

Cifra Wobbe a unui combustibil gazos este definită ca raportul dintre puterea calorică inferioară sau superioară și rădăcina pătrată a densității relative a gazului (densitatea aerului este considerată egală cu unitatea).

Metoda de analiză se bazează pe determinarea productivității termice a unei cantități măsurate de gaz combustibil.

Schema aparatului folosit este dată în figura 2.1.1.3.1.

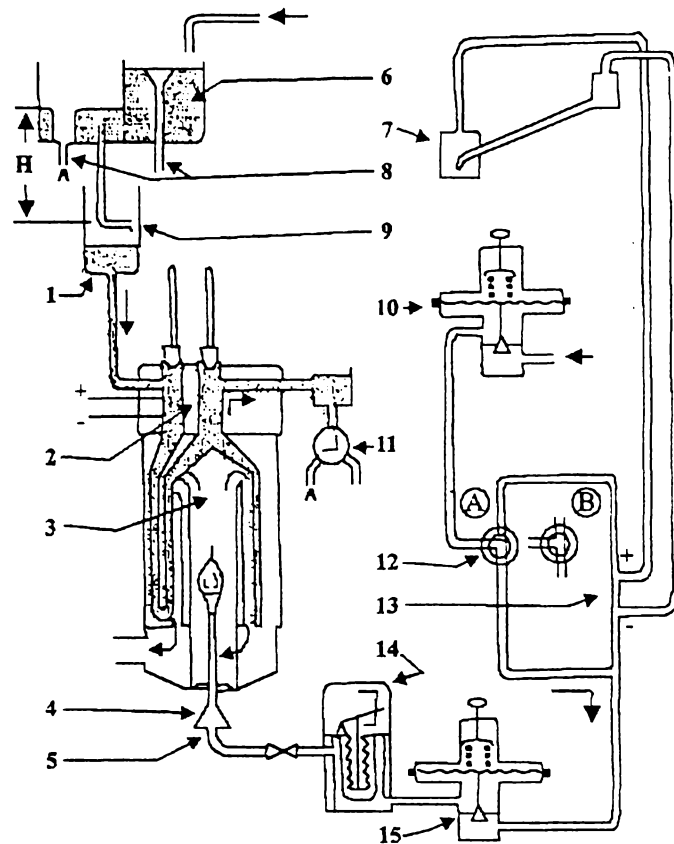
Aparatul stabilește într-un mod simplificat puterea calorică a unui arzător unitar la un raglaj care rămâne constant și la o dozare constantă a gazului. Se menține constant, ca la orice arzător, produsul $V_G (d_r)^{0.5}$ unde V_G este volumul de gaz care curge orar prin diuza arzătorului, iar d_r reprezintă densitatea relativă a gazului în starea zilnică.

Prin dispunerea arzătorului într-un coș de ceramică dechis jos și sus, se realizează la ardere un curent ascendent puternic, care permite absorbția unei cantități considerabile de aer care este mai mare de 10 ori decât cantitatea de aer necesară pentru ardere completă. Cantitatea în exces se amestecă omogen cu gazele de evacuare și se încălzește aproximativ proporțional cu puterea calorică a arzătorului.

Disponându-se punctele reci ale sudurii unei baterii de termoelemente înaintea arzătorului iar cele calde în zona de amestec și încălzire , se poate obține dependența logică dintre această încălzire și puterea calorică a arzătorului.

Dacă presiunea arzătorului este menținută constantă, atunci puterea calorică Q este proporțională cu raportul dintre puterea calorică inferioară și rădăcina pătrată din densitatea relativă, deci proporțională cu indicele Wobbe inferior.

Aparatul este peste tot aplicabil, preferențial acolo unde variațiile calității gazului se manifestă asupra puterii calorifice și a necesarului de căldură, valori care trebuie determinate și, în caz de necesitate compensate.



Schema de principiu pentru
determinarea cifrei Wobbe:

1. Vas de nivel
2. Circuitul de apă
3. Tub de flacără
4. Arzător
5. Injector
6. Rezervor
7. Vas de nivel
8. ʳtuş de golire
9. ʳtuş nivel constant
10. Regulator de presiune
11. Robinet cu două căi
12. Robinet cu trei căi (poz. A ʳi B)
13. Orificiu calibrat
14. Reductor
15. Regulator de presiune

Fig. 2.1.1.3.1. – Schema de principiu a aparatului pentru
determinarea cifrei Wobbe

Determinarea valorilor absolute ale indicelui Wobbe inferior se poate efectua în lipsa unui dispozitiv de autocontrol numai în limitele unui interval de nesiguranță de $\pm 5\%$. Dimpotrivă, atunci când aparatul este reglat cu ajutorul dispozitivului de autocontrol și cu gaz de control, reproductibilitatea este excepțională, astfel încât, se poate menține indicele Wobbe inferior și în majoritatea cazurilor și a indicelui Wobbe superior în limitele unei erori de $\pm 1,5\%$.

2.1.1.3.2. Măsurarea indicelui Wobbe superior - W_{sup}

Datorită proporționalității existente într-un domeniu larg între indicele Wobbe inferior și superior, aparatul poate fi utilizat cu ajutorul unui gaz de control comandat special pentru aceasta și pentru controlul foarte exact al valorii prescrise atât pentru indicele Wobbe inferior cât și pentru indicele Wobbe superior.

Pentru relarea exactă a valorii de control a indicelui Wobbe superior W_{sup} , servește raportul $q = W_{sup}/W_{inf}$, care poate fi calculat din analizele existente în domeniul de măsură sau care rezultă din măsurătorile uzuale ale puterii calorifice.

Deci, rezultă: $W_{sup} = q \times W_{inf}$.

2.1.1.3.3. Determinarea limitei de aprindere și a vitezei de aprindere

Metoda de determinare a limitelor de aprindere a unui gaz combustibil constă în măsurarea cantității de combustibil dintr-un amestec de gaz – aer la care combustibilul se aprinde.

Metoda de determinare a vitezei de aprindere a gazelor combustibile se bazează pe măsurarea înălțimii conului flăcării laminare cunoscându-se raza tubului arzătorului și debitul de gaz combustibil cercetat.

Aparatul care a fost utilizat pentru determinarea limitelor de aprindere și a vitezei de aprindere este aparatul “ UNION “ prezentat în fig. nr. 2.1.1.3.3. și utilizat conform instrucțiunilor de folosire a aparatului.

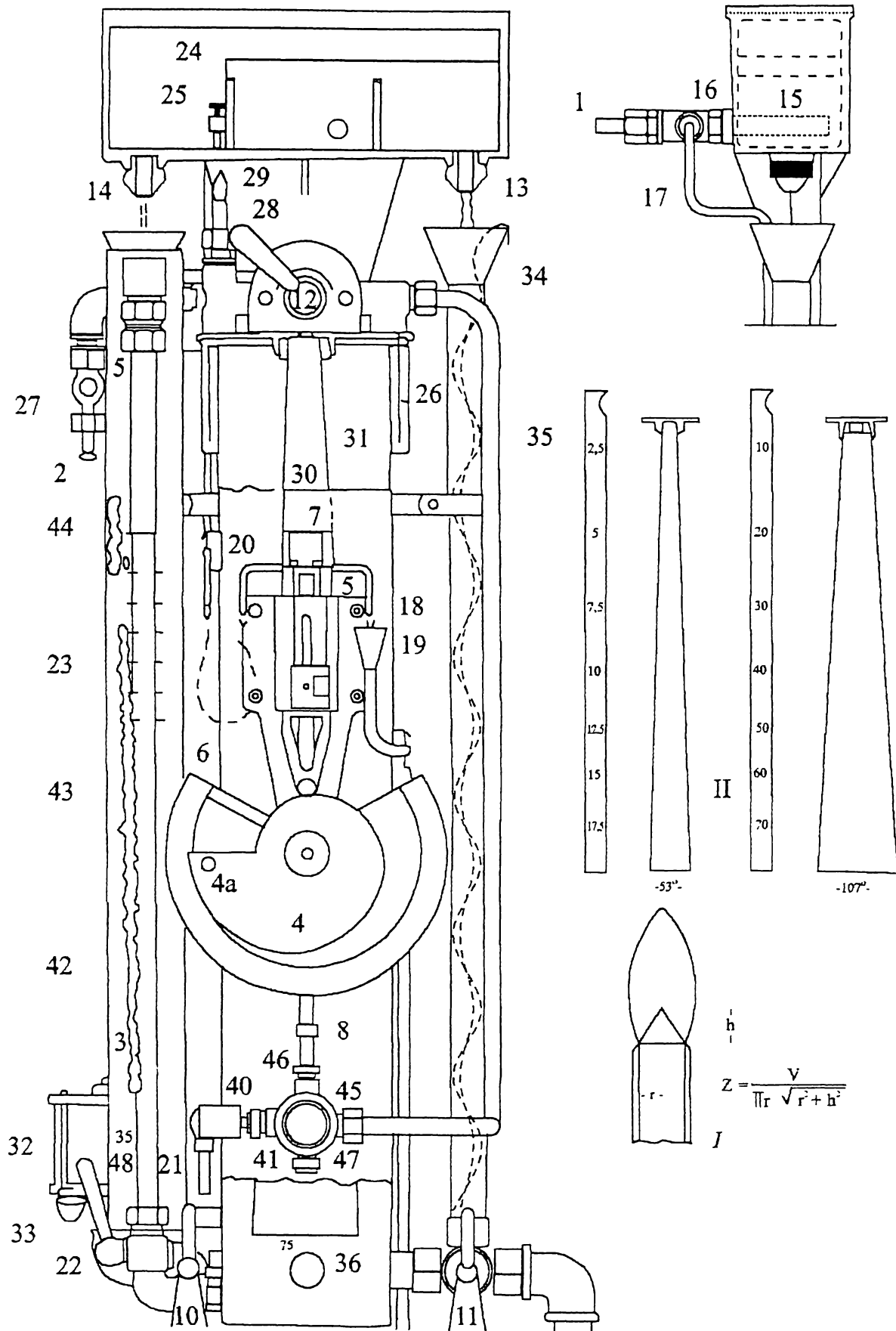


Fig. 2.1.1.3.3. – Aparatul UNION

2.1.1.3.4. Limite de utilizare în diferite domenii

Gazele combustibile naturale în amestec cu alte gaze necombustibile, a căror combustibilitate a fost determinată după una din metodele expuse anterior pot fi utilizate în instalațiile de ardere în funcție de valorile indicilor Weaver calculați cu relațiile (1) – (6), unde

P_{cis} – puterea calorifică inferioară a gazului de schimb [kcal/m^3] sau [kg/m^3].

P_{cia} – puterea calorifică inferioară a gazului înlocuit [kcal/m^3] sau [kg/m^3].

A_{cs} – aerul necesar arderii pentru gazul de schimb [m^3/m^3]

A_{ca} – aerul necesar aprinderii pentru gazul de înlocuit [m^3/m^3].

v_s – viteza maximă de deplasare a frontului de flacără a gazului de schimb [cm/sec]

O_{2s} - % vol. De oxigen în gazul de schimb înainte de aspirarea aerului primar.

O_{2a} – idem, pentru gazul înlocuit.

N_s – suma numărului atomilor de carbon multiplicat cu % vol. a fiecărei hidrocarburi conținute în amestec – pe tru gazul de schimb.

N_a – idem, pentru gazul înlocuit.

R_s – raportul dintre numărul de atomi de hidrogen din gaz și numărul de atomi de carbon numai din hidrocarburi, pentru gazul de schimb

R_a – idem, pentru gazul înlocuit.

În vederea aprecierii utilizării gazelor naturale în amestec cu alte gaze combustibile, în tabelul nr. 2.1.1.3.4.

Tab. 2.11.3.4.

Indici	Simbol	Valori	
		ideale	admise
Sarcina termică	J_H	1	0,94-1,06
Aerul primar	J_A	1	0,94-1,06
Ruperea flăcării	J_L	1	0,64
Întoarcerea flăcării	J_F	0	0,08
Form. vârfului galben	J_Y	0	0,14
Formarea oxidului de carbon	J_I	0	0

Gazele naturale în amestec cu alte gaze necombustibile a căror conținut depășește 6% vol nu vor fi utilizate în instalații de ardere de uz casnic.

Gazele naturale în amestec cu alte gaze necombustibile al căror conținut depășește 30% volume și care s-au determinat ca fiind combustibile după una din metodele prezentate anterior vor fi utilizate numai în instalații de ardere special construite să funcționeze cu aceste și cu aer cald.

Din analizele cromatografice efectuate pe diferite probe de gaz se pot observa caracteristicile gazelor petroliere din zona geografică Banat.

a)- proba analizată : **probă gaz – parc 2 Calacea**

- condiții în care s-a prelevat proba :

Data și durata prelevării:	09.09.1999
Locul de prelevare a probei:	PARC 2 CALACEA
Presiunea [at]:	2,8 atm
Temperatura [°C]	
Operator:	

- determinări de laborator :

1. Data executării analizei: 10.09.1999
2. Rezultatele analizei: 10.09.1999

COMPONENTI	%VOLUMETRIC	%GRAVIMETRIC	g/Nm ³
OXIGEN	0	0	0
AZOT	2,568	4,298	36,696
GAZ INERT	0,000	0,000	
AER	0,000	0,000	
CO ₂	3,996	9,255	79,014
METAN	87,051	73,160	624,594
ETAN	4,899	7,779	66,410
PROPAN	0,430	1,015	8,668
i – BUTAN	0,106	0,334	2,855
n – BUTAN	0,200	0,636	5,431
i – PENTAN	0,104	0,416	3,549
n – PENTAN	0,128	0,517	4,411
HEXANI*	0,518	2,590	22,108
TOTAL	100,000	100,000	853,737
DENSITATEA CALCULATĂ [AER:1]			0,660
CONȚINUT ÎN C3+ [g/Nm ³]:			47,022
CONȚINUT ÎN C2+ [g/Nm ³]:			113,433
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			8635,300
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			9572,014

b) - proba analizată : **gaze panou Carani**

- condiții în care s-a prelevat proba :

Data și durata prelevării:	12.11.1999
Locul de prelevare a probei:	PANOU CARANI
Presiunea [at]:	16 atm
Temperatura [°C]:	16,5
Operator:	

- determinări de laborator :

1. Data executării analizei: 12.11.1999
2. Rezultatele analizei: 12.11.1999

COMPONENTE	%VOLUMETRIC	%GRAVIMETRIC	g/Nm ³
OXIGEN	0	0	0
AZOT	2,266	3,949	32,387
GAZ INERT	0,000	0,000	
AER	0,000	0,000	
CO ₂	3,627	8,743	71,707
METAN	87,732	76,748	629,476
ETAN	6,345	10,486	86,005
PROPAN	0,030	0,000	0,605
i – BUTAN	0,000	0,000	0,000
n – BUTAN	0,000	0,000	0,000
i – PENTAN	0,000	0,000	0,000
n – PENTAN	0,000	0,000	0,000
HEXANI*	0,000	0,000	0,000
TOTAL	100,000	100,000	820,181
DENSITATEA CALCULATĂ [AER:1]			0,634
CONȚINUT ÎN C3+ [g/Nm ³]:			0,605
CONȚINUT ÎN C2+[g/Nm ³]:			86,610
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			8425,080
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			9348,603

c) - proba analizată : **gaze panou Foieni**

- condiții în care s-a prelevat proba :

Data și durata prelevării:	11.11.1999
Locul de prelevare a probei:	FOIENI
Presiunea [at]:	
Temperatura [°C]:	
Operator:	

- determinări de laborator :

1. Data executării analizei: 12.11.1999
2. Rezultatele analizei: 12.11.1999

COMPONENTI	%VOLUMETRIC	%GRAVIMETRIC	g/Nm ³
OXIGEN	0	0	0
AZOT	5,477	9,943	78,272
GAZ INERT	0,000	0,000	
AER	0,000	0,000	
CO ₂	0,235	0,589	4,640
METAN	92,122	83,968	660,975
ETAN	1,209	2,081	16,383
PROPAN	0,434	1,111	8,744
i – BUTAN	0,103	0,353	2,779
n – BUTAN	0,124	0,427	3,363
i – PENTAN	0,045	0,197	1,553
n – PENTAN	0,035	0,155	1,218
HEXANI ^x	0,217	1,175	9,246
TOTAL	100,000	100,000	787,171
DENSITATEA CALCULATĂ [AER:1]			0,608
CONȚINUT ÎN C3 ⁺ [g/Nm ³]:			26,903
CONȚINUT ÎN C2 ⁺ [g/Nm ³]:			43,285
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			8299,011
PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ [kcal/Nm ³]			9215,270

2.1.2. Instalații de alimentare cu gaze petroliere

Toate metodele de transformare a motoarelor pe gaz se pot clasifica:

1. Alimentarea motoarelor pe motorină se face cu combustibil gazos în loc de combustibil lichid care se injectează printr-un injector de gaz în cilindru, ca și combustibilul lichid, într-un moment anumit la sfârșitul cursei de comprimare, se amestecă cu aerul, se autoaprinde și arde. În acest caz se acordă atenție temperaturii mai mari de injecție a gazului și posibilității unei aprinderi bune a motorului încălzit, în regim variabil. În acest caz, raportul de comprimare trebuie puțin mărit.

2. Alimentarea motorului cu gaz cald se face la începutul cursei de comprimare; dacă se întrebuințează pentru aprindere combustibil lichid, atunci raportul de comprimare rămâne cel inițial, dacă însă se adoptă o instalație de aprindere atmosferică, gradul de comprimare se micșorează corespunzător.

3. Motorul pe motorină se transformă pe funcționarea după ciclul Otto cu introducerea de gaz cald în timpul cursei de admisie, pentru aceasta se micșorează (ca și în cazul anterior) raportul de comprimare și se adoptă instalații de aprindere.

4. Motoarele pe motorină se transformă după un ciclu combinat Otto-Diesel (Seiliger) cu alimentarea cu gaz cald în timpul cursei de admisie, însă

diferența față de cele anterioare constă în faptul că raportul de comprimare rămâne ca și cel inițial și în locul unei instalații speciale de aprindere rămâne sistemul de alimentare cu motorină, care injectează la sfârșitul cursei de comprimare o anumită cantitate de motorină pentru aprinderea amestecului de gaze și aer.

Transformarea motoarelor diesel cu compresor și fără compresor, pe gaz cu admisia gazului în timpul cursei de aspirație cu injecție de combustibil lichid la sfârșitul cursei de comprimare are o serie de avantaje din cauză că necesită transformări foarte mici se elimină necesitatea instalării aprinderii electrice. Puterea nominală a motorului se menține și chiar poate fi mărită, dacă motorul rezistă la presiuni interioare mari. Adaosul de motorină este cca 10-20% ceea ce corespunde, de exemplu, consumului la mersul în gol al mașinii. Pentru transformarea motorului diesel pe gaz cu adaos de combustibil lichid este necesară:

- 1) Să se construiască organele de amestec;
- 2) Să se lege organele de amestec cu regulatorul;
- 3) De a se ajusta pompa de injecție să funcționeze cu consumul minim chiar și în perioada de pornire;
- 4) De a se ajusta injectorul de gaze, pentru aprinderea cea mai bună la o cantitate mică de combustibil;
- 5) în anumite cazuri este necesar de a se micșora raportul de comprimare.

Funcționarea motorului cu gaze aspirate (procesul diesel-gaz) cu admisia gazului în timpul cursei de admisie și cu aprindere cu combustibil la sfârșitul cursei de comprimare, constă în următoarele:

În timpul cursei de admisie în cilindrul mașinii se aspiră un amestec de aer și gaz. Prepararea amestecului de aer se face cu un amestec special, analog ca la motoarele de gaz, care se pune în legătură cu canalul de admisie a chiulasei motorului. În timpul cursei de comprimare amestecul de aer și gaze se comprimă la temperatura de 550-650°C, care este mai mică decât temperatura de autoaprindere a amestecului de aer-motorină este de 500-550°C, iar a amestecului aer gaz 650-800°C.

La sfârșitul cursei de comprimare în cilindrul mașinii se injectează o cantitate mică de combustibil lichid. Injecția combustibilului lichid se face prin organele existente de alimentare. Sub influența temperaturii de comprimare, combustibilul lichid injectat se autoaprinde și produce arderea întregului amestec de gaze din cilindru. Desfășurarea mai departe a arderii se face la fel ca și pe motorină. Autoaprinderea amestecului gaz-aer cu injecție de motorină se face cu suficientă siguranță numai într-un motor cald. Din acest motiv pornirea motorului se face pe motorină. Reglarea motorului în cazul funcționării pe diesel-gaz, se recomandă să se facă prin punerea în legătură a regulatorului cu obturatorul de gaze schimbat oarecum legat între regulator și pompa de injecție.

Pompele de injecție trebuie ajustate pentru a injecta cantitatea de motorină necesară aprinderii amestecului. Reglarea poate fi automată pentru funcționarea regulatorului asupra admisiei de gaze și motorină pentru a preveni motorul în cazul neatențiilor în timpul pornirii. Funcționarea normală a dieselului fără compresor cu injecție de motorină (cu adaos se poate asigura cu un raport de comprimare 12-13); pentru aceasta trebuie să verificăm solicitarea organelor motorului din cauză că presiunea maximă în cazul funcționării pe gaze este mult mai mare, decât cea pentru funcționarea pe motorină.

În încheiere trebuie amintit că la motorul care funcționează în acest fel, trecerea de la gaz pe combustibil lichid se face fără greutate. Aceasta se face prin întreruperea admisiei de gaze și mărirea cantității de combustibil lichid injectat.

Astfel, transformarea motorului diesel în motor diesel cu gaze aspirate nu necesită transformări mari și permite menținerea puterii inițiale a motorului. În acest timp motorul se poate schimba ușor pe combustibil lichid și invers. Singurul dezavantaj al transformării motorului diesel în motor diesel-gaz este necesitatea unui consum constant de motorină egal cu 10-20% din cantitatea inițială.

2.1.3. Reducerea noxelor poluante în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare alimentate cu gaze petroliere

2.1.3.1. Controlul emisiei poluante

Un studiu aprofundat al gazelor de evacuare a m.a.i. reprezintă un interes deosebit atât pentru proiectantul de motoare, cât și pentru producătorii de instalații de tratare a gazelor de evacuare și în același timp reprezintă un instrument valoros în înțelegerea mai profundă a proceselor de ardere ce au loc în motor.

Dintre toți poluanții, cei mai importanți, emisiile de oxizi de azot NO_x sunt studiate în primul rând de proiectanții de motoare și de fabricanții de echipamente pentru controlul emisiilor poluante. Nu lipsite de importanță sunt emisiile de oxid de carbon și oxid de sulf. Prin utilizarea gazelor la funcționarea motoarelor după procedeul diesel – gaz se ajunge la reducerea acestor tipuri de emisii (în special a oxizilor de azot și oxizilor de carbon) datorită exceselor mai mari de aer la care pot funcționa aceste motoare. De aici rezultă implicit și protejarea organismelor vii, cunoscut fiind faptul că oxizii de azot și carbon sustrag hemoglobina din combinația cu oxigenul ceea ce împiedică alimentarea țesuturilor cu oxigen.

2.1.3.1.1 Compoziția gazelor de evacuare

Compoziția generală a poluanților de importanță majoră din gazele de evacuare este o funcție de procesele ce au loc în motor, precum și o funcție de combustibilii utilizați.

În tab. 2.1.3.1.1.1. se arată analiza unui combustibil tipic utilizat la funcționarea unui motor diesel, precum și analiza gazelor de evacuare calculate, corespunzătoare acestui tip de combustibil lichid (utilizat de obicei într-un motor tipic lent).

Tab. 2.1.3.1.1.1.

a) Analiza combustibilului

Densitatea la 15°	0,9900	
Vâscozitatea la 50°	195	cSt
Sulf	2,25	%
Apă	0,04	%
Cenușă	0,10	%
Carbon Conradson	16,0	%
Asfalt	12,2	%
Vanadiu	220	ppm
Sodiu	55	ppm
Benzine insolubile	0,07	%
Oxizi de Al și Si	46	ppm
H _i	42469/40170	kJ/kg

b) Compoziția gazelor de evacuare calculate

Motor, 10K60MC-S (P _e)	17,4	MW
Temperatura ambiantă	25	°C
Umiditatea ambiantă	50	%
O ₂	13,70	%
CO ₂	5,59	%
H ₂ O(gaz uscat)	5,53	%
SO ₂	510	ppm
SO ₃	35	ppm
CO	60	ppm
NO	1580	ppm
NO ₂	80	ppm
HC (CH ₄ echivalent)	300	ppm
Particule emise	120	mg/Nm ³

Comparativ se poate observa în tab. 2.1.3.1.1. 2., compoziția unui amestec gazos utilizat la funcționarea unui motor diesel – gaz, care ținând cont de faptul că funcționează și cu exces de aer mai mare, duce la reducerea considerabilă a poluanților de oxizi de azot și de oxid de carbon.

Tab. 2.1.3.1.1.2.

Gaz	CO	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂
Gaz de pământ, Gaz nat.	-	-	0,958	0,020	0,009	0,005	-

Aer necesar	C _n H _m	O ₂	CO ₂	N ₂	Greutate specifică [Kg/Nm ³]	Capac.cal. Inf. [Kcal/Nm ³]	Cap.cal. a amest. Gazos [Kcal/Nm ³]
9,81	-	0,001	0,002	0,005	0,75	8850	818

Fig. 2.1.3.1.1 arată rezultatele măsurătorilor de emisii poluante pe standul de probă a unui motor 6L60MC, ce a funcționat pe combustibil gazos.

În ceea ce urmează se descrie succint fiecare componentă din gazele de evacuare.

Oxigenul : Motoarele diesel lente, în doi timpi, cu cap de cruce, funcționează cu un coeficient de exces de aer de peste 3. Jumătate din acesta este utilizat pentru baleiaj, în timp ce cealaltă jumătate este utilizată pentru ardere. Gazele de evacuare conțin 13-16% O₂, ceea ce trebuie luat în considerare atunci când se calculează concentrația diferitelor componente ale gazelor.

Azotul : Azotul reprezintă aproximativ 80% din atmosferă. În combinație cu coeficientul de exces de aer menționat mai sus este clar că azotul constituie o parte majoră a gazelor de evacuare. Cum azotul este practic inactiv, decât într-o mică măsură așa cum se va vedea mai departe, o parte importantă este implicată în reacțiile chimice din motor.

Bioxid de carbon. Vapori de apă. Arderea completă a hidrocarburilor va

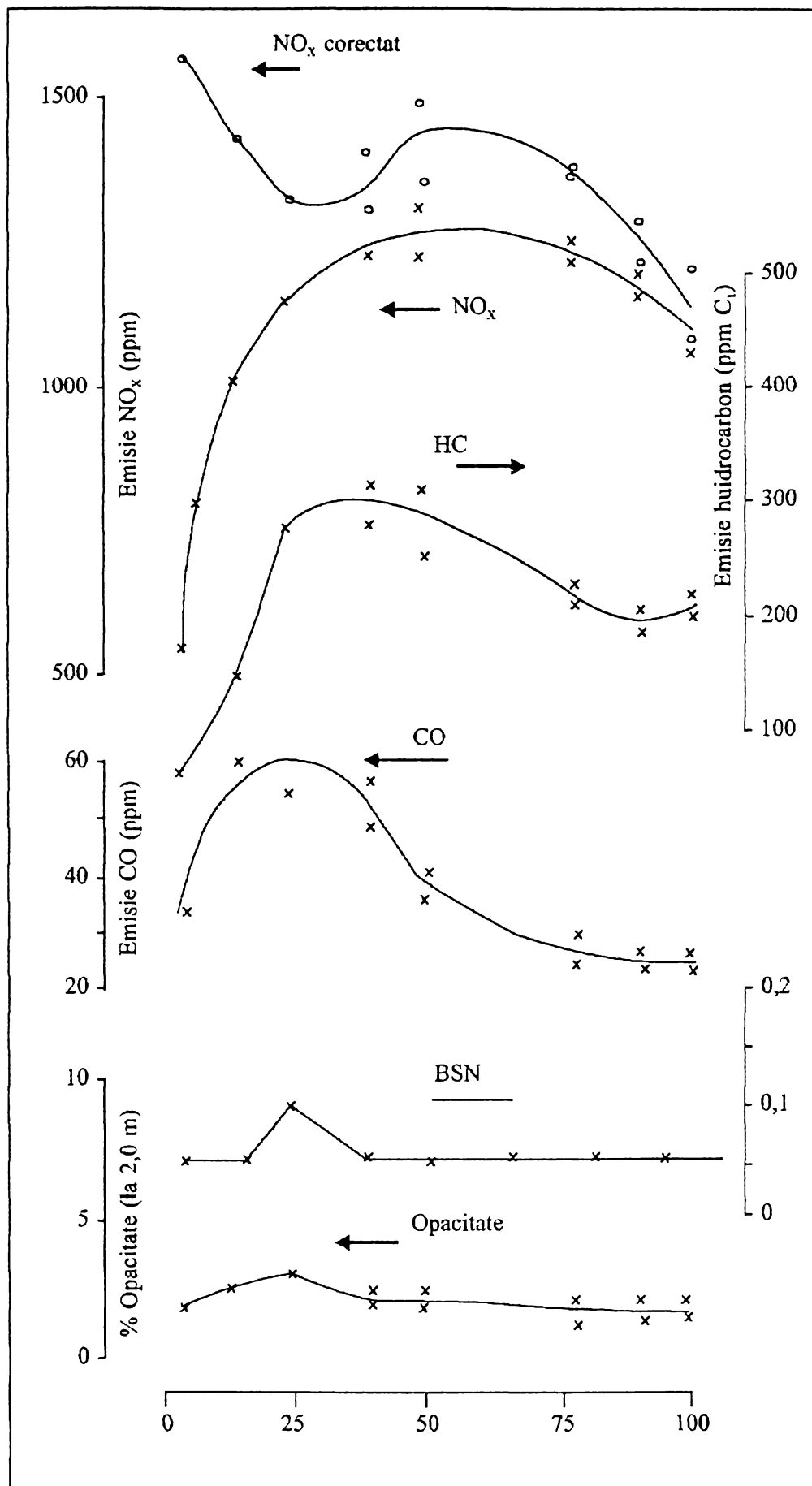


Fig. 2.1.3.1.1.

produce bioxid de carbon și vapori de apă și valoarea acestora va fi dependentă de compoziția hidrocarburilor. Bioxidul de carbon deși nu este toxic i s-a acordat o atenție mărită prin prisma așa numitului efect "greenhouse". Utilizarea unor mașini cu eficiență termică ridicată și cu combustibil cu un conținut relativ scăzut de carbon este singura cale viabilă de reducere a bioxidului de carbon. În anumite cazuri, apa este adăugată în combustibil înainte de injecția acesteia în motor, care evident, va crește conținutul de vapori de apă și va schimba punctul de rouă corespunzător. Din punct de vedere al mediului înconjurător acesta nu are nici o importanță.

Monoxidul de carbon : Monoxidul de carbon care este un gaz toxic, este în principiu o funcție a coeficientului de exces de aer și a temperaturii de ardere, dar formarea acestuia este mult influențată de uniformitatea amestecului aer – combustibil din camera de ardere. În cazul utilizării gazelor provenite din evaporarea hidrocarburilor la funcționarea motoarelor diesel – gaz este ușor de observat că uniformitatea amestecului combustibil este net superioară cazului unui m.a.i. folosind combustibil lichid. Monoxidul de carbon este o componentă care poate fi totuși arsă, pentru care cauză eliminarea acestuia în procesul de ardere din motor este preferabilă.

Fumul: O măsură tradițională de determinare a calității arderii precum și o cale tradițională de apreciere a emisiilor este aceea de a observa cu ochiul liber sau de a măsura intensitatea fumului. Acesta este pus în evidență atât de conținutul de particule solide cât și de bioxidul de azot (un gaz galben/brun), precum și de vaporii de apă condensati. Din păcate există un număr mare de metode diferite pentru măsurarea fumului și opacității și în general nu se pot compara ușor rezultatele unei metode cu rezultatele altei metode.

Emisiile de particule: Sursele care conduc la aceste emisii sunt: - aglomerația de particule foarte mici de la combustibilul ars; - conținutul de cenușă al combustibilului și al uleiului de ungere a cilindrilor; - arderea parțială a uleiului de ungere; - depuneri din camera de ardere și sistemul de evacuare.

În afara faptului că un motor fumegând nu este plăcut la vedere, funinginea din motor poate fi cauza unor dificultăți dacă și când funinginea este îmbinată cu ulei. În acest caz se poate depune în caldarina recuperatoare, în special

pe suprafețe calde și să determine o contrapresiune ce poate reprezenta un pericol de explozie a caldarinei.

În ceea ce privește motoarele diesel – gaz ce funcționează cu fracțiile ușoare rezultate în urma evaporării hidrocarburilor, sursele care conduc la tipul de emisii poluante de mai sus sunt mult diminuate datorită calității combustibilului gazos care arde în proporție mai mare decât cel lichid, datorită omogenității amestecului combustibil și are un conținut mai redus de cenușă.

Oxizii de sulf. Dată fiind originea organică a combustibilului, diferite cantități de sulf sunt prezente în combustibil și în camera de ardere. În principiu, o mică parte a conținutului de sulf este neutralizată în motor, utilizând uleiuri (lubrifianți) alcaline pentru a forma compuși neutri de calciu. Aceasta, pentru a proteja motorul de coroziunea datorată SO_2 și SO_3 care condensează ca acid sulfuric. Aceasta oricum va transforma doar o mică parte a oxizilor de sulf în sulfat de calciu și nu poate fi considerată o metodă de reducere a oxizilor de sulf. Oxizii de sulf din gazele de evacuare vor fi spălați în atmosferă de ploaie și vor duce la creșterea acidității solului. Acidul sulfuric mai poate fi eliminat din gazele de evacuare prin spălarea cu apă, dar această apă trebuie neutralizată chimic ceea ce conduce la o nouă problemă. Prețul combustibilului este dependent de conținutul de sulf și acest fapt trebuie luat în considerare când se evaluează folosirea de combustibil cu conținut ridicat de sulf și sistemele de purificare a lui.

Oxizii de azot. Formarea oxizilor de azot în timpul arderii din motoarele diesel, apare odată cu injectarea combustibilului și este determinată de condițiile din camera de ardere. Temperatura locală și concentrația de oxigen sunt parametrii dominanți și o metodă empirică spune că o variație de temperatură de 100 °C poate determina o variație de cantitate de oxizi de azot de trei ori.

La temperatura la care se injectează combustibilul, nitrogenul și oxigenul intră deja în reacție formând oxizi de azot. Mai târziu, în timpul procesului de ardere și în sistemul de evacuare o parte a oxidului de azot va forma NO_2 și N_2O , respectiv 5% și 1% din cantitatea inițială de NO. În fig. 2.1.3.1.4. și fig. 2.1.3.1.5. se redau valorile măsurate de oxizi de azot la diferite motoare.

Hidrocarburi și urme organice: În procesul de ardere o foarte mică parte din hidrocarburi vor părăsi motorul neardate. Pentru a avea o imagine a toxicității compușilor organice prezenți în gazele de ardere, acestea au fost examinate și s-au obținut următoarele rezultate:

Dioxin (PCDD + PCDF)	< 4,8 ng/Nm ³
i.e.calculat TCDD	< 0,027 ng/Nm ³
echivalent	< 0,042 ng/Nm ³
Clorofenoli	< 0,04 g/Nm ³
Clorobenzen	< 0,1 g/Nm ³
PAH (hidrocarburi poliaromatice)	50 – 100 g/Nm ³
Cloro PAH	< 0,04 g/Nm ³
Nitro PAH	< 0,04 g/Nm ³

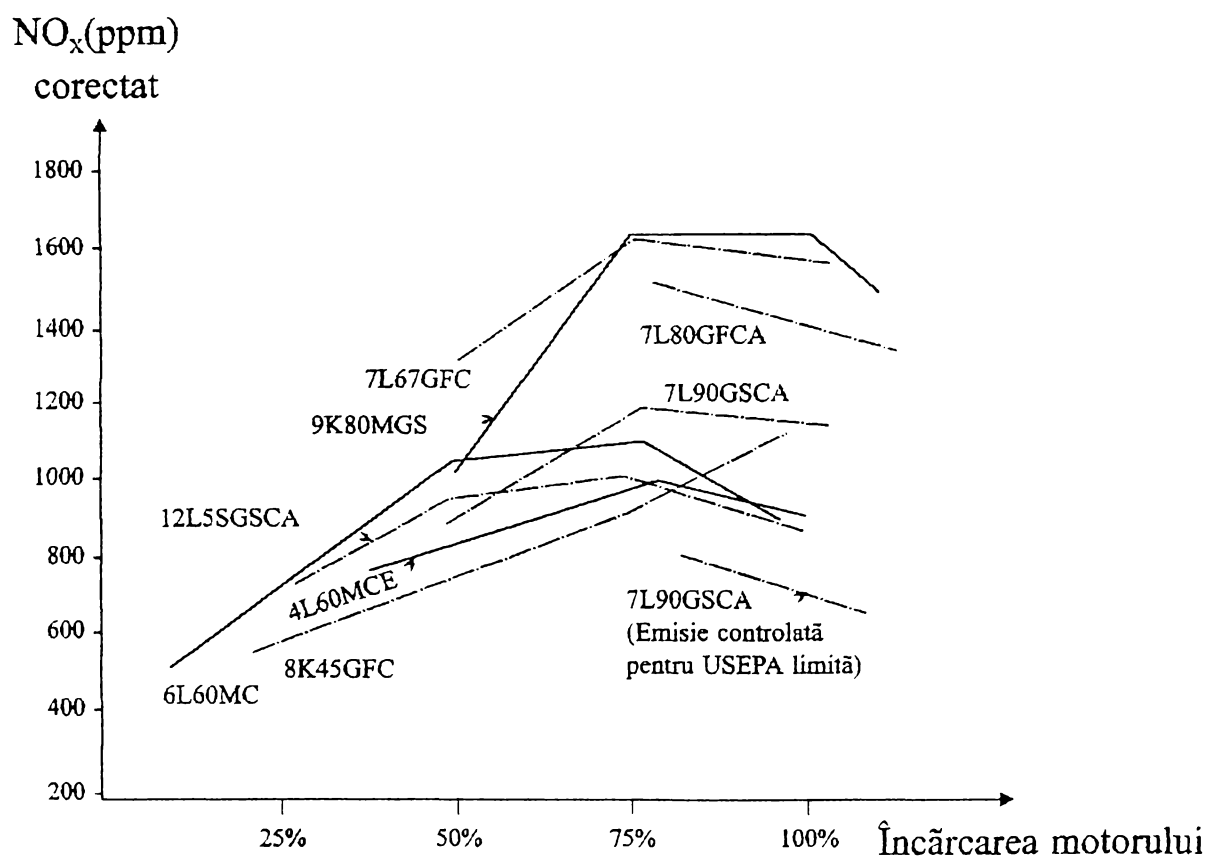


Fig.2.1.3.1.4

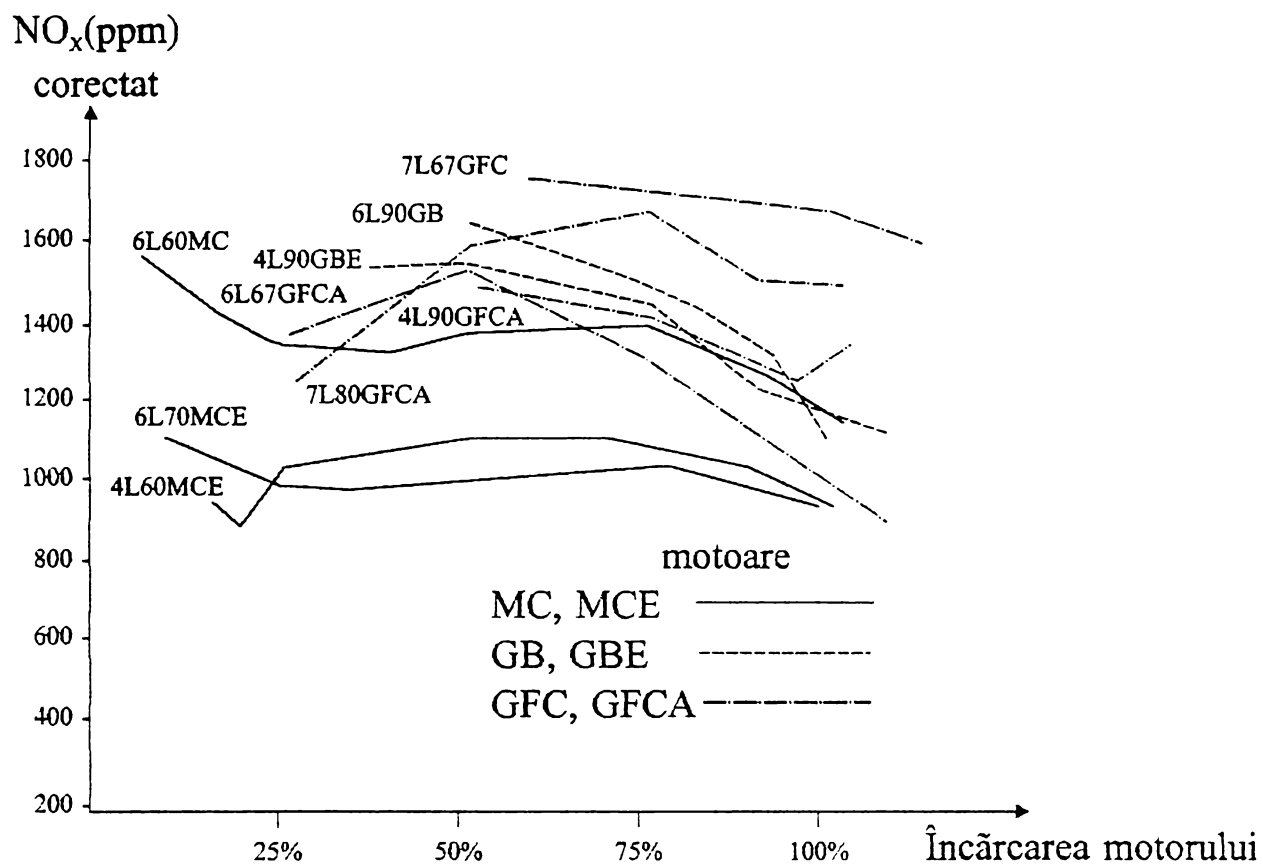


Fig. 2.1.3.1.5.

2.1.3.2. Metode de reducere a emisiilor poluante

A. Metode primare de reducere a emisiilor poluante

Primele metode conțin:

- reducerea presiunii maxime de ardere prin întârzierea la injecția combustibilului:

- recircularea unei părți din gazele de evacuare;

- reducerea cantității de aer din baleiaj ;

- injectarea de apă în camera de ardere sau emulsie de apă în combustibil.

Dintre aceste metode numai o combinație de emulsie de apă și combustibil și de reducerea presiunii maxime au fost găsite realizabile. La un motor, oxizii de azot pot fi reduși cu peste 30% prin combinația acestor două metode, cu toate că în același timp consumul de combustibil va crește cu aproximativ 3%. Creșterea consumului este datorată în parte de reducerea presiunii de ardere, modificarea schimbului de căldură și în parte de emulsia de apă din combustibil.

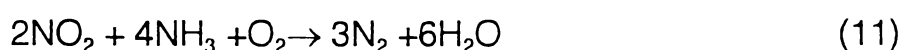
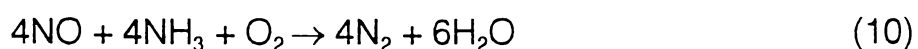
Modificările necesare în construcția motorului pentru utilizarea metodei primare specificate mai sus sunt următoarele: se folosește o pompă de combustibil mai mare, iar diuzele injectoarelor se modifică. Pentru evitarea fenomenului de cavitație în partea de joasă presiune a combustibilului se utilizează un sistem închis presurizat. Mai mult, este instalat un sistem de dozaj al apei și omogenizare. În afară de aceste modificări motorul este identic cu cel clasic utilizat.

B. Metode secundare

Metodele secundare de tratament a gazelor de evacuare trebuie aplicate atunci când se urmărește și este necesară o reducere mai mare a emisiilor poluante de oxizi de azot.

Legislația cere o reducere a emisiilor poluante la un nivel de sub 100 ppm la 15% oxigen. O emisie de oxizi de azot la nivelul indicat mai sus se poate obține la un motor cu o eficiență ridicată numai utilizând convertoare catalitice. Motoarele care folosesc un exces de aer mare nu pot utiliza catalizatori de acest tip.

Oricum este posibil de a reduce oxizii de azot utilizând un sistem de reducere selectivă catalitică (SCR). Prin această metodă gazele de evacuare se amestecă cu amoniac înainte de a trece printr-un strat catalizator special la o temperatură între 300 și 400 °C cu care oxizii de azot sunt reduși la N₂ și H₂O. Reacțiile care au loc sunt următoarele:



După cum se vede, oxigenul trebuie să fie prezent în acest proces. În cazul unei temperaturi mai mari NH₃ va arde în loc să reacționeze cu NO/NO₂. La o temperatură mai joasă, rata reacției va fi prea joasă și condensarea va distruge catalizatorul.

Mai mult de 95% reducere de oxizi de azot se poate obține utilizând sistemul SCR, care pe lângă aceasta îndepărtează funinginea și hidrocarburile la evacuare, prin oxidarea în reactorul SCR.

În fig.2.1.3.2.1. se observă un motor MAN la care a fost atașat un sistem SCR pentru reducerea oxizilor de carbon.

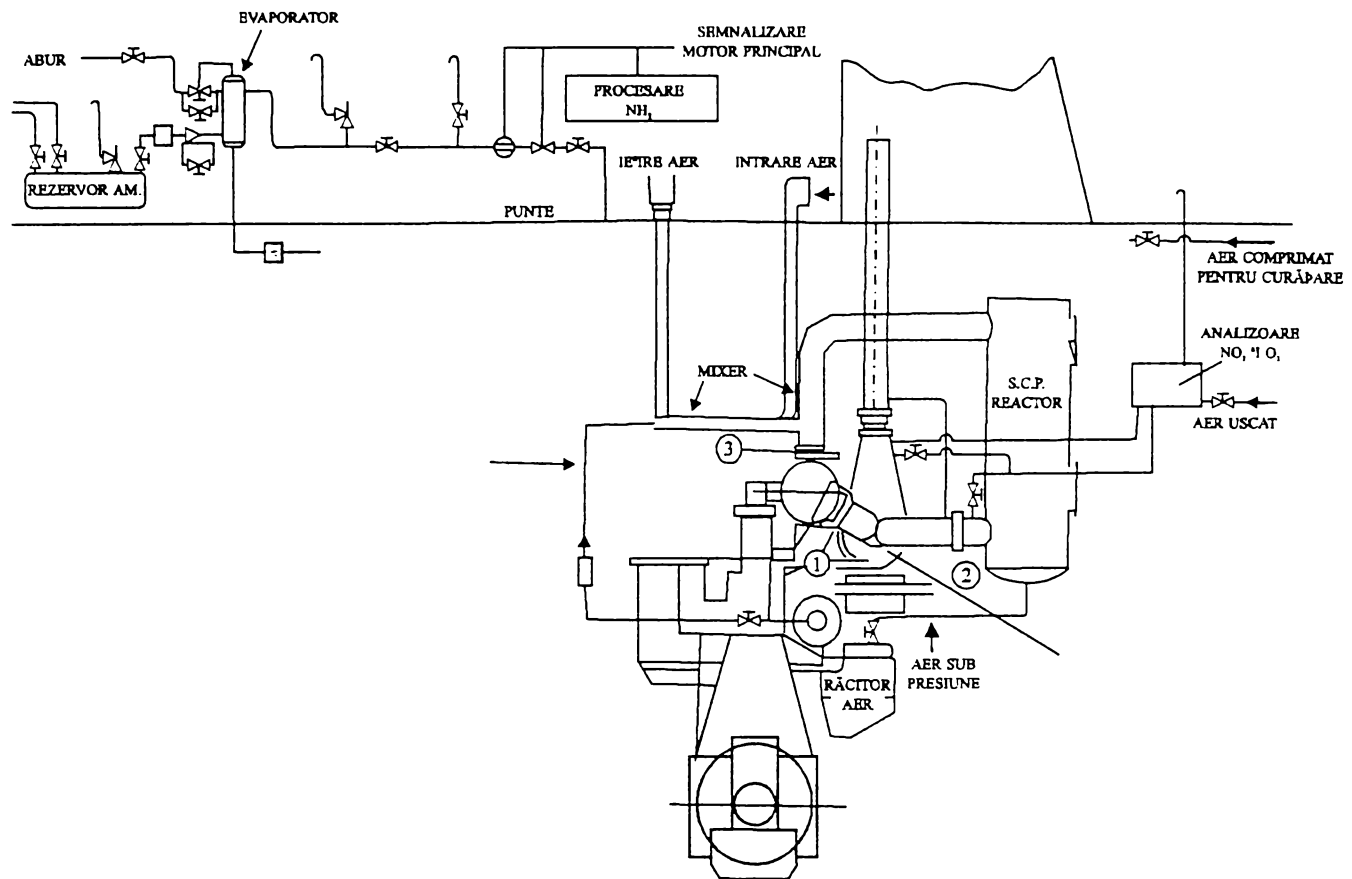


Fig.2.1.3.2.1.

Referitor la metodele primare, recircularea gazelor de evacuare (EGR) este metoda care prin reducerea concentrației de O_2 în zona de ardere, parțial datorită conținutului de apă și CO_2 din gazele de evacuare. Aceste componente au călduri specifice ridicate astfel că vârful de temperatură de ardere este redus, care la rândul lui diminuează formarea de oxizi de azot. Figura 2.1.3.2.2. arată diagrama unui EGR pe un motor folosit la încercări de tip 4T50MX.

Suma măsurărilor executate la tipul de motor de mai sus 4T50MX la care s-a folosit sistemul EGR este arătat în fig.2.1.3.2.3.

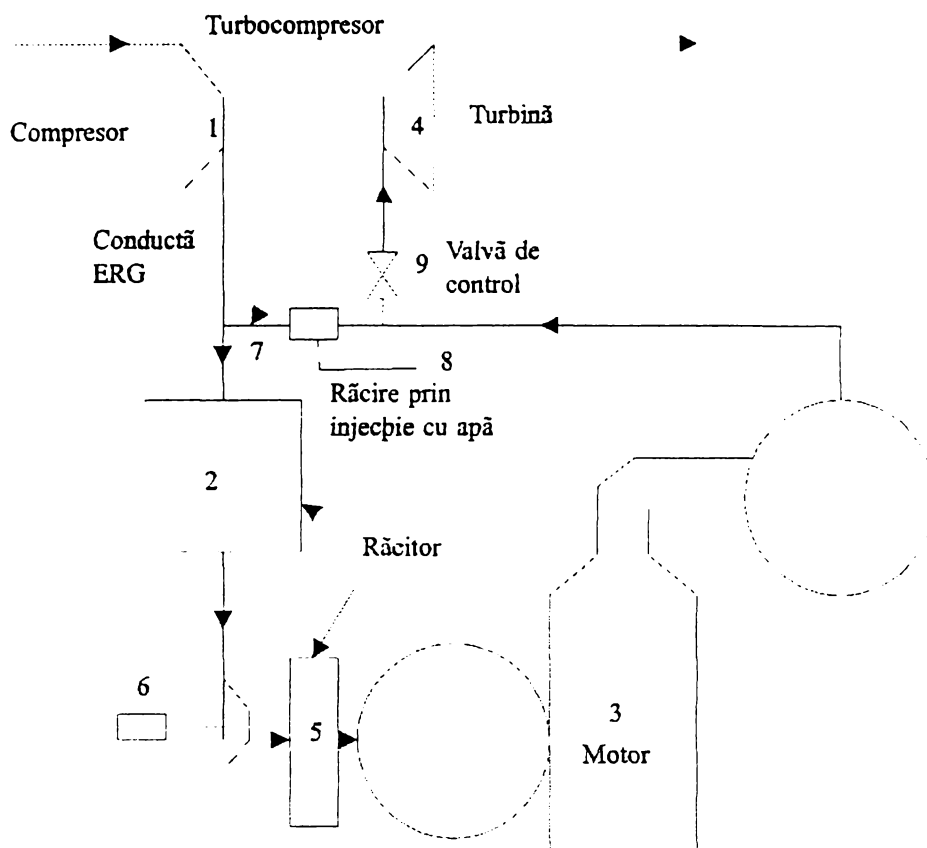


Fig. 2.1.3.2.2.

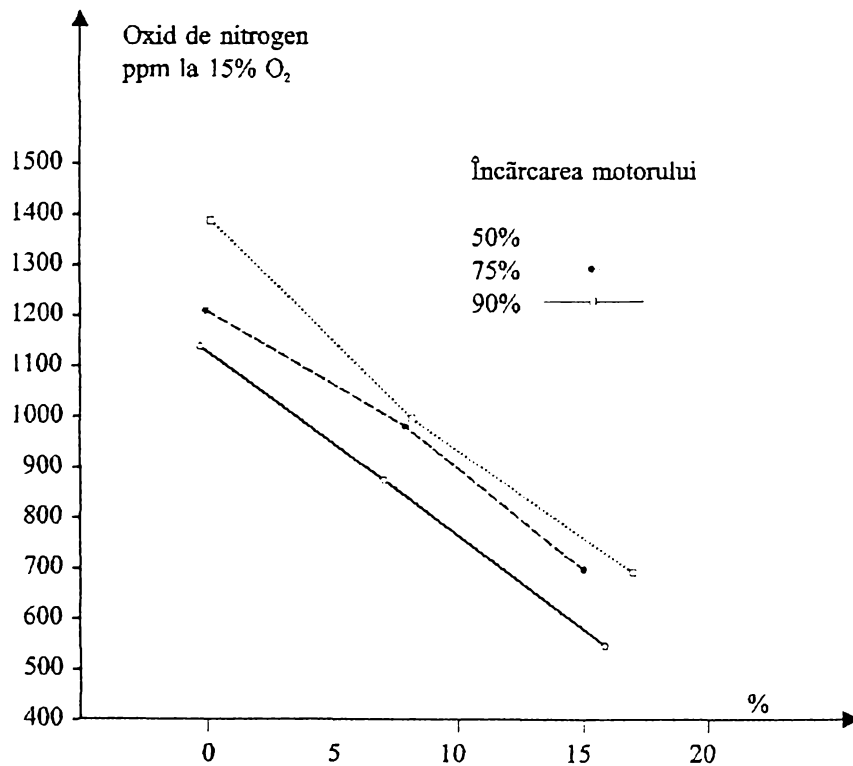


Fig.2.1.3.2.3.

Tehnologia de ardere săracă utilizată la motoarele cu gaz la care emisiile de oxizi de sulf sunt reduse, necesită o încărcătură săracă preamestecată

de aer – combustibil din care cauză metodele primare nu sunt recomandate în motoarele diesel, precum și în motoarele diesel – gaz care utilizează injecția de gaz la presiune mare.

Reducerea poluării mediului prin utilizarea gazelor, tratată aici prin controlul emisiei de poluanți și prin metodele de reducere a emisiilor de poluanți conduce la rezultatul că există un potențial satisfăcător pentru realizarea reducerii emisiilor de poluante prin modificări asupra combustibilului, uleiului de ungere și construcției motorului, precum și prin utilizarea unor sisteme cum sunt EGR și SCR. De observat este faptul că nu toate metodele se pretează la toate tipurile de motoare. Dacă prin calitatea gazelor relativ la măsura poluării, acestea sunt mai puțin poluante decât combustibilii clasici utilizați în m.a.i. (ex. păcura, motorina) motoarele cu gaz utilizat la joasă presiune nu se pretează la aceleași metode de reducere a poluării ca și motoarele diesel sau diesel – gaz ce funcționează cu injecție de gaz la presiuni ridicate. Pe lângă condițiile constructive, condițiile de tip combustibil, de instalații și sisteme auxiliare, pentru reducerea poluării trebuie luate în seamă și condițiile de mediu ambiant. În ceea ce privește măsurătorile de emisii poluante, corecția acestora relativ la umiditatea standard se poate face cu formula:

$$NO_{x,corectat} = \frac{NO_{x,masurat}}{1 - 0,01397x(H - 17) + 0,00396x(T - 29,4)} \quad (12)$$

unde: H – umiditatea aerului introdus în gH₂O/kg de aer uscat;

T - temperatura aerului introdus în °C.

Această formulă reflectă faptul că oxizii de azot sunt reduși la o umiditate ridicată a aerului și cresc odată cu creșterea temperaturii aerului introdus în motor (pentru motoarele fără supraalimentare și răcire).

2.2. Studii și cercetări teoretice consacrate în literatura de specialitate

2.2.1. Modelarea procesului de ardere

Calculul procesului de ardere în m.a.c. are ca obiectiv stadiul formării amestecului (determinarea vitezei de vaporizare a combustibilului, a mișcărilor dirijate ale aerului , a interacțiunii dintre jetul de combustibil și aer) al aprinderii și arderii, studiul modificărilor echilibrelor chimice din gazele arse și al cineticii chimice de formare a unor compuși nocivi, studiul transferului convectiv și radiant de căldură.

Experiențele arată că oricare ar fi obiectivele calculului procesului de ardere, cercetarea nu poate fi dezvoltată dacă nu se cunoaște cu suficientă precizie starea de echilibru mecanic și termic a gazelor din cilindru motorului, în perioada arderii. Problema determinării stării de echilibru termodinamic poate fi abordată în raport cu punctul de plecare al investigației. Astfel, dacă investigația pornește de la experiență se dispune de o diagramă indicată, adică de valorile presiunii la fiecare unghi de rotație a arborelui cotit. Prin urmare, starea de echilibru mecanic fiind cunoscută, urmează să se determine starea termică a componentelor fluidului motor – temperatura gazelor arse și temperatura amestecului inițial. Dacă investigația are ca punct de plecare cercetarea teoretică sau proiectarea, atunci obiectivul ei este determinarea presiunii în cilindru. În asemenea cazuri, cercetarea pornește de la o caracteristică de degajare a căldurii cunoscută (care în primul caz trebuie determinată, ca de altfel și viteza de degajare a căldurii, ele reprezentând criterii de

evaluare a arderii). În acest caz cercetarea propune totodată și starea de echilibru termic a gazelor, adică a temperaturilor lor.

Pentru determinarea stării termice a fluidului motor, temperatura acestuia, determinată de ecuația de stare, definită pentru un amestec de gaze, era singura mărime care caracterizează starea termică a fluidului. Ipoteza omogenității fluidului motor în perioada arderii subestimează transferul de căldură prin radiație și constituie una din simplificările care limitează cercetările generale de transfer de căldură de la gaze la perete.

Studiul neomogenității termice a fluidului motor din m.a.i. arată influențele exercitate de aceasta asupra schimburilor energetice din cilindrul motorului și asupra desfășurării unor reacții chimice cu viteze moderate sau cu viteze foarte mari, implicate în formarea emisiilor poluante. Modelele elaborate constituie reprezentări ale tuturor formelor fundamentale de constituire și dezvoltare a neomogenității termice a gazelor în timpul arderii. Între cele două clase de modele care situează structura fluidului motor la extremități, se situează modelul cu elemente de gaze arse de masă variabilă, cu amestecare parțială care poate reflecta oricare dintre stările intermediare ale fluidului motor.

Calculul arderii în m.a.c. întâmpină unele dificultăți determinate de cunoașterea insuficientă a fenomenelor fizico-chimice, care determină arderea amestecurilor combustibil - aer.

Volumul mare de muncă pe care îl pretinde un calcul mai rafinat s-a putut face cu ajutorul mijloacelor pe care le oferă tehnica modernă de calcul. De altfel, însele modelele de neomogenitate termică n-ar fi avut succes în dezvoltarea lor dacă activitatea laborioasă de calcul pe care o pretind n-ar fi fost întemeiată pe viteze și capacitatea de lucru a calculatoarelor numerice.

Modelele de neomogenitate termică au fost programate pe calculatoare numerice, programele elaborate servind la studiul legat de problemele de formare a amestecului de ardere, de transfer de căldura de cinetică chimică.

Dacă tratarea fluidului motor neomogen termic este indispensabilă pentru rezolvarea problemelor care reclamă definirea mai realistă a stării de temperatură, tratarea fluidului motor omogen termic ar putea fi considerată uneori

acceptabilă în rezolvarea problemelor care implică strict relația caracteristică de degajare a căldurii – presiunii.

În continuare se impun pe scurt modelele de neomogenitate termică, ecuațiile de calcul și metodele de soluționare a lor.

În prealabil se stabilesc următoarele sisteme de ecuații pentru :

- modelarea fluidului motor în timpul arderii;
- ecuațiile conservării masei fluidului motor;
- variația de energie internă a componentelor fluidului motor;
- căldura transferată la pereții de componente fluidului motor;
- energia lucrului mecanic elementar în unități calorice;
- variația căldurii de formare a produselor la echilibru chimic;
- ecuația diferențială de conservare a energiei fluidului motor;
- calculul compoziției gazelor arse la echilibru chimic – o metodă de

calcul ce se bazează pe două grupe de ecuații și anume:

a) ecuațiile de bilanț masic;

b) ecuațiile de echilibru chimic;

- modelul izobar pentru determinarea temperaturii flacării;
- metoda de calcul cinetic al formării oxidului de azot;

Sistemele de ecuații astfel stabilite sunt soluționate în două variante fundamentale:

A. Se cunoaște variația presiunii din cilindru și se cere caracteristica de degajare a căldurii;

B. Se cunoaște caracteristica de degajare a căldurii și se cere variația presiunii din cilindru;

2.2.1.1. Modelul cu elemente de gaze arse de masă constantă

a) determinarea caracteristicii de degajare a căldurii

Se pornește de la ecuația diferențială de conservare a energiei fluidului motor pentru primul din cele trei clase de modele, respectiv modelul de gaze arse de masă constantă, pentru evoluțiile cu variație de presiune și pentru a se opera comod se adoptă anumite notații. Ecuația diferențială devine:

$$\frac{d\varepsilon\alpha}{d\alpha} = \frac{g_1g_6 + g_2g_4 + g_7 + g_8 + g_9}{g_{10}} \quad (13)$$

b) determinarea presiunii din cilindru

Se definește caracteristica de degajare a căldurii pentru motorul cu aprindere prin comprimare:

$$\xi = \xi\alpha_p + \xi\alpha_d \quad (14)$$

Fiind cunoscută viteza de degajare a căldurii, $d\xi\alpha/d\alpha$ și viteza transferului de căldura la pereți $dQ/\alpha/d\alpha$ se operează transformările convenite în ecuația de conservare a energiei fluidului motor, pentru primul model, respectiv modelul de elemente de gaze arse de masă cu constantă pentru evoluțiile cu variație de presiune pentru a explicita viteza de variație a presiunii ca necunoscută fundamentală. Se ajunge în cele din urmă la forma generală a ecuațiilor diferențiale:

$$\frac{d\xi\alpha}{d\alpha} = F_1(\xi\alpha, \alpha) \quad (15)$$

$$\frac{dp}{d\alpha} = F_2(p\alpha, \alpha) \quad (16)$$

Aceste ecuații nu au soluții analitice. Ele se rezolvă prin una din metodele analizei numerice (de exemplu, metodele Runge-Kutta sau McAdams).

2.2.1.2. Modelul cu gaze arse omogene termic

Modelul cu gaze arse omogene termic ca un caz particular al modelului anterior. Termenul g_1g_6 din bilanț își schimbă forma ținând seama că intervine efectul suplimentar de amestecare.

$$V_{gai\alpha} = \frac{848\xi_{\alpha}V_{ga}T_{ga\alpha}}{P_{\alpha}} \quad (17)$$

2.2.1.3. Modelul cu elemente de gaze arse de masă variabilă

Modificarea progresivă a compoziției elementelor de gaze arse cu masă variabilă influențează calculul căldurilor specifice și al componentilor adiabatici. Pentru simplitate, căldura specifică momentană a unui element de gaze arse se calculează la $T_{gaz\alpha}$, ca medie ponderată a căldurilor specifice corespunzătoare gazelor arse provenind din arderea stoichiometrică $C_{vgazi\alpha}$ și a aerului de diluare $C_{vgaai\alpha}$

$$C_{vgai\alpha} = C_{vgasi\alpha}(1 - \chi_i) + C_{vgaai\alpha}\chi_i \quad (18)$$

Unde $\chi_{i\alpha}$ este fracțiunea molară de aer de diluare din elementul i

$$\chi_{i\alpha} = \frac{V_{gasi\alpha}}{V_{gai\alpha}} \quad (19)$$

Exponentul adiabatic mediu al gazelor arse $H_{ga\alpha}$ se determină pentru o căldură specifică C_{vga} determinată pentru fracțiunea molară medie de aer de diluare din gazele arse

$$\chi_{i\alpha} = \frac{\sum V_{gasi}}{\sum gai\alpha} \quad (20)$$

2.2.1.4. Modelul fluidului motor omogen termic

Reprezentarea fluidului motor omogen termic în perioada arderii în motoarele cu piston este extrem de simplă. Gazele arse și gazele proaspete

alcătuiesc la un loc un sistem unic nediferențiat, a cărui stare termică se determină din ecuația de stare

$$T_{es\alpha} = \frac{p_{\alpha} V_{\alpha}}{\nu_{\alpha} R} \quad (21)$$

unde $T_{es\alpha}$ este temperatura fluidului motor;

$p_{\alpha}, V_{\alpha}, \nu_{\alpha}$ sunt presiunea, respectiv volumul geometric și cantitatea molară de gaze la un moment dat;

R este constanta generală a gazelor;

Ecuția diferențială de bilanț energetic pentru calculul presiunii din cilindru când se cunoaște caracteristica de degajare a căldurii este:

$$\frac{dp_{\alpha}}{d\alpha} = \frac{\tilde{g}_{10} \xi_{\alpha}'' - \tilde{g}_6 \tilde{g}_1 p_{\alpha} - \tilde{g}_7 p_{\alpha} - \tilde{g}_8 - \tilde{g}_9}{\tilde{g}_6 \tilde{g}_1} \quad (22)$$

Ecuția diferențială de bilanț energetic pentru cazul în care se calculează caracteristica de degajare a căldurii, fiind cunoscută presiunea din cilindru, este :

$$\frac{d\xi_{\alpha}}{d\alpha} = \frac{\tilde{g}_1 \tilde{g}_6 + \tilde{g}_7 + \tilde{g}_8 + \tilde{g}_9}{\tilde{g}_{10}} \quad (23)$$

Cele două ecuații de mai sus se integrează prin metoda Runge-Kutta de ordinul 2 de precizie.

2.2.1.5. Rezolvarea sistemului general de ecuații care determină compoziția gazelor arse la echilibru chimic

Este cunoscut că în cazul unei ecuații algebrice cu o necunoscută $F(z) = 0$, dacă se cunoaște o valoare aproximativă z' a rădăcinii z se poate obține o valoare z'' mai apropiată de rădăcină, pe baza relației

$$z'' = z' - \frac{F(z')}{dF(z')/dz} \quad (24)$$

Cu ajutorul ecuației de bilanț masic și a ecuațiilor termodinamice de echilibru chimic se poate rezolva un sistem de ecuații cu formă generală

$$F_m(z_1, z_2, \dots, z_4) = 0 \quad (25)$$

2.2.2. Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii

Arderea se modelează prin caracteristica de degajare a căldurii sau caracteristica de ardere, definită prin relația:

$$\xi = \frac{m_{c\alpha} H_i}{m_c H_i} = \frac{m_{c\alpha}}{m_c} \frac{[kJ]}{[kJ]} \quad (26)$$

unde: $m_{c\alpha}$ [kJ]- masa de combustibil care reacționează chimic din momentul declanșării arderii până la momentul $^\circ RA$;

m_c [kJ]- masa de combustibil pe ciclu;

ξ raportul dintre căldura degajată din momentul inițial până la momentul dat α și căldura disponibilă pe ciclu, respectiv raportul dintre cantitatea de combustibil care a reacționat chimic din momentul începerii arderii până la momentul α și cantitatea de combustibil disponibilă pe ciclu.

Derivata $\dot{\xi}$ se numește viteză de degajare a căldurii sau viteză de ardere:

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{d\alpha} = \frac{1}{m_c H_i} \frac{d(m_{c\alpha} H_i)}{d\alpha} = \frac{1}{m_c} \frac{dm_{c\alpha}}{d\alpha} \left[\frac{kJ}{kJ^\circ RA}, \frac{\%}{^\circ RA} \right], \quad (27)$$

În conformitate cu cercetările mai recente, caracteristica și viteza de degajare a căldurii se consideră ca suma a două componente:

$$\xi = \xi_I + \xi_{II} \text{ sau } \phi = \phi_I + \phi_{II} \quad (28)$$

unde ξ_I este caracteristica de ardere a amestecurilor preformate, ξ_{II} este caracteristica de ardere a arderii difuzive.

Coeficientul de repartiție:

$$R_c = \frac{Q_I}{Q} = 1 - \frac{Q_{II}}{Q} \quad (29)$$

$R_c = 0,1 \dots 0,4$.

Relația (3) evaluată printr-o caracteristică Vibe, este:

$$\xi = R_c \left[1 - \exp(-6,9\varphi_p^{m_p+1}) \right] + (1 - R_c) \left[1 - \exp(-6,9\varphi_d^{m_d+1}) \right] \quad (30)$$

unghiurile relative fiind:

$$\varphi_p = (\alpha - \alpha_d) / (\alpha_p - \alpha_d) \quad (31)$$

$$\varphi_d = (\alpha - \alpha_d) / (\alpha_t - \alpha_d)$$

$$\varphi = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha'_t - \alpha_d} \quad (32)$$

unghiul relativ

m – factor de formă ; $m = 0,1 - 1$

$\Delta\alpha_a = \alpha_t - \alpha_d$ - durata absolută a arderii

Calculul volumelor se obține cu relația:

$$V = V_s \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \sigma_a \right) \quad (33)$$

iar $k_{i,i+1}$ din relația de calcul a presiunii, calculată pas cu pas prin împărțirea duratei arderii în intervale $\Delta\alpha = 0,5 - 2$ °RA este:

$$k_{i,i+1} = (\chi_{i,i+1} + 1)(\chi_{i,i+1} - 1) \quad (34)$$

Valoarea medie a exponentului adiabatic χ_i se calculează cu următoarele relații (valabile pentru $\alpha \geq 0$)

- pentru produsele de ardere, gaze lichefiate (7% propan + 93%

butan):

$$\chi_{i,i+1} = 1,162 + \left[94 + \left(1,1 + \frac{11,8}{\alpha} \right) \xi_{i,i+1} \right] \frac{1}{T_{i,i+1}} + \left(0,05 + \frac{0,033}{\alpha} \right) \xi_{i,i+1} \quad (35)$$

unde,

$$T_{i,i+1} = \frac{p_{i,i+1} V_{i,i+1}}{83,14 v_{i,i+1}} \quad (36)$$

este temperatura medie pe intervalul $i, i+1$

$$v_{i,i+1} = (v_i + v_{i+1}) / 2 \quad (37)$$

este numărul de kmoli mediu pe intervalul $i, i+1$ pe ciclu

$$v_i = \mu_i \alpha L_{\min} m_c + v_r \quad (38)$$

este numărul de kmoli pe ciclu, la începutul intervalului

$$\mu_{i,i+1} = 1 + (\mu_{\max} - 1) \xi_{i,i+1} \quad (39)$$

este coeficientul de variație molară.

Coeficientul de variație molară își modifică valorile în limite restrânse, ceea ce permite aprecierea unei variații liniare:

$$\mu_{\max} = \frac{V_{pa}}{V_{p_0}}, \text{ dacă } m_c = 1 \text{ kg combustibil, } \mu_{\max} = \frac{V_{pa}}{\alpha L_{\min}}$$

$$\begin{aligned} p_{i,i+1} &= (p_i + p_{i+1}) / 2 \\ v_{i,i+1} &= (v_i + v_{i+1}) / 2 \\ \xi_{i,i+1} &= (\xi_i + \xi_{i+1}) / 2 \end{aligned} \quad (40)$$

ξ valoarea medie pe interval a caracteristicii de degajare a căldurii ;

$$\xi_i = \sum_{i=1}^n \Delta \xi_i \quad (41)$$

la terminarea arderii

$$\sum_{i=1}^n \Delta \xi_i = 1, p_n = p_t; V_n = V_t \quad (42)$$

3. STUDIUL TEORETIC AL CICLULUI DE FUNCȚIONARE A MOTORULUI DUPĂ PROCEDEUL DIESEL - GAZ

3.1. Formarea amestecului după procedeul diesel – gaz. Relații de calcul pentru procedeul de calcul ales

Amestecul combustibil în cazul funcționării motorului după procedeul diesel – gaz trebuie să fie perfect omogen, astfel încât fiecare moleculă de combustibil gazos să găsească în imediata ei vecinătate oxigenul necesar arderii. Omogenizarea lui se obține folosind tendința de difuzare a gazelor în anumite dispozitive. Proporția de combustibil în amestec trebuie să-i asigure o mare viteză de ardere, indispensabilă terminării la timp a arderii și a realizării unui bun

randament termic. Atâta timp cât încărcarea motorului nu se schimbă, nu trebuie să varieze nici compoziția amestecului aspirat. În caz contrar iau naștere oscilații mari ale turației. Amestecul trebuie să cuprindă cantitatea de combustibil în raport cu sarcina motorului.

Amestecul exploziv se produce într-un dispozitiv similar celui reprezentat schematic în figura nr. 3.1.1. Aerul se scurge cu viteză (w_a) prin secțiunea (f_a) de la presiunea (p_a) a conductei în camera de amestec în care amestecul are presiunea (p_m). Gazul este luat din conducta de alimentare în care presiunea lui este $p_c = p_a + h$; h poate fi pozitiv (conducte sub presiune) sau negativ, când motorul aspiră din gazogen.

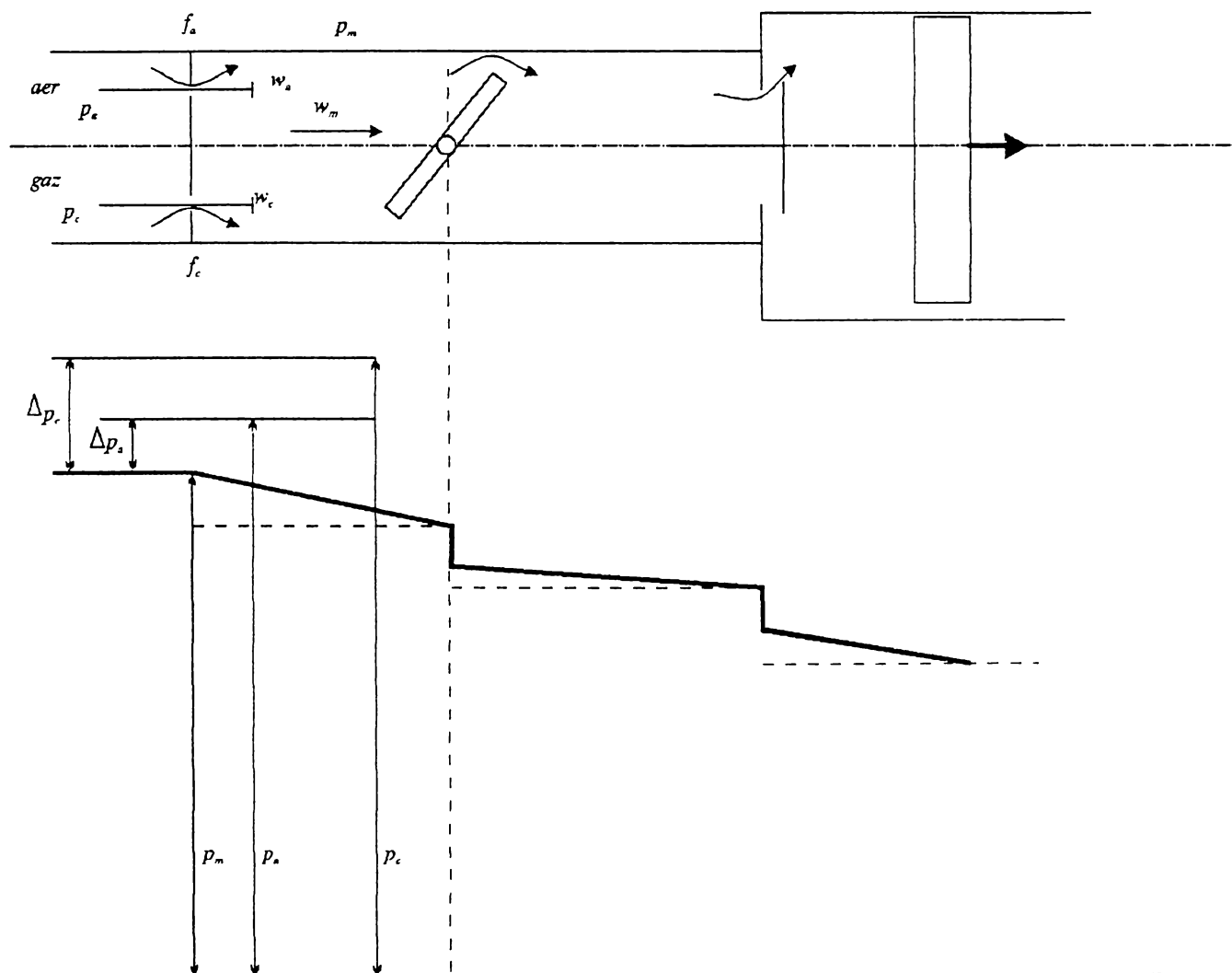


Fig. 3.1.1.

Se notează cu : w_c – viteza de scurgere a gazului în secțiunea f_c la ieșirea din ventil și intrarea în camera de amestec;

γ_c – greutatea specifică a gazului în conductă ;

λ - greutatea specifică a aerului din atmosferă (conductă de aer);

$\Delta p_a = p_a - p_m$ – depresiunea creată de motor în camera de amestec aspirat de motor și prin aceasta de turația motorului

Greutățile aerului și combustibilului ce intră în camera de amestec în unitatea de timp, neglijând vitezele aerului și combustibilului w_a și w_c , sunt:

$$G_a = \mu_a f_a w_a \gamma_{ma} = \mu_a f_a \sqrt{2g \frac{x}{x-1} p_a \gamma_a \left[\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{2}{x}} - \left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{x+1}{x}} \right]} \quad (1)$$

$$G_c = \mu_c f_c w_c \gamma_{mc} = \mu_c f_c \sqrt{2g \frac{x}{x-1} p_c \gamma_c \left[\left(\frac{p_m}{p_c} \right)^{\frac{2}{x}} - \left(\frac{p_m}{p_c} \right)^{\frac{x+1}{x}} \right]} \quad (2)$$

unde :

γ_{ma} – greutatea specifică a aerului corespunzătoare presiunii p_m în camera de amestec și ieșirea din secțiunea de curgere f_a ;

γ_{mc} – greutatea specifică a gazului corespunzătoare presiunii p_m în camera de amestec și din secțiunea f_c ;

$\mu_a; \mu_c$ – coeficienții de strangulare a secțiunilor f_a și f_c .

Înlocuind $p_m = p_a - \Delta p_a$ în expresia (1) , dezvoltând cu formula binomului lui Newton

cantitățile $\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{2}{x}}$ și $\left(\frac{p_m}{p_a} \right)^{\frac{x+1}{x}}$ obținem:

$$G_a = \mu_a f_a \sqrt{2g \gamma_a \Delta p_a} \sqrt{1 - \frac{3}{2x} \left(\frac{\Delta p_a}{p_a} \right) + \frac{7-5x}{6x^2} \left(\frac{\Delta p_a}{p_a} \right)^2 + \dots} \quad (3)$$

În această dezvoltare $\frac{\Delta p_a}{p_a} \ll 1$ și destul de mic, se pot neglija toți termenii ce

cuprind pe $\frac{\Delta p_a}{p_a}$ la o putere mai mare decât 1. De asemenea se poate înlocui $\frac{2}{3}x = 1$

și rezultă :

$$G_a = \mu_a f_a \sqrt{2g\gamma_a \Delta p_a} \sqrt{\frac{p_m}{p_c}} \quad (4)$$

Similar se obține pentru gaz:

$$G_c = \mu_c f_c \sqrt{2g\gamma_c \Delta p_c} \sqrt{\frac{p_m}{p_c}} \quad (5)$$

Înlocuind $\frac{f_a}{f_c} = q$ și $\frac{\gamma_a}{\gamma_c} = k^2$; $\mu_a \cong \mu_c$ (de obicei scurgerea aerului și a gazului din secțiunile f_a și f_c se face în condiții similare) în expresia raportului m de mai jos:

$$m = \frac{G_a}{G_c} = \frac{\mu_a f_a}{\mu_c f_c} \sqrt{\frac{\gamma_a}{\gamma_c}} \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\Delta p_c}} \sqrt{\frac{p_c}{p_a}} \quad (6)$$

se obține:

$$m = qk \sqrt{\frac{p_a - p_m}{p_a - p_m \pm h} - \left(1 \pm \frac{h}{p_a}\right)} \quad (7)$$

Cum de cele mai multe ori presiunea gazului diferă cu puțin de cea a aerului, se poate neglija termenul $\frac{h}{p_a}$, obținând expresia:

$$\frac{q}{m} = \frac{1}{k} \sqrt{1 \pm \frac{h}{p_a - p_m}} \quad (8)$$

Din examinarea expresiei de mai sus rezultă următoarele concluzii:

1. Raportul $\frac{q}{m}$ variază foarte mult la valori mici de depresiuni, deci pentru valori ale presiunii p_m vecine cu ale p_c .

- pentru $h > 0$ și $p_m \cong p_a$, raportul $\frac{q}{m} \rightarrow \infty$, ceea ce, ținând cont de valoarea finită a lui q , corespunde lui $m \rightarrow 0$. În acest caz motorul este alimentat exclusiv cu gaz.

- pentru $h < 0$, raportul $\frac{q}{m}$ nu poate lua valori reale decât pentru $p_m \leq p_a - h$. La limită $p_m = p_a - h$ și $\frac{q}{m} = 0$, deci $m \rightarrow \infty$ și motorul este alimentat numai cu aer curat.

În concluzie, pentru turații coborâte ale motorului, deci mai ales la pornire, motorul are tendința să se alimenteze aproape numai cu gaz dacă $h > 0$.

Pornirea motorului nu se va putea obține decât strangulând conducta de gaz (pentru $h > 0$) și a celei de aer (pentru $h < 0$). În plus, în camera de amestec la valori mai mici decât $p_a - h$ ($h > 0$). Pentru pornire valoarea raportului

$q = \frac{f_a}{f_c}$ se poate calcula din relația (3) când se cunoaște valoarea lui m , aleasă între

limitele de aprindere și coeficientul $k^2 = \frac{\gamma_a}{\gamma_c}$.

2. Raportul q/m variază încet pentru valori mari ale presiunii Δp_a , deci pentru presiuni mici în camera de amestec. În aceste regiuni pentru valori alese ale lui q , proporția de combustibil din amestec se schimbă puțin, doar dacă se modifică în limitele îndepărtate turația motorului.

Folosirea unei presiuni mai mari, deci a unei presiuni joase în camera de amestec, care ar menține aproape constantă compoziția prezintă însă neajunsul unei reduceri sensibile a coeficientului de umplere, deci a puterii motorului. Neajunsul se poate însă înlătura în cazul când se admit valori mici pentru h , în care caz regiunea cu variații lente ale lui q/m se extinde și în zona presiunilor mici, deci a valorilor $p_m \cong p_a$.

Pentru gazele aspirate se restrânge și zona în care motorul nu poate funcționa din cauza valorilor imaginare ale cantității q/m .

Reducerea lui h se poate obține ușor cu ajutorul unui regulator de presiune, în cazul când combustibilul este debitat cu suprapresiune, h mai mare ca 0. Adoptarea unui regulator de presiune e recomandabilă și pentru a elimina perturbările de funcționare ale motorului provocate de variația presiunii din rețeaua de distribuție.

În cazul gazelor aspirate de motor dintr-un gazogen valoarea lui h depinde aproape exclusiv de rezistențele întâmpinate de aer și de gazele produse la trecerea lor prin straturile de combustibil. Aceste rezistențe se pot schimba prin modificarea granulației combustibilului, a presiunii stratului, a cantității și consistenței

zguei. În aceste condiții este aproape imposibil să păstrăm constantă valoarea a lui h și cu atât mai puțin să o reducem.

În acest caz, o funcționare normală a motorului nu se poate obține decât prin adoptarea unor dispozitive de reglare a raportului $q=f_a/f_c$, precum și acceptând pentru motor un coeficient de umplere mai redus.

3.2. Teoria explicativă a aprinderii și arderii pentru procedeul diesel – gaz

Procesul de aprindere și ardere pentru motorul diesel – gaz comportă particularități deosebite față de cel al motorului diesel, apropiindu-se mai mult de cel al motorului cu aprindere prin scânteie, dar cuprinde ca și în cazul m.a.s. și m.a.c. trei faze:

a) întârzierea la declanșarea arderii rapide $\Delta\alpha_d$, a cărei durată corespunde intervalului dintre momentul injecției combustibilului pilot și punctul în care linia de ardere se desprinde de cea de comprimare. Particularitatea care deosebește motorul diesel – gaz atât de m.a.s. cât și de m.a.c. este următoarea: în ceea ce privește componenta τ_{df} ($\Delta\alpha_{df}$ °RA) a fazei de întârziere la declanșarea arderii rapide, dacă în cazul m.a.c. durata vaporizării combustibilului și amestecării vaporilor de combustibil sunt relative și nu pot fi reduse sub $\tau_{df} = 0,2 - 0,8$ ms, în cazul motorului diesel – gaz datorită calităților difuzive ale carburantului constituit din aer și gaz, această perioadă se reduce foarte mult.

b) în ceea ce privește cea de-a doua componentă, componenta chimică, care cuprinde desfășurarea aprinderii volumice polistadiale are durată mai mare decât a componentei fizice în domeniul temperaturilor relativ normale.

Durata primei faze este influențată de:

- proprietățile chimice ale combustibilului gazos;
- înclinarea sa la autoaprindere (aprindere) apreciată prin cifra metanică:
- temperatura și presiunea amestecului aer – gaz în cilindru în momentul injecției pilot;
- de prezența suprafețelor calde din camera de ardere.

Stabilirea unor relații de calcul pentru τ_d prezintă dificultăți teoretice și experimentale. Una din relații ar fi:

$$\tau_d [s] = ap^{-m} \exp(b/T) \quad (9)$$

unde a și b se stabilesc astfel încât să includă și componenta fizică, luând în considerare faptul că aprinderea în motorul diesel – gaz este polistadială și neizotermă.

La m.a.c. unde nu există practic o perioadă de inducție sau o întârziere – nucleul de flacără apare instantaneu în apropiere de electrozii bujiei într-o zonă cu o temperatură foarte înaltă, frontul de flacără dezvoltându-se relativ încet, fracțiunea de amestec ars fiind atât de mică încât creșterea de presiune nu poate fi evidențiată la motorul diesel – gaz perioada întârzierii la aprindere se apropie ca valoare de cea de la m.a.s. fără ca nucleul de flacără să apară instantaneu.

În cazul m.a.s. energia declanșată de scânteie se ridică la aproximativ 100 mJ, iar în cazul motorului diesel – gaz energia declanșată de către motorina pilot ajunge la valori de aproximativ 1J/ciclu (motorul D110).

De remarcat este faptul că dacă la m.a.c. avem de-a face cu un nucleu de flacără, la motorul diesel – gaz combustibilul pilot pulverizat crează mai multe nuclee de flacără în masa amestecului aer-gaz, durata fazei depinzând de calitățile fizice și chimice ale amestecului, respectiv de viteza de reacție și de energia declanșată de combustibilul pilot pulverizat.

În ceea ce privește faza a II-a, denumită faza arderii rapide datorită vitezei de ardere ξ și vitezei de creștere a presiunii p , mari, propagarea rapidă a flăcării turbulente în camera de ardere al cărei volum rămâne practic constant, este

o caracteristică a acestei faze, având în vedere că pistonul se află în apropierea p.m.i.

Viteza de ardere se exprimă cu următoarea relație:

$$\dot{\xi} = \frac{1}{m_c} \frac{dm_c \alpha}{d\alpha} \left[\frac{kJ}{kJ^\circ RA}, \frac{\%}{^\circ RA} \right] \quad (10)$$

unde, m_c - cantitatea de combustibil care reacționează chimic până la momentul α ;

$m_c \alpha$ – cantitatea de combustibil disponibilă în cilindru;

Cantitatea intensității turbulenței mărește viteza de propagare a frontului de aprindere, odată cu creșterea cantității de combustibil din zona de aprindere, reducându-se viteza de ardere.

Vitezele de propagare locale ale flăcării în amestecurile preformate au valori ridicate ceea ce demonstrează caracterul turbulent asociat cu o accelerare chimică datorate pregătirii chimice prealabile. Ceea ce trebuie remarcat este fenomenul de detonație la care sunt predispuse motoarele diesel – gaz. Chiar și în cazul m.a.c., o durată mare a întârzierii la aprindere, respectiv la declanșarea arderii rapide ($\Delta\alpha_d$) în special în cazul alimentării cu combustibil ușor volatil (de exemplu benzina) determină apariția unei arderi violente cu manifestări similare ca la m.a.s., denumită detonație diesel. Aceasta se caracterizează printr-o aprindere spontană a amestecului foarte aproape de începutul procesului de ardere, spre deosebire de cazul m.a.s. când se produce către sfârșitul arderii. În cazul m.a.c. detonația diesel nu a evidențiat unde de șoc și de detonație.

Faza a III-a , denumită faza arderii moderate $-\Delta\alpha_m$, este efectul continuării arderii și după punctul J. Temperatura T determinată în ipoteza fluidului motor omogen, continuă să crească și se menține cvasiconstantă pe un interval relativ mare. Arderea se desfășoară cu viteze moderate.

3.3. Energia necesară aprinderii amestecului

În cilindrul motorului amestecul combustibil este comprimat și încălzit până aproape de autoaprindere, astfel încât scânteia dată de aparatul de aprindere ridică temperatura local și declanșează reacția chimică de ardere. La pornire energia necesară este mai mare, durata pornirii motorului depinzând de energia scânteii, fiind invers proporțională cu aceasta (fig.3.3.1). Aparatele de aprindere actuale dau energii ale scânteii cuprinse între 20 și 50 mJ, suficiente pentru mers cu motorul cald, dar insuficiente pentru o pornire rapidă a acestuia.

Neajunsurile aparatelor de aprindere (de exemplu, sistemul de baterie dă la pornire o energie mai mică scânteii decât la mers normal, datorită reducerii tensiunii bateriei de acumulatori) se compensează prin introducerea acceleratorului și a rezistențelor auxiliare care se scurtcircuitează la pornire.

Energia necesară scânteii este influențată și de compoziția amestecului (fig.3.3.1.).

Din diagrama se observă că energia minimă necesară se obține pentru amestecuri bogate cu $0,6 < \alpha < 0,7$. Pe măsură ce amestecul sărăcește, energia

necesară aprinderii crește. Din energia scânteii numai 5 – 10 % contribuie la încălzirea locală a amestecului, restul servind la încălzirea acestuia.

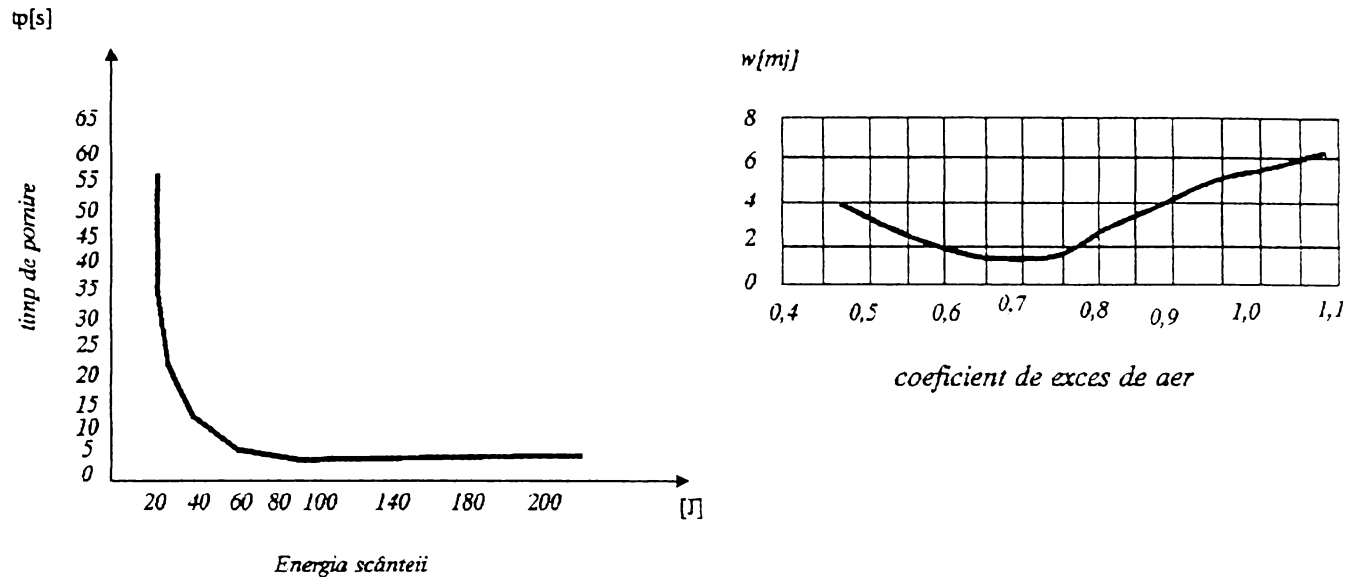


Fig. 3.3.1.

Scânteia de aprindere cuprinde doar spațiul mic dintre electrozii bujiei. Energia scânteii este extrem de concentrată spațial. Ea reprezintă doar 0,05 – 0,1 J pe aprindere, careia îi corespunde o cantitate de căldură de maxim $24 \cdot 10^{-6}$ kcal. Aprinderea cu aceasta energie redusă reușește numai dacă există un amestec de aprindere corespunzător în afara scânteii.

În mod comparativ, la motorul diesel – gaz prin injectarea unei cantități reduse de combustibil se produc un număr mare de focare de aprindere deoarece fiecare picătură de combustibil aprins acționează ca un nucleu de aprindere. Energia de aprindere astfel produsă reprezintă un multiplu al energiei de aprindere al fiecărui focar. La un motor diesel – gaz cu alezaj de 400 mm, cu o cursă de 600 mm sunt injectate aproximativ 0,26 g combustibil de aprindere pe cursa de lucru. Prin arderea completă sunt eliberate din acesta 2,6 kcal, care reprezintă rotund energia a 50000 de descărcări a două bujii ale unui motor Otto cu un gaz de aceeași mărime pentru fiecare cilindru.

3.4. Modelarea fizico – matematică pentru arderea în m.a.c.

3.4.1. Caracteristicile calorice ale fluidului motor, capacitate calorică specifică, energia internă, entalpie, pentru gaze petroliere

Căldura specifică a unei substanțe omogene reprezintă energia termică necesară unității de cantitate din acea substanță pentru a-și mări temperatura cu un grad, fără ca procesul să producă o schimbare de fază sau de stare de agregare. Pentru procesele de schimbare de fază sau de stare de agregare, transformarea fiind izotermă - izobară, noțiunile de căldură specifică și capacitate calorică sunt lipsite de sens. Căldura specifică variază ca temperatura și în mai mică măsură cu presiunea.

Căldura specifică reală instantanee c este:

$$c = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{q_{12}}{\Delta t} = \frac{dQ}{dt} \quad (11)$$

Unde q_{12} – energia termică primită de unitatea de cantitate.

La starea normală fizică, căldura specifică raportată la m^3 este:

$$c_v = \frac{c_M}{22,414} \quad (12)$$

unde c_M – căldura molară sau moleculară.

Există mai multe feluri de călduri specifice, în funcție de natura transformării

c_v – căldura specifică la volum constant;

c_p – căldura specifică la presiune constantă;

c_h – căldura specifică politropică.

Pentru practică, prezintă interes căldura specifică izocoră c_v și cea izobară c_p

$$c_p = \left(\frac{dq}{dt} \right)_p, \quad (13)$$

$$c_v = \left(\frac{dq}{dt} \right)_v$$

Dependența dintre căldura specifică c_p și c_v la gaze, cunoscută și sub numele de relația lui Robert – Meyer se exprimă astfel:

$$c_p - c_v = R \quad (14)$$

Căldura specifică a gazelor

Căldura specifică la volum constant, pentru gazele perfecte monoatomice într-un domeniu larg de temperaturi, este:

$$c_{m_v} \cong \frac{3}{2} R_M$$

$$c_{M_p} \cong \frac{5}{2} R_M \quad (15)$$

unde, R_M – diferența dintre căldurile molare

$$R_M = c_{M_p} - c_{M_v} = 8316,9 \text{ [J/kmol k]} \quad (16)$$

Pentru gazele perfecte biatomice până la temperaturi de 600°K, are valoarea aproximativă

$$\begin{aligned}
 c_{M_v} &\cong \frac{5}{2} R_M \\
 c_{M_p} &\cong \frac{7}{2} R_M
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Iar pentru gazele triatomice

$$\begin{aligned}
 c_{M_v} &\cong \frac{6}{2} R_M \\
 c_{M_p} &\cong \frac{8}{2} R_M
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

Căldura specifică varind cu temperatura, tabelul 3.4.1.1 conține căldura molară c_{Mp} pentru diferite gaze (gazele petroliere) la diferite temperaturi, tabelul 3.4.1. 2, căldura molară c_{Mv} , iar tabelul 3.4.1. 3 și 3.4.1.4, căldurile molare medii $\bar{c}_{M_p}, \bar{c}_{M_v}$

Cu ajutorul tabelelor 3.4.1.1 – 3.4.1.4 se pot determina căldurile masice reale c_p și c_v , căldurile masice medii \bar{c}_p, \bar{c}_v , precum și căldurile volumice (căldurile specifice raportate la volum) – reale, c'_p și c'_v și medii \bar{c}'_p, \bar{c}'_v pe baza următoarelor relații:

$$\begin{aligned}
 c_p &= \frac{c_{M_p}}{M}; c_v = \frac{c_{M_v}}{M} \\
 \bar{c}_p &= \frac{\bar{c}_{M_p}}{M}; \bar{c}_v = \frac{\bar{c}_{M_v}}{M}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

De asemenea, pentru căldurile volumice

$$\begin{aligned}
 c'_p &= \rho c_p; c'_v = \rho c_v \\
 \bar{c}'_p &= \rho_m \bar{c}_p; \bar{c}'_v = \rho_n \bar{c}_v
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

În domeniul temperaturilor mai înalte, ținând seama de excitația potențialelor electronice, o relație empirică pentru calculul căldurii specifice, în funcție de temperatură este:

$$c_p = a + bT + \frac{c'}{T^2}
 \tag{21}$$

În care a, b, c, sunt coeficienți experimentali cuprinși în tabelul 3.4.1.5, care conține calorile căldurilor molare și ale entropiilor pentru elementele gazelor petroliere.

În tabelul 3.4.1.6 se observă căldura specifică c_p a componentelor gazelor petroliere la 100°C și la 20°C precum și valorile lui k .

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (22)$$

Funcțiile termodinamice ale unui sistem sunt mărimi definite pentru stări de echilibru termodinamic, prin a căror derivare se pot obține ecuațiile termice sau calorice de stare; ele permit determinarea proprietăților macroscopice ale sistemelor aflate în echilibru termodinamic. Dintre aceste funcții sunt menționate entalpia și energia internă.

Entalpia este o mărime de stare extensivă, măsurată în J sau kJ/kg. Ea diferă de energia internă prin lucrul mecanic de dislocare și are o deosebită importanță în studiul mașinilor termice, unde transformările au un caracter continuu.

Între energia internă și entalpie pe de o parte și căldurile masice, la volum constant, respectiv la presiune constantă, pe de altă parte există o dependență dată de relația :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v &= c_v; \left(\frac{\partial i}{\partial T}\right)_p = c_p \\ du &= c_p dT + \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T dT \\ di &= c_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp \end{aligned} \quad (23)$$

iar expresiile matematice ale primului principiu devin:

$$\begin{aligned} dQ &= mc_v dT + m \left[\left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T + p \right] dV \\ dQ &= mc_p dT + m \left[\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T - V \right] dp \end{aligned} \quad (24)$$

sau, raportate la unitatea de masă

$$\begin{aligned} dq &= c_v dT + \left[\left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T + p \right] dV \\ dq &= c_p dT + \left[\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T - V \right] dp \end{aligned} \quad (25)$$

Pentru determinarea experimentală a entalpiei se folosesc mai multe metode : metoda amestecului, metoda încălzirii directe și metoda laminării, mai răspândite fiind ultimele două.

Metoda încălzirii directe se bazează pe folosirea unei cantități de căldură Q cunoscută (măsurată prin metoda calorimetrică) pentru încălzire la presiune constantă a unei cantități m de substanță

$$i_2 = i_1 = \frac{Q - q}{m} \quad (26)$$

unde q reprezintă pierderile de căldură ale calorimetrului;

i_2 – reprezintă entalpia substanței la presiune p și la temperatura t_2 ;

i_1 – reprezintă entalpia substanței respectiv la aceeași presiune p și temperatură t_1 ;

Valoarea lui i_1 se poate lua din tabele sau calcula cu expresia :

$$i(p, T_1) = i_0 = \int_{p_0}^p \left[V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \right] dp + \int_{T_0}^{T_1} c_p dT \quad (27)$$

Unde p_0, T_0 sunt parametrii la care entalpia i_0 este cunoscută sau acceptată ca fiind nulă. Această metodă se poate aplica la gazele petroliere într-un interval larg de temperatură.

În tabelul 3.4.1.7 se observă valorile entalpiei molară i_m a componentelor petroliere la diferite temperaturi.

Tab.3.4.1.1. – Căldura molară C_{MP} a gazelor la presiune constantă

Temperatura		N ₂		CO ₂		CH ₄		C ₂ H ₆		C ₃ H ₈	
T	T	C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	6,954	29,115	8,565	35,860	8,297	34,738	11,803	49,530	16,32	68,329
100	373,15	6,974	29,199	9,603	40,206	9,382	39,281	14,849	62,170	21,24	88,928
200	473,15	7,039	29,471	10,435	43,689	10,765	45,029	17,883	74,834	25,89	108,396
300	573,15	7,154	29,952	11,110	46,515	12,167	50,941	20,610	86,290	29,85	124,976
400	673,15	7,303	30,576	11,670	48,860	13,524	56,622	23,081	96,636	33,29	139,379
500	773,15	7,464	31,250	12,137	50,815	14,774	61,856	25,271	105,805	36,32	152,065
600	873,15	7,624	31,920	12,528	52,452	15,912	66,620	27,197	113,868	38,94	163,034
700	973,15	40,951	32,540	12,856	53,826	16,941	70,929	28,885	120,936	41,24	172,664
800	1073,15	7,906	33,101	13,131	54,977	17,853	74,747	30,275	126,755	43,01	180,451
900	1173,15	8,025	33,599	13,364	55,952	18,670	78,168	31,519	131,964	44,76	187,401
1000	1273,15	8,130	34,043	13,660	56,773	20,026	83,845	33,703	141,108	47,67	199,585
1100	1373,15	8,222	34,424	13,727	57,472	20,566	86,106	37,642	145,039	48,92	204,818
1200	1473,15	8,303	34,763	13,870	58,071	20,603	89,323	35,123	147,045	49,10	207,436

Tab.3.4.1.2. - Căldura molară C_{Mv} a gazelor la volum constant

Temperatura		N ₂		CO ₂	
T	T	C _{Mv}		C _{Mv}	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	4,968	20,800	6,579	27,545
100	373,15	4,988	20,884	7,617	31,891
200	473,15	5,053	21,156	8,449	35,374
300	473,15	5,168	21,637	9,124	38,200
400	573,15	5,317	22,261	9,684	40,545
500	673,15	5,478	22,935	10,151	42,500
600	773,15	5,638	23,605	10,542	44,137
700	873,15	5,786	24,225	10,870	45,511
800	973,15	5,920	24,786	11,145	46,662
900	1073,15	6,039	25,284	11,378	47,637
1000	1173,15	6,144	26,724	11,574	48,458
1100	1273,15	6,236	26,109	11,741	49,157
1200	1373,15	6,317	26,448	11,884	49,756

Tempertura		CH ₄		C ₂ H ₆		C ₃ H ₈	
T	T	C _{Mv}		C _{Mv}		C _{Mv}	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	6,311	26,423	9,844	41,215	14,33	59,997
100	373,15	7,396	30,966	12,863	53,855	19,25	80,596
200	473,15	8,769	36,714	15,896	66,558	23,90	100,065
300	573,15	10,181	42,626	18,624	77,975	27,86	116,644
400	673,15	11,538	48,307	21,095	88,321	31,30	131,047
500	773,15	12,788	53,541	23,285	97,490	34,33	143,733
600	873,15	12,926	58,305	25,211	105,553	36,95	154,702
700	973,15	14,955	62,614	26,899	112,621	39,25	164,332
800	1073,15	15,867	66,432	28,289	118,440	41,11	172,119
900	1173,15	16,684	69,853	29,533	123,649	42,77	179,069
1000	1273,15	17,407	72,880	30,677	128,438	44,29	185,433
1100	1373,15	18,040	75,530	31,717	132,793	45,68	191,253
1200	1473,15	18,580	77,791	32,656	136,724	46,93	196,487

Tab.3.4.1.3. – Căldura molară medie C_{MP} a gazelor la presiune constantă

Temperatura		N ₂		CO ₂		CH ₄		C ₂ H ₆		C ₃ H ₈	
t °C	T K	C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}		C _{MP}	
		kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	6,954	29,115	8,565	35,860	8,297	34,738	11,803	49,530	16,32	68,329
100	373,15	6,961	29,144	9,103	38,112	8,791	36,806	13,356	55,919	18,79	78,670
200	473,15	6,981	29,228	9,568	40,059	9,417	39,427	14,855	62,195	21,23	88,886
300	573,15	7,018	29,383	9,973	41,755	10,097	42,274	16,297	68,232	23,39	97,929
400	673,15	7,070	29,610	10,330	43,250	10,791	45,180	17,713	74,161	25,48	106,680
500	773,15	7,133	29,864	10,646	44,573	11,459	47,997	19,019	79,629	27,27	114,174
600	873,15	7,201	30,149	10,928	45,753	12,103	50,673	20,225	84,674	29,08	121,752
700	973,15	7,273	30,451	11,181	46,813	12,725	53,277	21,342	89,355	30,64	128,284
800	1073,15	7,344	30,748	11,408	47,763	13,352	55,902	22,383	93,713	32,06	134,229
900	1173,15	7,413	31,037	11,612	48,617	13,932	58,330	23,351	97,766	33,86	141,765
1000	1273,15	7,479	31,313	11,797	49,392	14,451	60,503	24,249	101,526	34,59	144,821
1100	1373,15	7,542	31,577	11,966	50,099	14,907	62,454	25,075	104,984	35,75	149,678
1200	1473,15	7,602	31,828	12,119	50,740	15,328	64,175	25,834	108,162	36,84	154,242

Tab.3.4.1.4. – Căldura molară C_{Mv} a gazelor la volum constant

Temperatura		N ₂		CO ₂	
T	T	C _{Mv}		C _{Mv}	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	4,968	20,800	6,579	27,545
100	373,15	4,975	20,829	7,117	29,797
200	473,15	4,995	20,913	7,582	31,744
300	473,15	5,032	21,068	7,987	33,440
400	573,15	5,084	21,286	8,334	34,935
500	673,15	5,147	21,549	8,660	36,258
600	773,15	5,215	21,834	8,942	37,438
700	873,15	5,287	22,136	9,195	38,498
800	973,15	5,358	22,433	9,322	39,448
900	1073,15	5,427	22,722	9,626	40,302
1000	1173,15	5,493	22,998	9,811	41,077
1100	1273,15	5,556	23,262	9,980	41,784
1200	1373,15	5,616	23,513	10,133	42,425

Tempertura		CH ₄		C ₂ H ₆		C ₃ H ₈	
T	T	C _{Mv}		C _{Mv}		C _{Mv}	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	6,311	26,423	9,844	41,215	14,33	59,997
100	373,15	6,805	28,491	11,370	47,604	16,80	70,338
200	473,15	7,431	31,112	12,869	53,880	19,24	80,554
300	573,15	8,111	33,959	14,311	59,917	21,40	89,598
400	673,15	8,805	36,865	15,727	65,846	23,49	98,348
500	773,15	9,473	39,662	17,033	71,314	25,28	105,842
600	873,15	10,117	42,358	18,238	76,359	27,09	113,420
700	973,15	10,739	44,962	19,356	81,040	28,65	119,952
800	1073,15	11,366	47,587	20,397	85,398	30,07	125,897
900	1173,15	11,946	50,016	21,365	89,451	31,37	131,340
1000	1273,15	12,465	52,188	22,263	93,211	32,60	136,490
1100	1373,15	12,931	54,140	23,089	96,669	33,76	141,346
1200	1473,15	13,342	55,860	23,848	99,847	34,85	145,910

Tab.3.4.1.5. – Căldura sopecifică și entropiile unor elemente și substanțe

Gazul	Formula chimică	Masa moleculară	Căldura specifică 100°C	
			c_p	
			kcal/kg grd	kJ/kg grd
Azot	N ₂	28,016	0,249	1,043
Bioxid de carbon	CO ₂	44,01	0,197	0,825
Etan	C ₂ H ₆	30,07	0,398	1,666
Metan	CH ₄	16,04	0,52	2,117
Propan	C ₃ H ₈	44,09	0,3701	1,550

Tab.3.4.1.6. – Proprietățile termice ale gazelor

Substanța	Simbol	Coeficienții ecuațiilor (10)				Interval de temperatură		C_{MP298}	S_{M298}
		a	b 10 ³	c' 10 ⁻⁵	c 10 ⁶			kJ/kmolK	kJ/kmolK
Azot	N ₂	6,66	1,03	-	-	298	1336	20,786(4,968)	153,298
Bioxid de carbon	CO ₂	6,42	1,665	-	-0,196	298	1500	-	-
Etan	C ₂ H ₆	2,246	38,201	-	-11,049	298	1500	-	-
Metan	CH ₄	3,381	18,044	-	-4,30	298	1500	-	186,34
Propan	C ₃ H ₈	2,41	57,195	-	-17,533	273	600,5	26,82(6,41)	64,89

Tab.3.4.1.7. – Entalpia molară I_M a gazelor

Temperatura		N ₂		CO ₂	
T	T	I_M		I_M	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	0,0	0,0	0,0	0,0
100	373,15	696,1	2914,4	910,3	3811,2
200	473,15	1.396	5844,8	1914	8013,5
300	473,15	2.105	8813,2	2992	12527
400	573,15	2.828	11840	4132	17300
500	673,15	3.567	14934	5323	22286
600	773,15	4.321	18091	6557	27453
700	873,15	5.091	21315	7827	32770
800	973,15	5.875	24597	9126	38209
900	1073,15	6.672	27934	10450	43752
1000	1173,15	7.479	31313	11800	49404
1100	1273,15	8.296	34734	13160	55098
1200	1373,15	9.122	38192	14540	60876

Tempertura		CH ₄		C ₂ H ₆		C ₃ H ₈	
T	T	I_M		I_M		I_M	
°C	K	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK	kcal/kmolK	kJ/kmolK
0	273,15	0,0	0,0	0	0,0	0	0,0
100	373,15	879,1	3680,6	1336	5593,6	1879	7867,0
200	473,15	1883	7883,7	2971	12439	4246	17777
300	573,15	3029	12682	4889	20469	7017	29379
400	673,15	4316	18070	7085	29663	10190	42663
500	773,15	5729	23986	9509	39812	13630	57066
600	873,15	7262	30405	12130	50786	17450	73060
700	973,15	8907	37292	14940	62551	21450	89807
800	1073,15	10680	44715	17910	74986	25650	107391
900	1173,15	12540	52502	21020	88007	30020	125688
1000	1273,15	14450	60499	24250	101530	34590	144821
1100	1373,15	16410	68705	27580	115472	39320	164625
1200	1473,15	18390	76995	31000	129791	44210	185098

3.4.2. Ecuațiile fundamentale de bilanț energetic de masă și ecuația caracteristică a gazului perfect aplicată pentru evoluțiile ciclului

Se consideră sistemul termodinamic deschis limitat conform figurii de mai jos. La simularea procesului din interiorul cilindrului unui motor cu ardere internă se va ține cont că procesul evoluează în funcție de timp, de aceea ecuațiile vor fi de forma ecuațiilor diferențiale de timp. (fig. 3.4.2.1.)

Din primul principiu al termodinamicii ecuația bilanțului energetic pentru sistemul considerat, presupunând omogenitatea gazului de lucru, în formă diferențială (după unghiul de rotație al arborelui cotit) este:

$$\frac{d(m_i n_i)}{d\varphi} = \frac{dQ_R}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} h_E - \frac{dm_A}{d\varphi} h_A - \frac{dQ_P}{d\varphi} + \frac{dV_i}{d\varphi} p_i \quad (28)$$

Valoarea diferențială a energiei interne a gazului de lucru în cilindru este determinată de:

$\frac{dQ_B}{d\varphi}$ – diferențiala de căldură introdusă ;

$\frac{dm_E}{d\varphi} h_E$ – diferențiala entalpiei masei evacuate ;

$\frac{dQ_P}{d\varphi}$ – diferențiala căldurii pereților ;

$\frac{dV_z}{d\varphi} p_z$ – diferențiala variației de volum de lucru ;

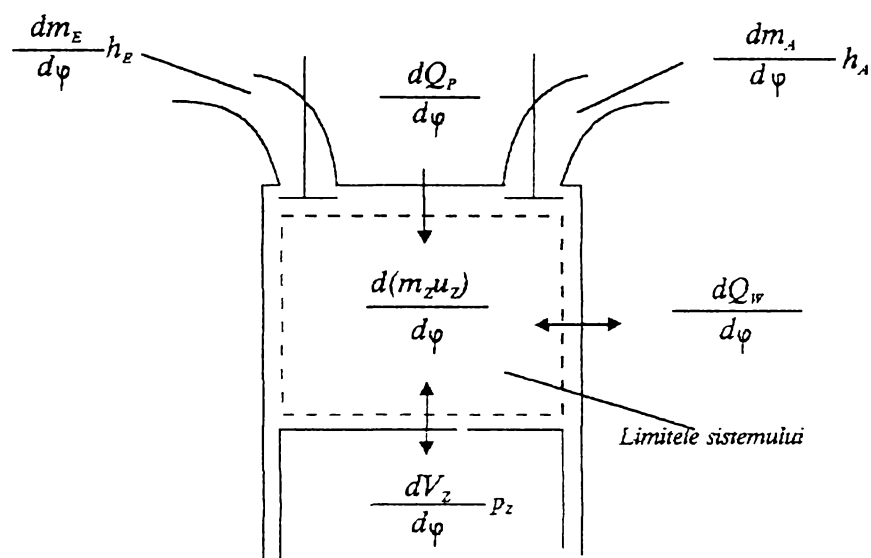


Fig. 3.4.2.1.

Legea de conservare a masei oferă o a doua ecuație de bază pentru descrierea sistemului. Ca bilanț de masă (legea continuității) pentru volumul camerei de lucru a cilindrului , în formă diferențială avem:

$$\frac{dm_z}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} \quad (29)$$

Valoarea diferențială a masei gazului de lucru din cilindru este determinată de:

$\frac{dm_E}{d\varphi}$ – diferențiala masei introduse;

$\frac{dm_A}{d\varphi}$ – diferențiala masei evacuate;

Suplimentar, pentru gazul de lucru în fiecare moment al unghiului de rotație al arborelui cotit, ecuația de stare a gazului perfect este:

$$P_z V_z = m_z R T_z \quad (30)$$

Formulele (1), (2) și (3) constituie un sistem de ecuații care descriu procesul din interiorul cilindrului.

Pentru modificarea energiei interne U_z din camera cilindrului se folosește următoarea ecuație:

$$\frac{dU_z}{d\varphi} = \frac{d(m_z U_z)}{d\varphi} = m_z \frac{dU_z}{d\varphi} + U_z \frac{dm_z}{d\varphi} \quad (31)$$

Se presupune că energia internă efectivă a gazului de lucru din cilindru este numai o funcție de temperatură și de alcătuire (combinație), ceea ce înseamnă că, dependența de presiune este considerată neglijabilă. Așadar, se poate scrie:

$$U_z = U_z(T_z, n_i) \quad (32)$$

unde U_z suma energiilor interne corespunzătoare componentelor gazozase și se poate scrie astfel:

$$U_z = \sum \frac{n_i M_i u_i}{m_z} \quad (33)$$

Rezultă că derivata lui U_z după φ este:

$$\frac{dU_z}{d\varphi} = \frac{U_z}{dT_z} \frac{dT_z}{d\varphi} + \sum \left[\frac{\partial u_z}{\partial n_i} \frac{dn_i}{d\varphi} \right] \quad (34)$$

Capacitatea calorică efectivă la volum constant c_v este definită de:

$$c_v = \frac{\partial u}{\partial T} \quad (35)$$

Cu ajutorul ecuațiilor (3.4.2.1) – (3.4.2.8) și rezolvând după derivata temperaturii se obține ecuația diferențială:

$$\frac{dT_z}{d\varphi} = \frac{1}{c_v} \left\{ \frac{1}{\sum (n_i M_i)} \left(\frac{dm_E}{d\varphi} h_E - \frac{dm_A}{d\varphi} h_A - \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_V}{d\varphi} \frac{dV_z}{d\varphi} p_z - u_z \left[\frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} \right] \right) - \sum \left[\frac{\partial u_{iz}}{\partial n_{iz}} \frac{dn_{iz}}{d\varphi} \right] \right\}$$

Evoluțiile fluidului motor sunt calculate cu ajutorul bilanțului energetic aplicat fiecărei evoluții a ciclului. Se iau în considerare : variația capacității calorice

specifice în funcție de temperatură, schimbul de căldură cu pereții, caracteristica de ardere, schimbul de substanță cu mediul înconjurător, reglajul distribuției, particularitățile constructive și funcționale ale motorului.

Efectuarea calculelor este posibilă numai după dimensionarea prealabilă a motorului, stabilindu-se dimensiunile cilindrului, legea de mișcare apistonului, arhitectura camerei de ardere, dimensiunile organelor de distribuție, legea de comandă a orificiilor distribuției, caracteristica de injecție, etc.

3.4.2.1. Calculul procesului de schimbare a gazelor

Schema de calcul și notațiile sunt cuprinse în figura următoare.

În cazul orificiilor de admisiune și evacuare deschise simultan pentru un interval de timp $d\tau$ pot fi aplicate următoarele relații:

relația de bilanț de masă :

$$d_m = d_{m_a} - d_{m_e} \quad (36)$$

relația bilanțului energetic:

$$d(m, u) = i_a dm_a - i_e dm_e - pdVdQ_p \quad (37)$$

În care indicii a se referă la admisie, e la evacuare, p la căldură cedată pereților, m – masa cilindrului, u – energia internă specifică, Q – căldura, p – presiunea din cilindru, V – volumul cilindrului.

Admițând ipotezele simplificatoare:

- a amestecării complete dintre încărcătura proaspătă și gazele din cilindru

- la intrarea în cilindru energia cinetică a încărcăturii proaspete se transformă integral în căldură, rezultă relația:

$$\frac{dp}{d\alpha}, \text{ respectiv } \frac{dp}{d\tau} = p(A + B + C + D) \left[\frac{kgf}{m^{20} RA} \right]$$

$$\frac{dT}{d\alpha}, \text{ respectiv } \frac{dT}{d\tau} = T \left(1 - \frac{t}{\chi_a T_a} \right) A - \frac{\chi - 1}{\chi} [(B + C) - D] \left[\frac{k}{^0 RA} \right] \left[\frac{k}{s} \right] \quad (38)$$

- componentul adiabatic corespunzător stării din cilindru;

Coeficienții A, B, C, D, au expresiile:

coeficientul de evacuare: $B = \chi \sqrt{2RT} \Phi_e \Psi_e, [s^{-1}]$

coeficientul de admisie: $A = \chi_a p_a \sqrt{2RT_a} (\Phi_a / p) \Psi_a [s^{-1}]$

coeficientul de mișcare al pistonului: $C = \chi \Phi$

coeficientul de transfer al căldurii:

$$D = \frac{1}{mc_v T} \frac{dQ_p}{d\tau}, [s^{-1}]$$

$$\Phi = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \quad (39)$$

$$\Phi_a = \frac{\mu_a A_a}{V}$$

$$\Phi_e = \frac{\mu_e A_e}{V}$$

- coeficientul de debit pentru supape este:

$$\mu_s = 0,98 - c_s (h_s/d_o)^2 \quad (40)$$

Ecuțiile diferențiale (12) și (13) pentru variația de presiune și temperatură pot fi rezolvate prin metode numerice sau grafice (metoda diferențelor finite, pasul de integrare $\Delta\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i = 1 \dots 3^\circ RA$)

3.4.2.2. Calculul proceselor din cilindru

a) Comprimarea

Schimbul de căldură dintre fluidul motor (amestec inițial) și pereți se determină din ecuația bilanțului energetic:

$$dQ_p = dV + dL \quad [kJ] \quad (41)$$

$$dV = dQ_p - dL \quad [kJ] \quad (42)$$

Ecuția diferențială a temperaturii de comprimare este:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{vc_{CM}} \left(-\frac{dQ_p}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} \right) \quad (43)$$

Ecuția de stare este:

$$p = 83,14 \frac{vT}{V} \quad (44)$$

în care p [bar]; V [dm³]; U [kJ] - energia internă momentană; L [kJ] - lucrul mecanic momentan efectuat de piston; (pozitiv când este efectuat de fluidul motor); Q_p [kJ] - căldura momentană schimbată cu pereții (negativă când este cedată de fluidul motor).

b) Arderea

Arderea se modelează prin caracteristicade degajare a căldurii sau caracteristica de ardere, definită prin relația:

$$\xi = \frac{m_{ca} H_i \text{ [kJ]}}{m_c H_i \text{ [kJ]}} = \frac{m_{ca} \text{ [kj]}}{m_c \text{ [kj]}} \quad (45)$$

Derivata ξ se numește viteză de degajare a căldurii sau viteză de ardere:

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{d\alpha} = \frac{1}{m_c H_i} \frac{d(m_{ca} H_i)}{d\alpha} = \frac{1}{m_c} \frac{dm_{ca}}{d\alpha}, \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kJ}^0 \text{ RA}}, \frac{\%}{^0 \text{ RA}} \right] \quad (46)$$

Ecuția bilanțului energetic pentru ardere este:

$$Q_{dis} d\xi = dV + dL + dQ_d \quad (47)$$

c) Destinderea

Ecuția diferențială a bilanțului energetic al fluidului motor este:

$$dV = -dL + dQ_p \quad (48)$$

care se integrează prin metoda diferențelor finite.

Ecuția diferențială a temperaturii în destindere are aceeași expresie și se tratează similar ca și comprimarea:

$$\frac{dT}{d\alpha} = -8,314 \left(\dot{\sigma}_\alpha / \sigma_\alpha \right) \left(T / c_{VM} \right) - B_1 \alpha_e \sum A_k \Delta T_k / c_{VM} \quad (49)$$

3.4.2.3. Calculul procesului din colectorul de evacuare

Ipoteze de calcul:

- regimul de curgere se consideră cvasistaționar;
- se neglijează pierderile de căldură;

- schimbarea gazelor se desfășoară la fel la toți cilindrii, adică nu se ia în considerare că cilindrul motorului în perioada schimbării gazelor se află în faze diferite.

Relația bilanțului masei:

$$\frac{dm_{ce}}{d\alpha} = \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_T}{d\alpha} \quad (50)$$

Relația bilanțului energetic:

$$\frac{d(m_{ce}U_{ce})}{d\alpha} = i_c \frac{dm_c}{d\alpha} - i_{ce} \frac{dm_T}{d\alpha} \quad (51)$$

din care, considerând $i_e = i$ - entalpia specifică a gazelor din cilindru se obține ecuația diferențială a variației temperaturii din colectorul de evacuare, pentru $\bar{\alpha}_{ce} = \text{const.}$ (dozaj aer)

$$\frac{dT_{ce}}{d\alpha} = \frac{1}{m_{ce} \frac{dU_{ce}}{dT_{ce}}} \left[(i - u_{ce}) \frac{dm_{ce}}{d\alpha} - (i_{ce} - u_{ce}) \frac{dm_T}{d\alpha} \right] \quad (52)$$

Variația de presiune din colectorul de evacuare se calculează din :

$$p_{ce} = \frac{m_{ce}RT_{ce}}{V_{ce}} \quad (53)$$

3.4.3. Programul de calcul privind evaluarea termodinamicii m.a.c.

3.4.3.1. Diagrama indicată - Metodă de determinare a diagramei indicate

Programul de calcul este dezvoltat în limbaj FORTRAN IV . Programul se întemeiază pe modelul cu gaze omogene și este denumit DMAC – pentru situația în care se prelucrează o diagramă experimentală de presiune și se determină caracteristica de degajare a căldurii ;

- simbolul D reprezintă degajare; - DMAC – motoare cu aprindere prin comprimare.

Programul DMAV – V aplică modelul fizic al gazelor arse neomogene, cu elemente de masă variabilă , la calculul caracteristicii de degajare a căldurii pe baza diagramei de presiune. Programele au un caracter polifuncțional asigurat prin introducerea unui grup adecvat de comutatori a căror valoare constituie parametrii inițiali de calcul.

3.4.3.1.1. Programul DMAC

Programul prezentat este constituit dintr-un program principal și 9 subrutini și funcții și permite rezolvarea mai multor categorii de probleme, dintre care și calculul vitezei și caracteristicii de degajare a căldurii, corespunzătoare unei diagrame de presiune și a vitezei de variație a presiunii, precizate tabelar; metoda de calcul se bazează pe modelul gazelor arse omogene termic.

Constantele inițiale, în ordinea în care trebuie memorate în zona EQUIV(29), sunt cele din tab.3.4.3.1.1.1.

Ceilalți parametri și celelalte date inițiale, precum și principalele mărimi care intervin în calcul sunt arătate în tab. 3.4.3.1.1. 2 .

Programul DMAC este derivat din programul DMAS, cu considerarea particularităților rezultate din ipoteza fundamentală a gazelor arse omogen. În acest sens, programul DMAC cuprinde mai multe blocuri de instrucțiuni care figurează și în programul DMAS cu diferențe minime.

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Simbol în Text	v_{ai}	v_{ga}	J	a_{ai}	b_{ai}	a_{ga}	b_{ga}	Λ	ϵ	V_a
Simbol în Program	NIUAI	NIUGA	J	AAI	BAI	AGA	BGA	LAMBDA	EPSILON	VCIL
Unități de Măsură	kmol	kmol	$\frac{daN \cdot m^{30} K}{kmol \cdot daN \cdot m}$	$\frac{kcal}{kmol, ^\circ K}$	$\frac{kcal}{kmol, (^{\circ} K)^2}$	$\frac{kcal}{kmol, ^\circ K}$	$\frac{kcal}{kmol (^{\circ} K)^2}$	-	-	M ³
Nr.	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Simbol în Text	μ	Q_{CO}	Q_{CH}	v_{CO_2}	v_{CO}	v_{H_2O}	v_{H_2}	v_{O_2}	-	-
Simbol în Program	MIU	QVCO	QVOH	NIUCO2GA	NIUCOGA	NIUH2OGA	NIUH2GA	NIUO2GA	A1 ^{xx)}	A2 ^{xx)}
Unități de Măsură	-	$\frac{kcal}{kmol}$	$\frac{kcal}{kmol}$	kmol	kmol	kmol	kmol	kmol	⁰ K	1 ⁰ K
Nr.	21	22	23	24	25	26	27	28	29	
Simbol în Text	-	-	T_w	A_p	S/D	n	c_a	K_r	λ	
Simbol în Program	A3 ^{xx)}	A4 ^{xx)}	TW	AP	RCD	ROT	CA	KR	CEXA	
Unități de Măsură	⁰ K	1 ⁰ K	⁰ K	m ²	-	rot/min	-	-	-	

Tab.3.4.3.1.1.1.

x) a_{ai} , b_{ai} , a_{ga} , b_{ga} reprezintă coeficienții care definesc variația liniară a căldurilor specifice: $C_{vai}=a_{ai}+b_{ai}T_{ai}$; $C_{vga}=a_{ga}+b_{ga}T_{ga}$;

xx) A1, A2, A3 și A4 reprezintă coeficienții care apar în ecuația generală a temperaturii flăcării : $T_{fl}=A_1+A_2T_{ai}+(A_3-A_4T_{ai})$; p este introdus în daN/m²

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Simbol în text	număr de variante	α_d	α_l	α_x	α_u	α_v	α_y	Λ	ε	v_s	v_l	v_{AS}
Simbol în program	NRVAR	LIMI	LIMS	ALFAX	ALFAU	ALFAV	ALFAY	LAMBD	RVC	VCIL	ANIUI	ANIUAS
Unități de măsură	-	°RA	°RA	°RA	°RA	°RA	°RA	-	-	M ³	kmol	kmol
Nr.	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Simbol în text	-	-	a^1_a	b^1_a	c^1_a	d^1_a	ψ	θ	T_{cp}	Q_{vc}	a^1_l	b^1_l
Simbol în program	CI	CJ	AA	BA	CA	DA	PSI	TETA	TMCP	QVC	AF	BF
Unități de măsură	-	-	$\frac{kcal}{kmol, ^\circ K}$	$\frac{kcal}{kmol ^\circ K^2}$	$\frac{kcal}{kmol ^\circ K^3}$	$\frac{kcal}{kmol ^\circ K}$	-	-	°K	$\frac{kcal}{kg}$	°K	-
Nr.	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Simbol în text	a^3_l	b^2_l	a^3_{gs}	B^3_{ga}	C^3_{gs}	v_c	μ	T_p	p_α	p'_α	x_{ij}	ΔG°
Simbol în program	AGS	BGS	CGS	DGS	EGS	ANIUC	AMIU	TP	P	PP	XNU	DF1
Unități de măsură	$\frac{kcal}{kmol ^\circ K}$	$\frac{kcal}{kmol (^ \circ K)^2}$	$\frac{kcal}{kmol (^ \circ K)^3}$	$\frac{kcal}{kmol (^ \circ K)^4}$	$\frac{kcal}{kmol (^ \circ K)^5}$	kg	-	°K	daN/m ²	$\frac{daN}{m^2, ^\circ RA}$	-	$\frac{kcal}{kmol, ^\circ K}$

Tab.3.4.3.1.2.

- 1) coeficienți în relația $C_{vai} = a_{ai} + b_{ai}T_{ai} + c_{ai}T_{ai}^2 + d_{ai}T_{ai}^3$;
- 2) coeficienți în relația $T_i = a_i + b_iT_{ai} + (P/10000 - 25)(-0.9 + 2 \cdot 10^{-3}T_{ai})$;
- 3) coeficienți în relația $C_{vgs} = a_{gs} + b_{gs}T_g + c_{gs}T_g^2 + d_{ga}T_g^3 + c_{gs}T_g^4$

3.4.3.2. Caracteristica Vibe – Evaluarea procedurii de ardere după o caracteristică de tip Vibe

Programul prezentat în anexa A_2 (programul PMAC) este constituit dintr-un program special și 9 subrutine și funcții și se bazează pe modelul fizic al gazelor arse omogen. Acest program permite calculul presiunii și vitezei de variație a presiunii corespunzătoare unei caracteristici de degajare a căldurii .

Metoda și programul de calcul sunt dezvoltate pe baza unor caracteristici Vibe.

Programul PMAC este derivat dintr-un program DMAC, având particularități determinate de modelul gazelor arse omogen termic. De aceea, este de remarcat în primul rând prezența în cele două programe a unor blocuri asemănătoare de instrucțiuni, a căror prezență este semnalată, fără alte detalii, în schema logică din figura 3.4.3.2.1.; ultima parte a programului a fost, din aceleași motive, omisă din schema logică.

Programul PMAC funcționează cu următoarele subrutine și funcții ; DIVIZ, INTERPOLARE, CARDAN, CADET, INVBMA și ZELDOVICI. Ele sunt identice cu omonimele lor din programul DMAC.

3.4.3.2.1. Programul DMAC – V

Programul prezentat în anexa A₃ este format dintr-un grup principal și 5 subrutine și asigură, printre altele, și calculul vitezei și caracteristicii de degajare a căldurii, corespunzătoare unei diagrame de presiune și a vitezei de variație a presiunii precizate tabelar; metoda se bazează pe modelul elementelor de gaze de masă variabilă.

Programul funcționează cu 38 date inițiale care sunt arătate în tabelul 3.4.3.2.1. în succesiunea în care sunt citite de calculator.

Metoda de calcul cu elemente de masă variabilă, pe care se bazează programul DMAC – V, este sintetizată în schema bloc prezentată în figura 3.4.3.2.2. Programul funcționează cu subrutinele CADET, INVEMA, DIVIZ și TMIX. Primele trei sunt identice cu omonimele lor din celelalte programe; între subrutinele DIVIZ din programul DMAC – V și celelalte programe există însă deosebiri de detaliu.

Tabelul 3.4.3.2.1.

Simbol în text	Simbol în Program	Unități de măsură	Simbol în text	Simbol în program	Unități de măsură
α_d	ALFAD	$^{\circ}RA$	$\Phi\theta Ha_{\alpha}$	FI θ HA	-
α_f	ALFAF	$^{\circ}RA$	g_1	G1	$\frac{^{\circ}K}{^{\circ}RA}$
α_u	ALFAU	$^{\circ}RA$	$g_{1\alpha x}$	G1ALFAX	$\frac{^{\circ}K}{^{\circ}RA}$
α_v	ALFAV	$^{\circ}RA$	$g_{1\alpha y}^a$	GA1ALFA Y	$\frac{^{\circ}K}{^{\circ}RA}$
α_x	ALFAX	$^{\circ}RA$	$g_{1\alpha y}^{ap}$	GAP1ALF AY	$\frac{^{\circ}K}{^{\circ}RA}$
α_y	ALFAY	$^{\circ}RA$	g_2	G2	$\frac{^{\circ}K}{^{\circ}RA}$
A_{α}	ATI	m^2	g_4	G4	$\frac{kcal}{^{\circ}K}$
B_i	BT	-	g_6	G6	$\frac{kcal}{^{\circ}K}$
C_c	CCG	$\frac{kcal}{m^2 h^{\circ}K}$	g_7	G7	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
ξ_{α}	CSI	-	g_8	G8	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
ξ_{α}^a	CSIA	-	g_{8ai}	G8A1	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
$C_{vai\alpha}$	CVAI	$\frac{kcal}{kmol,^{\circ}K}$	g_{8ga}	G8GA	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
$C_{vgai\alpha}$	CVGA(K)	$\frac{kcal}{kmol,^{\circ}K}$	$g_{8v\alpha,\Delta\alpha}$	G8V	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
ξ'_{α}	DCSI	$(^{\circ}RA)^{-1}$	g_{+0}	G10	$\frac{kcal}{^{\circ}RA}$
$\Delta\tau$	DDT	sec	$k_{at\alpha}$	KAI	-
$\Delta\alpha$	DELTAAL FA	$^{\circ}RA$	$k_{ga\alpha}$	KBARGA	-

Tabelul 3.4.3.2.1. (continuare)

$\Delta\xi_i$	DELTACSI(K)	-	$\bar{m}_{ai\alpha}$	MBARAI	-
ΔG°	DF1(L,K)	kcal/kmol	$\bar{m}_{ga\alpha}$	MBARGA	-
$\Phi C\theta a_\alpha$	F1C\theta A	-	μ	MIU	-
n	R\theta T	-	$T_{ai\alpha}$	TAID	$^\circ K$
$V_{c\theta D\alpha-\Delta\alpha}$	NIUC\theta DV	kmol	$\bar{T}_{ga\alpha}$	TBARGA	$^\circ K$
$V_{N\theta i\alpha}$	NIUN\theta(K)	kmol	$T_{es\alpha}$	TESALFA	$^\circ K$
$V_{N\theta\alpha}$	NIUN\theta T	kmol	$T_{es\alpha_d}$	TESALFAD	$^\circ K$
$V_{OHD,\alpha-\Delta\alpha}$	NIU\theta HDV	kmol	$T_{H\alpha}$	TFL	$^\circ K$
-	NVAR	nr.var.prel ucr.	$T_{gai\alpha}$	TGA(K)	$^\circ K$
p_α	P	daN/m ²	$T_{gai,\alpha-\Delta\alpha}$	TGAV(K)	$^\circ K$
p_{adt}	PADT	m ² . $^\circ K$	$V_{ai\alpha}$	VAI	m ³
p'_α	PRIMALF	daN/m ² , $^\circ R$ A	V_α	VALFA	m ³
q_α	QALFA	-	$V_{gai\alpha}$	VGAT	m ³
x_i	Q	-	x'_i	XA	-
σ_α	SIGMA	-	$X_{N\theta i\alpha}$	XN\theta T	-
σ'_α	PSIGMA	-	$X_{N\theta i\alpha}$	XN\theta Z(K)	-
T_{ai}	TAI	$^\circ K$	a_{ij}	XNU(L,K)	-

4. TEHNICA DE CERCETARE A MOTORULUI FUNCȚIONÂND CU GAZE PETROLIERE DUPĂ PROCEDEUL DIESEL – GAZ

4.1. Schema generală a instalației de cercetare

În cadrul încercărilor experimentale a fost utilizat motorul D 115 fabricat în România. Acest motor face parte din clasa motoarelor de puteri medii și poate echipa tractoare și mașini agricole autopropulsate.

Principalele caracteristici ale acestui motor sunt :

Tipul	m.a.c.
Numărul de timpi	4
P_e [kW;CP]	33;45
n_p [rot/min]	2400
M_e [daN.m;kgf.m]	14;14,3
n_M [rot/min]	1200
D [mm]	95
S [mm]	110
$\psi = S/D$	1.166

i (nr.cilindri)	3
Așezarea cilindrilor	Linie
V_s [dm ³]	0.78
$V_t = i \cdot V_s$ [dm ³]	2.34
$\varepsilon = V_d/V_c$	17
$c_{o, min}$ [g/kWh; g/CPH]	245;180
p_o [daN/cm ² ; bar]	7.05
\bar{W}_p [m/s]	8.8
P_L [kW/1;CP/1]	14.1;19.2
P_{e1} [kW/cil;CP/cil]	11;15
m_p [kg/kW ; kgf/CP]	7.6;5.6
$i \frac{\pi D^2}{4}$ [dm ²]	2.13
$P_d = \frac{P_{e1}}{\pi D^2 / 4}$ [kW/dm ²];[CP/dm ²]	15.6;21.2
Ordinea de aprindere	1-2-3
Avansul fix la aprindere/injecție °RA	13
Camera de ardere	Camera cu supapă ecranată

Schema de principiu a bancului de probe pentru încercare este prezentată în fig. 4.1.1.:

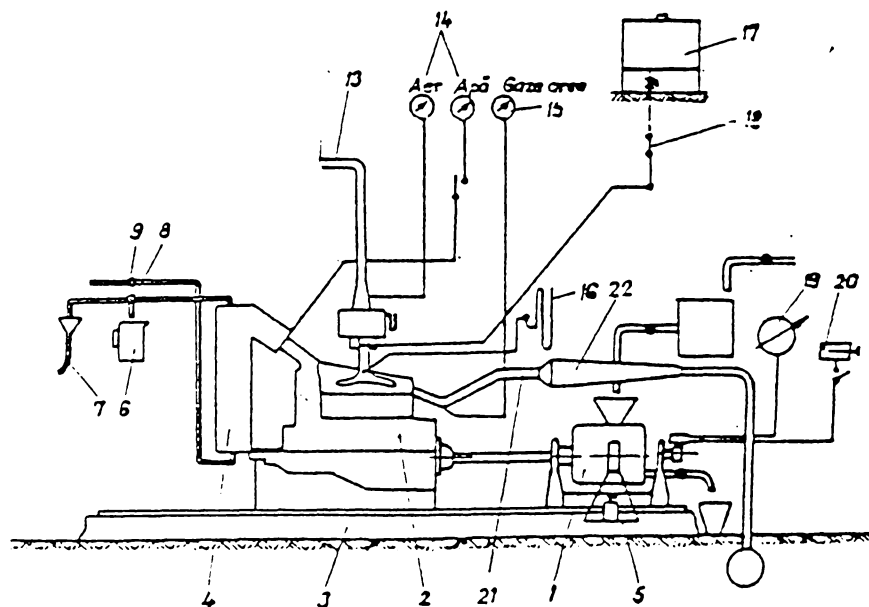


Fig.4.1.1.

Motorul 2 este instalat pe placa de fundație 3 cuplându-se elastic cu frâna hidraulică 1. Aerul de alimentare este aspirat prin conducta 13. Gazele de ardere sunt evacuate prin conducta 21 și toba de eșapament 22. Motorul este răcit cu apă din rezervorul 4. Temperatura prescrisă a apei în sistemul de răcire se menține prin adaos de fluid rece de la rețea, reglarea debitului făcându-se cu robinetul 9. Viteza de rotație a arborelui cotit se controlează cu tahometrul inductiv 19, numărătorul de ture 20 sau cu un tahometru mecanic portabil. Momentul motor se determină prin evaluarea forței de frânare cu ajutorul greutăților de pe talerul 5, suspendat de unul din brațele frânei și a unei balanțe indicatoare acționată de celălalt braț. Temperaturile aerului ambiant și a apei de răcire se măsoară cu termorezistențele branșate la aparatele 14 sau cu termometre cu mercur, iar cea a gazelor de evacuare cu termocuple legate la milivoltmetrul 15. Alimentarea cu combustibil se face prin intermediul unei instalații gravimetrice. Depresiunea din colectorul de admisiune se măsoară cu un manometru cu apă 16, dispus într-o zonă fără coturi sau strangulări.

Având în vedere condițiile experimentale, pe galeria de admisie aer au fost instalate dispozitivele de amestec aer – gaz cu instalația de alimentare gaze petroliere aferente acestora, respectiv recipiente cu gaze petroliere sub presiune, reductoare și tubulaturi.

În fig. 4.1.2 se prezintă construcția standului de încercări cu principalele părți componente.

Prin proiectare s-a urmărit ca standul să poată asigura :

- frânarea motorului cu ajutorul frânei hidraulice;
- pornirea motorului cu ajutorul electromotorului propriu;
- alimentarea motorului cu motorină și gaz prin intermediul unor instalații cu determinarea gravimetrică a consumului de combustibil;
- evacuarea gazelor printr-o tubulatură care să permită prelevarea probelor de gaze arse și măsurarea temperaturii;
- determinarea turației motorului;
- determinarea poziției pârghiei de accelerație a pompei de injecție (sarcina).

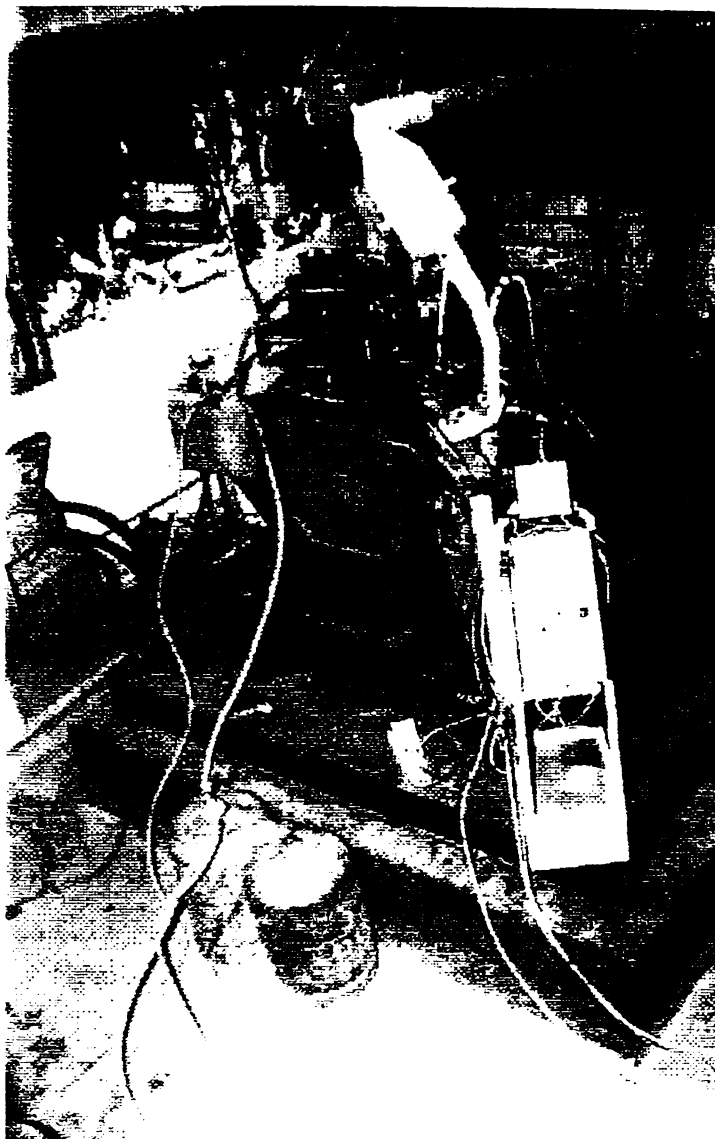


Fig.4.1.2.

Probele efectuate cu motorul pe bancul de încercări au urmărit determinarea indicilor energetici ai motorului .

Pentru ridicarea diagramei indicate s-a folosit un osciloscop IAN101. Chiulasa motorului a fost găurită în partea cilindrului numărul 3, s-a realizat o bucășă filetată în orificiul cu filet interior din chiulasă unde s-a montat un traductor piezoelectric de presiune (fig.4.1.3.).

În figura 4.1.3. se observă modul de amplasare și fixare a traductorului piezoelectric în chiulasa motorului.

Folosindu-se osciloscopul nominalizat mai sus, s-au ridicat oscilogramele corespunzătoare la cilindrul numărul 3. Antrenarea traductorului unghiular de la arborele cotit al motorului s-a realizat printr-o curea de transmisie cu

arborele cotit al motorului s-a realizat printr-o curea de transmisie cu un raport de 2:1, în ecranul de la osciloscop fiind redată diagrama presiune-unghi de rotație.

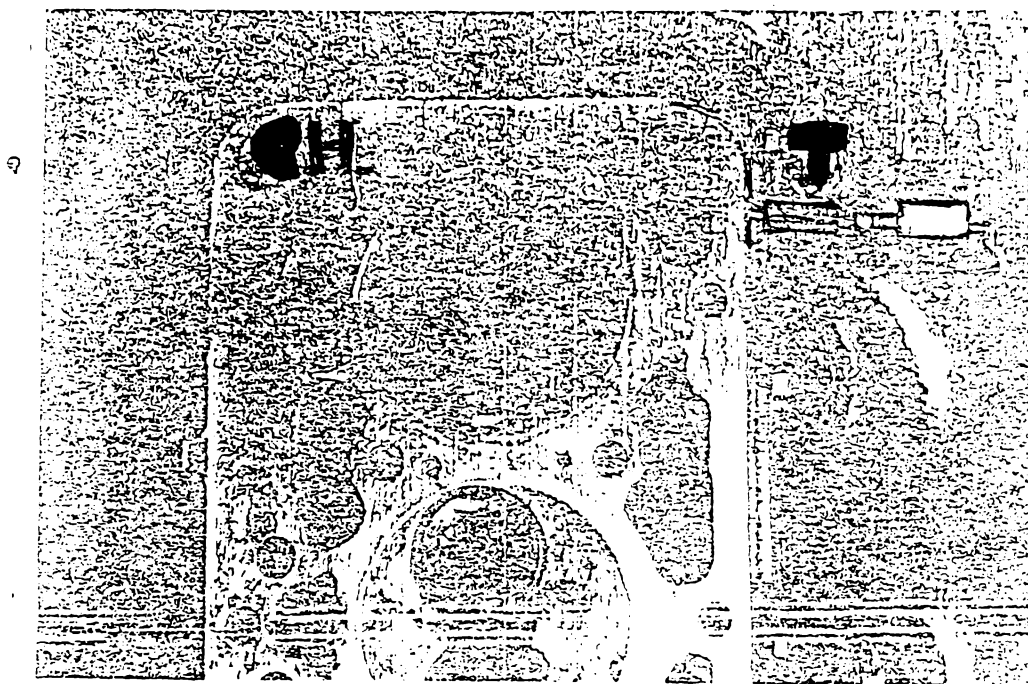


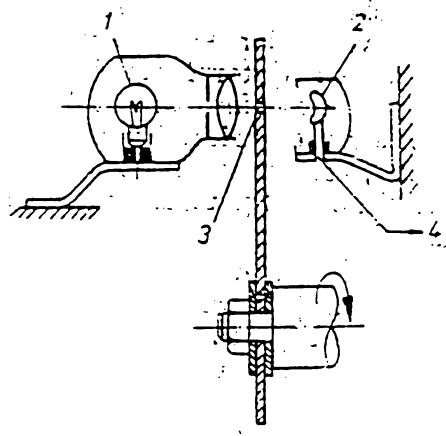
Fig.4.1.3.

P.M.I. a fost marcat cu ajutorul unui traductor fotoelectric printr-un orificiu la arborele cotit al motorului, orificiul fiind poziționat astfel încât fototranzistorul traductorului să fie luminat numai în cazul în care pistonul cilindrului numărul 3 ajunge în P.M.I.

În figura 4.1.4. se prezintă schema traductorului fotoelectric utilizat. Fotografierea oscilogramelor a fost urmată de prelucrarea acestor imagini cu ajutorul unui calculator, realizându-se astfel diagramele indicate ale motorului funcționând după procedeul diesel-gaz.

Măsurarea cantității de aer admis s-a realizat cu ajutorul aparatului Bosch - HFM2 .În curentul de aer admis în motor a fost poziționată o peliculă

rezistivă din platină, sensibilă la temperatură și încălzită constant prin efectulo Joule cu ajutorul montării sale într-o punte redresoare. Când curentul de aer are o temperatură mai mică decât a peliculei aceasta își schimbă rezistența electrică corespunzător cu viteza curentului ce o străbate și dezechilibrează puntea în funcție de debitul fluxului (fig.4.1.5.).



- 1 – sursă luminoasă;
- 2 – fotoelement;
- 3 – orificiu;
- 4 – spre amplificator;

Fig.4.1.4.

Eroarea maximă a aparatului Bosch – HFM2 este de $\pm 3\%$. Măsurarea cantității de aer admisă, cu acest tip de aparat se face independent de temperatura și presiunea fluxului de aer.

Măsurarea consumului de combustibil utliizat s-a realizat prin cântărirea separată a motorinei și a gazului folosit, după care s-a calculat consumul echivalent de combustibil (motorină+gaz). S-au folosit cântare de precizie, atât pentru motorină, cât și pentru gaz, observându-se și notând valorile înainte și după măsurătoare, în regim de lucru stabilizat.

Metoda gravimetrică utilizată prezintă avantajul că indică direct masa combustibilului consumat indiferent de densitatea acestuia

Precizia de măsurare prin metoda gravimetrică folosită a fost de $\pm 0,2\%$.

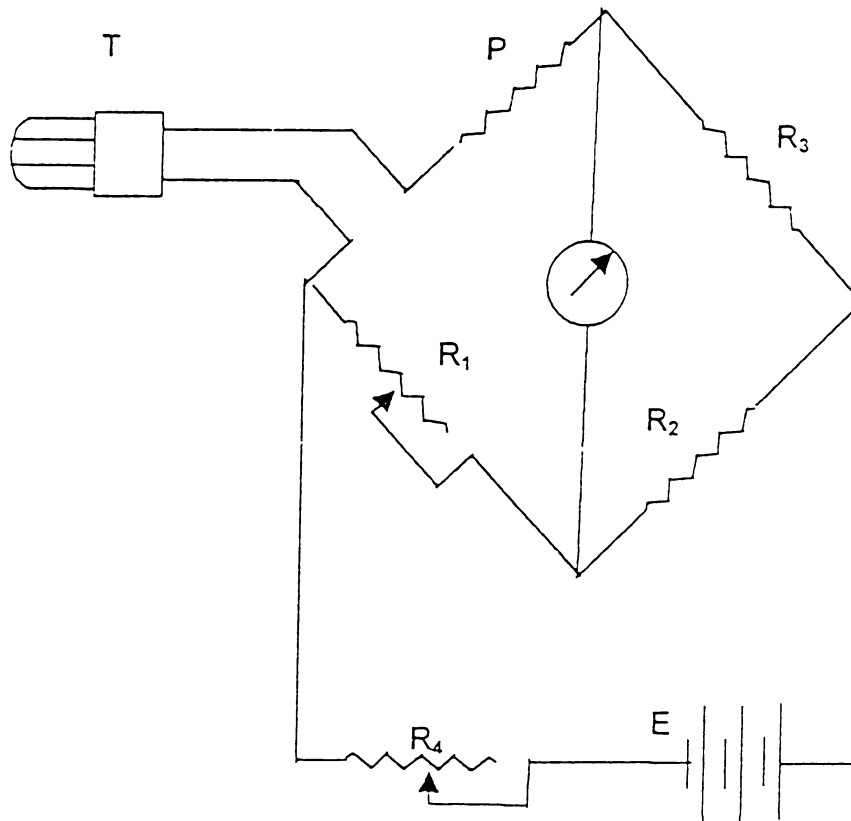


Fig.4.1.5. – Schema aparatului cu peliculă caldă pentru determinarea debitului de aer admis

Presiunile de gaz la ieșirea din recipient s-au controlat cu ajutorul regulatorului de presiune, iar la intrarea în motor s-a folosit pentru măsurarea presiunii amestecului aer - gaz un senzor de presiune cu amplificator (1-6V) tip 144, cu domeniul de măsurare 800-1100 mbar și cu o eroare de măsurare de până la 0,06 %.

A fost necesară înregistrarea automată a datelor rezultate din funcționarea motorului pentru evidențierea cât mai corectă a cercetărilor. Programele de calcul utilizate au fost D-MAC și P-MAC, prezentate anterior în lucrare.

Schema sistemului de măsurare și redare a parametrilor care variază relativ lent în cazul motorului cu ardere internă funcționând după procedeul diesel-gaz este redat în figura 4.1.6.

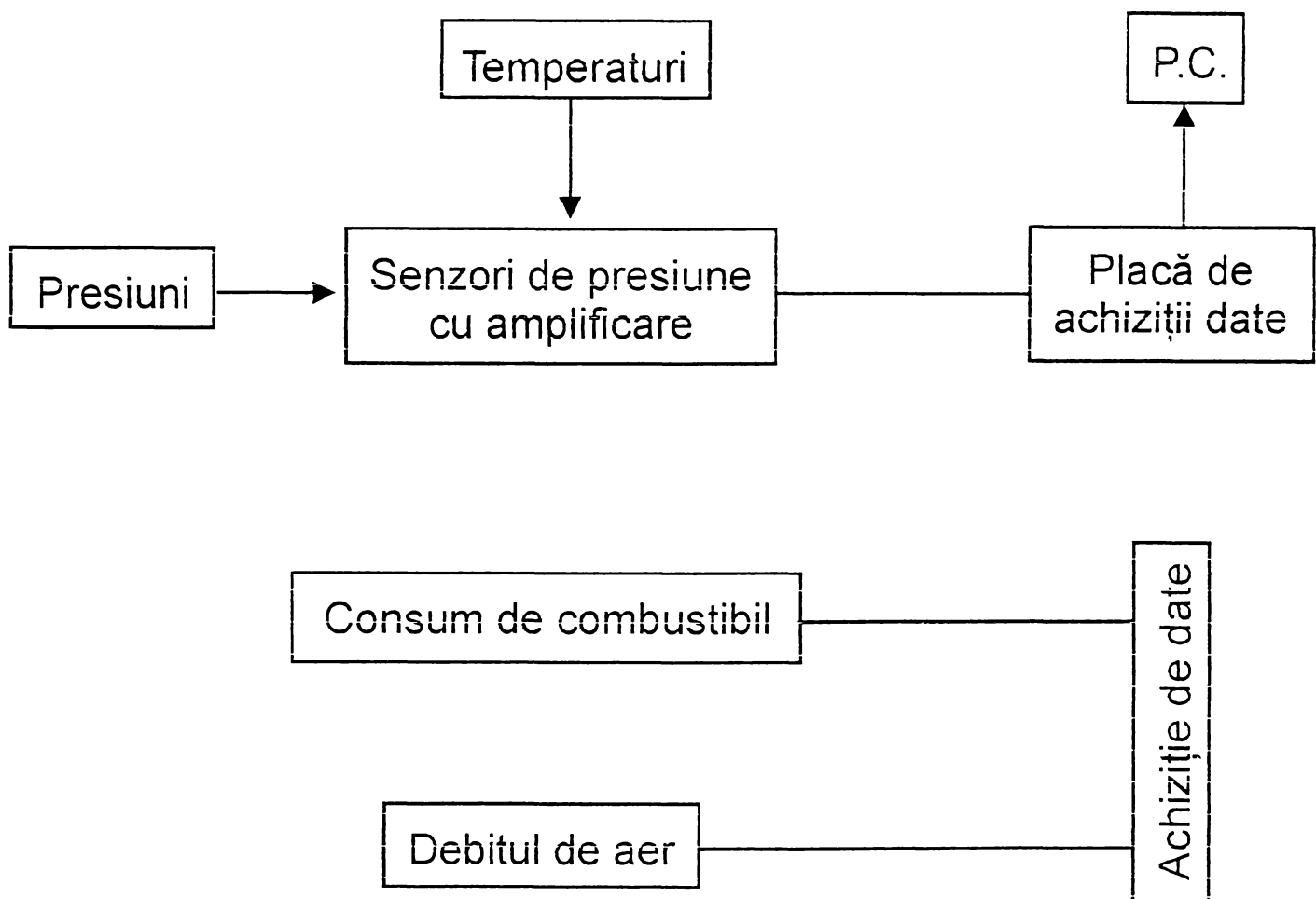


Fig.4.1.6.

Senzorii de presiune cu preamplificare au masă comună dat fiind nivelul mare de semnal. Unitatea de prelucrare a datelor transformă valorile măsurate în tensiuni electrice și le introduce în unitatea de măsurare analogă.

Schema sistemului de măsurare și redare a parametrilor ce variază rapid și care determină ciclul motorului cu ardere internă funcționând după procedeul diesel-gaz este prezentată în figura 4.1.7.

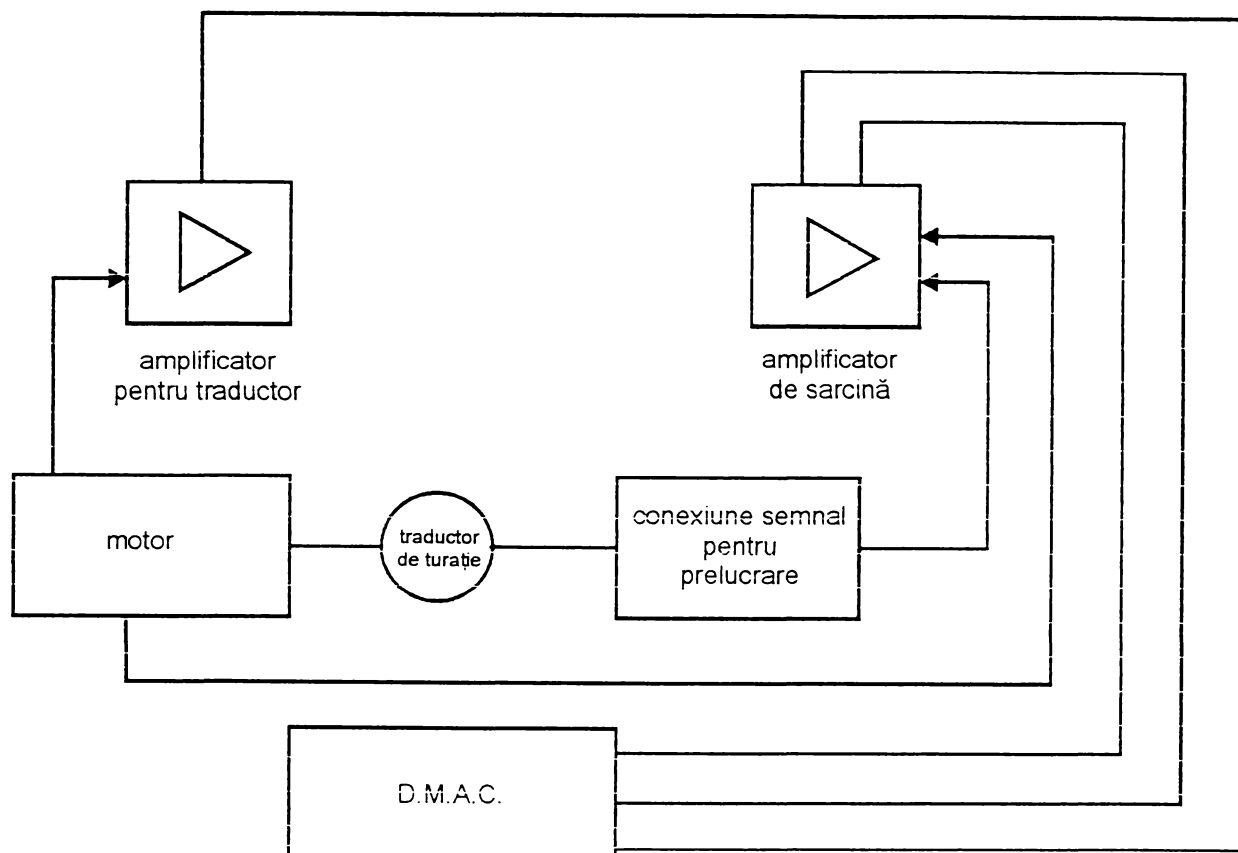


Fig.4.1.7.

Sistemul de înregistrare a indicilor motorului reprezintă corelarea acestora cu rotația arborelui cotit, realizând măsurarea individuală a ciclurilor.

Dintre parametrii care variază rapid se pot menționa presiunea din cilindru, turația arborelui cotit, presiunea din tubulatura de injecție.

În ceea ce privește raportul de comprimare, acesta s-a modificat prin înlocuirea garniturii de chiulasă cu garnituri de chiulasă de grosimi diferite și calcularea matematică a acestuia (ϵ), care au dus la valori diferite de putere dezvoltată de motor în condițiile funcționării după procedeul diesel-gaz.

Gradul de umplere a putut fi modificat prin acționarea clapetei de acces la intrare în galeria de admisie, înregistrarea acestor valori realizându-se cu ajutorul aparatul Bosch HFM2.

Metodica utilizată în cercetare a ținut cont de erorile care ar fi putut influența rezultatele. Determinările s-au efectuat după o funcționare prealabilă a motorului de cel puțin 20 min. astfel încât să se poată temperatura de regim a acestuia. Fiecare determinare s-a făcut după o funcționare a motorului de cel puțin 3 min. la turația și sarcina respectivă. După fiecare regim de funcționare s-a determinat coeficientul de variație cu ajutorul relației:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2}{n-1}}}{x_m} * 100 \quad [\%], \quad (1)$$

unde - x_i - valori măsurate ; x_m - media aritmetică.

Atunci când coeficientul de variație a depășit 5%, măsurătorile au fost repetate.

Ținând cont că fiecare măsurătoare s-a făcut de trei ori numărul gradelor de libertate este 2. Pentru ca valoarea reală a mediei să fie în intervalul ($x_m - a$, $x_m + a$) cu o probabilitate de cel puțin 95% și rezultă din tabele că a va fi dat de relația:

$$a = 4.303 * \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2}{n * (n-1)}} \quad (2)$$

Forma finală a mărimii determinate va fi:

$$x = x_m \pm a \quad (3)$$

Mărimile măsurate pe stand :

Tab.4.1.1.

Nr. crt.	Mărime	U.M.	Aparat	Grad de Precizie
0	1	2	3	4
1.	Consum orar de combustibil	Kg/h	cântar	$\pm 0,5\%$
2	Presiune atmosferică	mm.colHg	Barometru	$\pm 0,5\%$
3.	Temperatura apă	$^{\circ}\text{C}$	Termometru	$\pm 2^{\circ}\text{C}$
4.	Temperatura gaze de ardere	$^{\circ}\text{C}$	Termocuplu	$\pm 5^{\circ}\text{C}$
5.	Temperatură aer atm.	$^{\circ}\text{C}$	Termometru	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
6.	Moment motor	Nm	Ceas indic.frână	$\pm 1\%$

0	1	2	3	4
7.	Turația arbore cotit	rot	Numărător el.	±5%
8.	Presiune ulei	Kgf/cm ²	Manometru	±0,1bar
9.	Temperatură ulei	°C	Termorez.	±2°C

4.2. Dispozitive de amestec

Pentru pregătirea amestecului proaspăt și reglarea motorului pentru funcționarea pe gaze cu formarea amestecului exterioară se folosesc dispozitive de amestec speciale.

Amestecătorul de gaze, trebuie să realizeze dozarea necesară a combustibilului, să asigure o amestecare perfectă a gazului cu aerul și să opună o rezistență minimă curentului de amestec gaz și aer. Construcția amestecătorului trebuie să asigure o siguranță la pornirea motorului, o bună turație de mers în gol, o trecere rapidă de la turații mici la turații mari, de asemenea și un bun randament în gamele sarcinilor parțiale ale motorului și o putere mare când obturatorul este complet deschis.

Diferența principală între funcționarea amestecătorului și a unui carburator pentru combustibil lichid constă în faptul că în amestecător combustibilul

intră întotdeauna în stare gazoasă, iar carburatorul realizează evaporarea combustibilului în procesul de formare a amestecului. În afară de aceasta, când variază vitezele curenților datorită unei diferențe în stările agregatului ale componentelor ce se amestecă în carburator are loc o variație a raportului în greutate între aer și combustibil. Când se amestecă gaz cu aer aceste variații nu au loc.

Lăsând la o parte aceste condiții favorabile, o funcționare bună a motorului diesel-gaz nu poate fi atinsă cu ajutorul amestecătorului elementar de secțiune de trecere constantă. Cu atât mai mult caracteristica unui astfel de dispozitiv fiind mai adecvată decât la un carburator cu un singur jigsaw, apropiindu-se de caracteristica unui carburator cu jigsaw compensator.

Executarea necesităților enumerate mai sus la un amestecător de gaze e legată de asigurarea unei legi necesare de variație a excesului de aer λ în funcție de sarcina și turația motorului.

Reductoarele ce nu au dispozitiv de descărcare au întotdeauna la ieșire vid. Când există o instalație de descărcare, suprapresiunea se menține obișnuită în reductor numai în limitele sarcinilor parțiale. Din cauza neuniformității procesul de micșorare a presiunii în reductorul de gaze, ieșirea din reductor scade cu creșterea consumului de gaze până la 0 sau chiar la un anumit vid. Însă, și la suprapresiune la ieșirea din reductor din cauza rezistenței dispozitivului de dozare, a supapei de reținere și a conductei între reductor și amestecător gazul intră, la amestecător aproape totdeauna cu un oarecare vid (subdepresiune). Compoziția amestecului de aer și gaze sau coeficientul de exces de aer pentru un amestecător fără nici un dispozitiv de corecție va varia cu variația depresiunii în difuzor și presiunea la intrare în motor .

4.2.1. Construcția dispozitivelor de amestec

4.2.1.1.Principiul de funcționare

Pentru motoarele universale la care este totalmente menținut sistemul de alimentare cu combustibil lichid, dispozitivul de amestec se realizează de regulă în același corp cu carburatorul de benzină , în cazul motoarelor Otto. În acest caz, întrebuințarea dispozitivelor de corecție pentru variația compoziției amestecului gaz – aer necesită dispozitive complicate. Carburatorul amestecător trebuie să asigure când motorului funcționează pe benzină, aceeași caracteristică ca și carburatorul standard . Această situație exclude posibilitatea de a obține pe gaze parametrii obținuți la funcționarea pe benzină datorită faptului că nu permite mărirea secțiunii de trecere a amestecătorului . Este, însă de construcție simplă, și se trece ușor de la combustibil lichid pe cel gazos și invers.

În cazul cercetărilor efectuate pe motorul cu aprindere prin comprimare, tipul dispozitivelor de amestec realizate diferă de cel menționat mai sus pentru utilizare la funcționarea motoarelor Otto pe gaz.

Dispozitivele de amestec realizate pentru funcționarea motorului pe principiul diesel – gaz au fost concepute în două variante constructive. Primul dispozitiv de amestec este prezentat în fig. 4.2.1.1. în poziția montat pe motor.

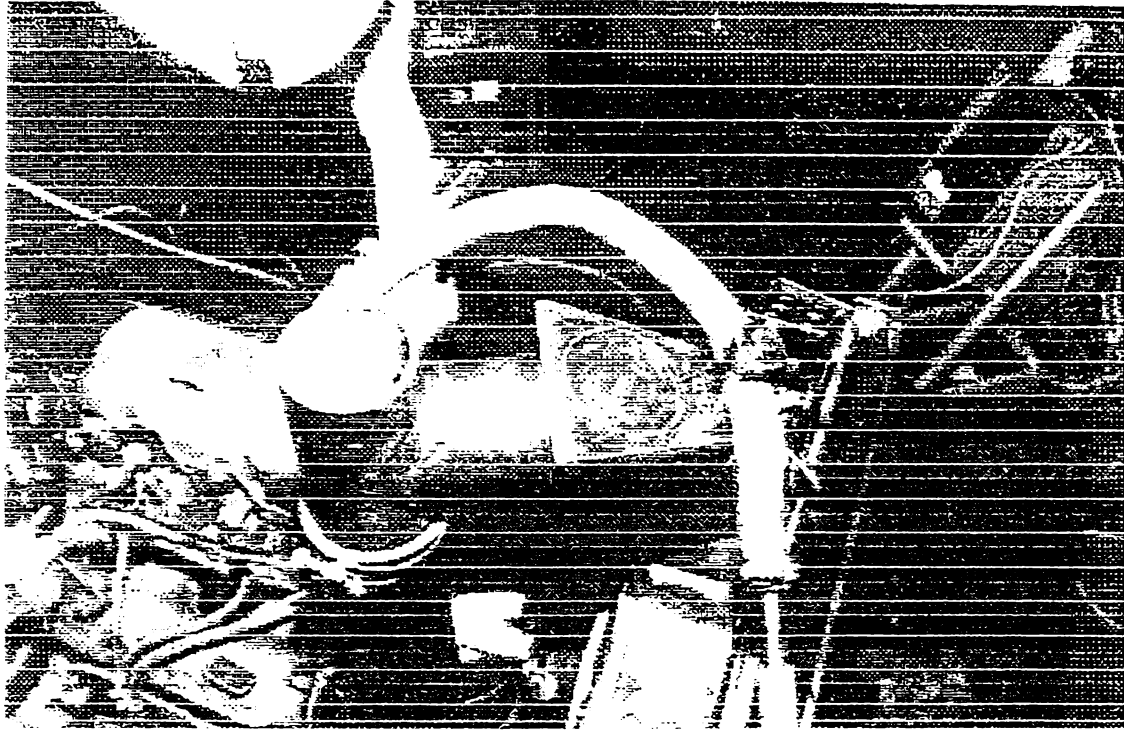


Fig. 4.2.1.1.

Principiul de funcționare al acestui amestecător este următorul : gazele petroliere trec din recipientii de depozitare prin reductorul de presiune într-o tubulatură de admisie a dispozitivului de amestec. Gazele petroliere sunt reținute înainte de a intra în amestecător de către un pistonăș distribuitor comandat de către motorul diesel – gaz, mai precis, de către pompa de injecție.

Acest pistonăș distribuitor este tensionat cu ajutorul unui arc reglat în funcție de parametrii nominali ai motorului. După pornirea motorului care se realizează pe combustibil lichid prin injecția pilot de motorină, odată cu modificarea regimului de lucru al motorului, cerința de amestec combustibil crește, aceasta determinând la nivelul dispozitivului de amestec următoarele fenomene:

Clapeta obturator din galeria de admisie închizându-se, motorul primește combustibil format din gaze petroliere și aer în următorul mod: depresiunea din galeria de admisie, care acum se află la nivelul dispozitivului de amestec, acționează asupra

clapetei difuzor care lasă aerul să treacă prin amestecător în galeria de admisie și în același timp prin intermediul unei pârghii basculante învinge forța resortului care ține pistonul distribuitor în poziția închis, determinând deschiderea acestuia și eliberarea gazului la presiunea reductorului spre galeria de admisie. Trebuie menționat faptul că gazele petroliere nu întâlnesc aerul în incinta amestecătorului ci numai după acesta, în galeria de admisie. Rolul dispozitivului de amestec în acest caz este acela de a doza aerul și gazul combustibil prin intermediul resortului pistonului distribuitor și al clapetei difuzor.

Gazele combustibile trec prin dispozitivul de amestec doar la nivelul pistonului distribuitor și intră în galeria de admisie sub un unghi de 30° față de axă prin intermediul a opt orificii dispuse echidistant.

În fig. 4.2.1.2. se prezintă dispozitivul de amestec al cărui principiu de funcționare a fost descris mai sus .

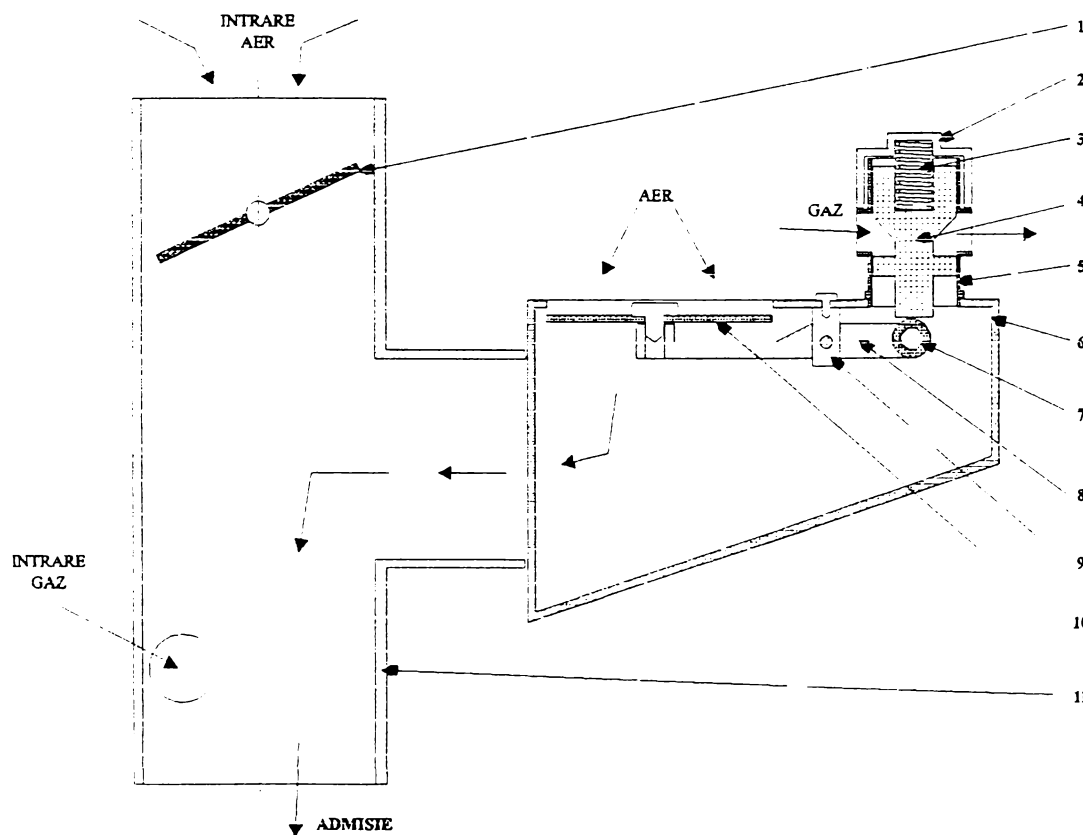


Fig. 4.2.1.2.

- 1.Clapetă, 2.Capac, 3.Arc, 4.Piston, 5.Corp, 6.Corp,
7.Rolă, 8.Braț, 9.Suport, 10.Clapetă difuzare, 11.Galerie admisie



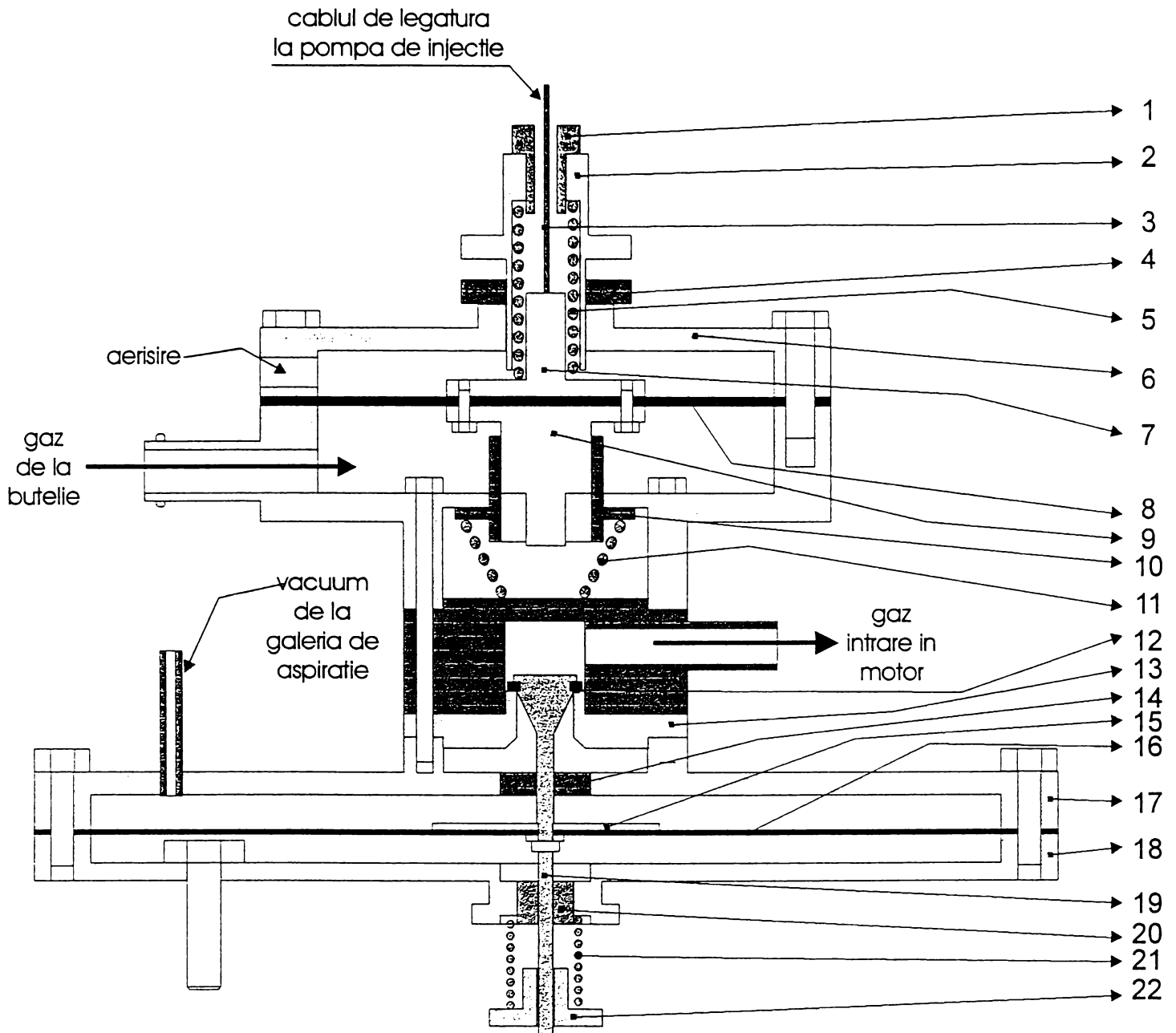
Fig. 4.2.1.3.

Al doilea dispozitiv de amestec este prezentat în fig. 4.2.1.3. În poziția montat pe motor. Acest dispozitiv de amestec are următorul principiu de funcționare: gazele petroliere aflate în recipiente sub presiune trec prin reductorul de presiune în tubulatura de admisie a dispozitivului de amestec. Aici sunt reținute prin intermediul unui disc tensionat a cărui comandă se realizează cu ajutorul unui cablu bovden cuplat prin intermediul unei pârghii la pompa de injecție a motorului.

În funcție de parametrii motorului, tensionarea arcului de reținere se poate modifica prin intermediul unei piulițe de reglaj. După pornirea motorului prin injecția pilot de motorină, depresiunea creată în galeria de admisie este sesizată la nivelul dispozitivului de amestec printr-o tubulatură care face legătura între galerie și amestecător și care acționează asupra unei membrane din piele de bivoli care este întinsă perfect pe suprafața secțiunii amestecătorului și care are rolul de a permite gazelor petroliere să patrundă în interiorul dispozitivului de amestec într-o cantitate corespunzătoare unui anumit regim de funcționare al motorului.

Spre deosebire de prima variantă constructivă a amestecătorului, la această variantă aerul necesar amestecului carburant nu mai trece prin amestecător

În fig.4.2.1.4. se prezintă al doilea dispozitiv de amestec prezentat mai sus.



- 1.Capac de închidere 2.Capac de ghidare 3.Cablul de legătură 4.Contra piuliță
5.Arc de tensionare 6.Capac 7.Suport membrană 8.Membrană 9.Suport inferior 10.Bucșă
11.Arc conic 12.Garnitură etanșare 13.Corp de legătură 14.Bucșă 15.Dispozitiv de reglaj
16.Membrană din piele 17. Capac superior 18. Capac inferior 19.Tijă suport membrană
20.Bucșă 21.Arc de tensionare 22.Piuliță de reglaj

Fig.4.2.1.4.

4.2.1.2. Calculul pierderilor în secțiunile caracteristice ale amestecătoarelor

Pentru o evidențiere mai generală a pierderilor realizate în secțiunile caracteristice ale amestecătorului s-a apelat la relațiile stabilite de Idelcik [1] pentru coeficienții de pierdere locală.

Aceste relații sunt în funcție de dimensiunile geometrice reale ale secțiunilor prin care intră aerul și gazul combustibil spre zona de amestec. Astfel:

1. Pentru zona cu clapetă plană din secțiunea de admisie aer, forma relației este:

$$\zeta = \frac{120}{R_e} \frac{1 + \frac{\bar{D}_d}{2}(1 + \sin \delta)}{(1 - \bar{D}_d \sin \delta)^2} + \left(1 - \frac{50}{R_e}\right) \left(\frac{1,56}{1 - \bar{D}_d \sin \delta} - 1\right)^2 \quad (4)$$

unde δ este unghiul făcut de planul clapetei cu direcția de curgere, D_d este diametrul clapetei și D_e este diametrul secțiunii circulare a amestecătorului.

$$\bar{D}_d = \frac{D_d}{D_e} \cong 0,98 \quad (5)$$

R_e este Reynolds = $\frac{V_o D_e}{\nu} \cong 4100$ pentru regim de curgere turbulentă

2. Pentru zona de admisie aer la clapeta difuzoare:

$$\xi = 0,55 + 4\left(\frac{b_t}{D_o} - 0,1\right) + \frac{0,155}{\left(\frac{h}{D_o}\right)^2} \quad (6)$$

unde h este distanța dintre clapeta difuzoare și umărul de sprijin al orificiului de admisie aer,

$$b_t = \frac{D_d - D_o}{2} \quad (7)$$

unde D_d este diametrul clapetei.

3. Pentru zona de reglare debit gaz combustibil cu ajutorul pistonășului:

$$\zeta = \frac{\left(4,1 \frac{h}{D_d} + 23\right)}{R_{e_h}} + \left(1 - \frac{A_h}{A_o}\right)^2 + 0,18 \quad (8)$$

unde A_o este diametrul secțiunii de intrare aer în camera de amestec;

A_h este secțiunea hidraulică din zona strangulată de pistonul sertar;

R_{e_h} este numărul Reynolds pentru regimul de curgere turbulent.

Acești coeficienți intervin în relațiile de calcul al pierderilor de presiune la intrarea aerului, respectiv gazului combustibil în zona de amestec. Întrucât aceste pierderi variază cu debitul de aer, respectiv gaz combustibil, rezultă complexitatea procesului de amestecare din amestecător greu de stabilit matematic prin metode obișnuite, necesitând programe de calcul specializate și care nu sunt disponibile pentru a fi aplicate în această teză.

Problema este cu atât mai greu de rezolvat cu cât chiar dacă se utilizează ordinograma cu element finit prelucrată pe calculator, coeficienții locali de pierderi nu pot fi calculați cu precizie deoarece ecuația Navier-Stokes nu este rezolvabilă în mediul vâscos decât pentru situații simple. Ar fi necesară adaptarea acestora după mode încercate experimental, mai mult sau mai puțin apropiate de cele în discuție.

De asemenea, variațiile permanente ale debitului și presiunii conduc la un sistem de foarte multe ecuații cu foarte multe necunoscute (variație de vâscozitate, densitate, presiune și temperatură, parametrii termodinamici, etc.) care fac practic imposibilă descrierea procesului prin mijloace matematice și de calculator de care dispun.

De remarcat că valorile coeficienților ζ din cele trei seturi de tabele calculați cu relațiile anterioare se încadrează în valorile stabilite de Idelcik. Acest lucru se poate vedea foarte clar și în variația curbelor ζ funcție de diferitele valori ale dimensiunilor caracteristice.

Acest fapt denotă calitatea bună a amestecătoarelor proiectate și realizate în cadrul acestei teze.

În figurile următoare se reprezintă variațiile coeficienților de pierdere locală ζ în funcție de mărimile geometrice specifice secțiunilor de strângere. Indicele 1 se referă la figura 4.2.1.2., iar cele cu indicele 2 se referă la figura 4.2.1.3.

$$a_i := \zeta_{1_i} := \zeta_{2_i} :=$$

0.1	16.05	18.15
0.12	11.39	13.41
0.14	8.62	9.22
0.16	6.84	7.24
0.18	5.65	5.95
0.20	4.83	5.23
0.25	3.63	4.11

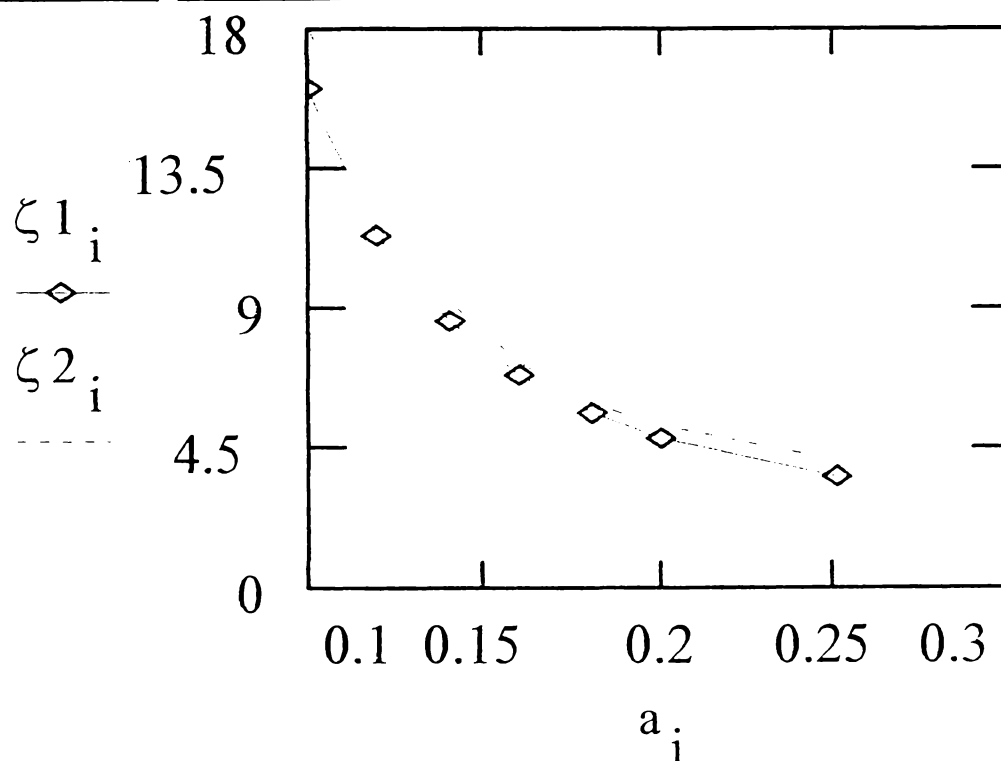


Fig.4.2.1.5.

$\delta_j :=$	$\zeta_{1j} :=$	$\zeta_{2j} :=$
0	1.55	1.55
20	442.80	452.70
40	1488.53	1689.23
60	7092.04	7392.54
75	45439.5	47352.6

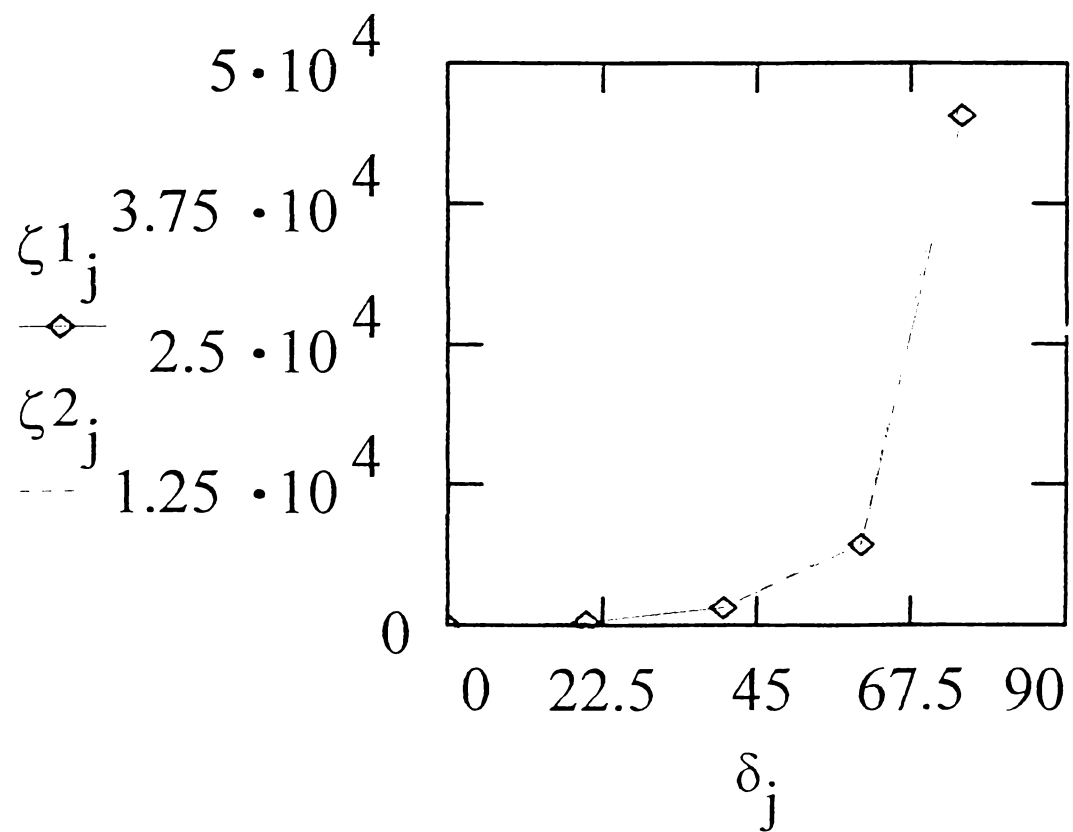


Fig.4.2.1.6.

$m_p := \quad \zeta_{1p} := \quad \zeta_{2p} :=$

0.1	99.005	86.005
0.3	7.506	21.535
0.4	3.406	7.502
0.5	1.726	5.735
0.6	0.956	4.912
0.7	0.557	4.862

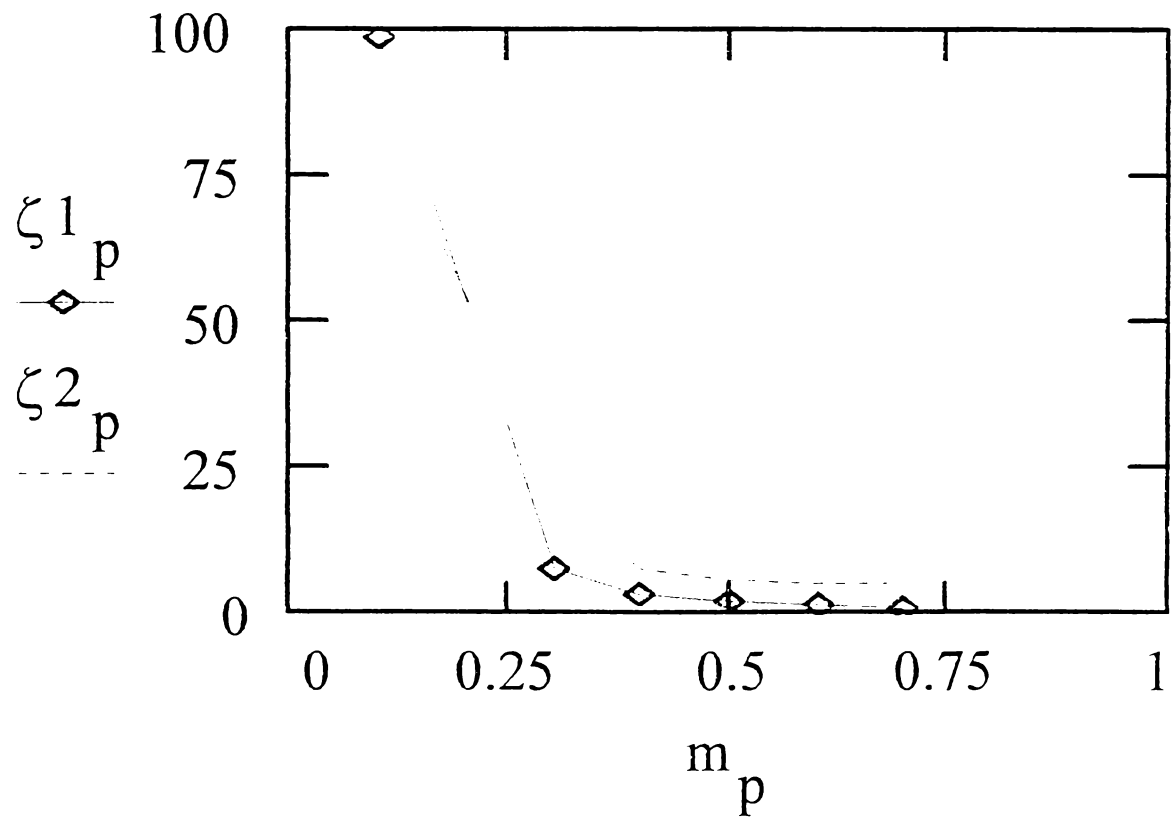


Fig.4.2.1.7.

4.3. Puterea calorică a amestecului de gaze din cilindru și influența sa asupra puterii motorului

Puterea motoarelor este determinată de puterea calorică a amestecului din cilindrul motorului.

$$H_t = \frac{H_u}{1 + L_r} \eta_v V_h, [kcal] \quad (9)$$

unde H_u este puterea calorică a unui m^3 de gaze.

L_r este cantitatea reală de aer necesară pentru a arde un m^3 de gaz.

η_v este coeficient de umplere;

V_h este cilindrul în m^3 .

Ultimul termen al acestei ecuații (V_H) pentru un motor transformat pe combustibil binar este o mărime invariabilă, motiv pentru care pentru menținerea puterii trebuie influențați primii doi termeni din ecuație.

În procesul de ardere, puterea calorică a unității de amestec depinde de calitatea gazului, și de excedentul de aer, iar coeficientul de umplere η_v de parametrii care caracterizează starea amestecului în tubulatura de admisie.

Puterea calorifică a amestecului aer-gaz și motorină folosit în funcționarea motorului după procedeul diesel-gaz pentru diferitele proporții de motorină utilizate în cercetarea motorului diesel-gaz se observă în tabelul de mai jos

Tab.4.3.1.

Amestec combustibil	Putere calorifică inferioară H_i [kJ/kg]
Gaz 70%	50890
Gaz 57%	49350
Gaz 83,5%	52489
Motorină	42600

Gazul utilizat a fost prelevat de la parcul nr.2 Calacea, județul Timiș, iar proprietățile lui se găsesc în capitolul doi al acestei teze. Influențele utilizării acestor amestecuri se regăsesc în figura 4.3.2., care reprezintă variația puterii efective a motorului în funcție de puterea calorifică inferioară a combustibilului utilizat.

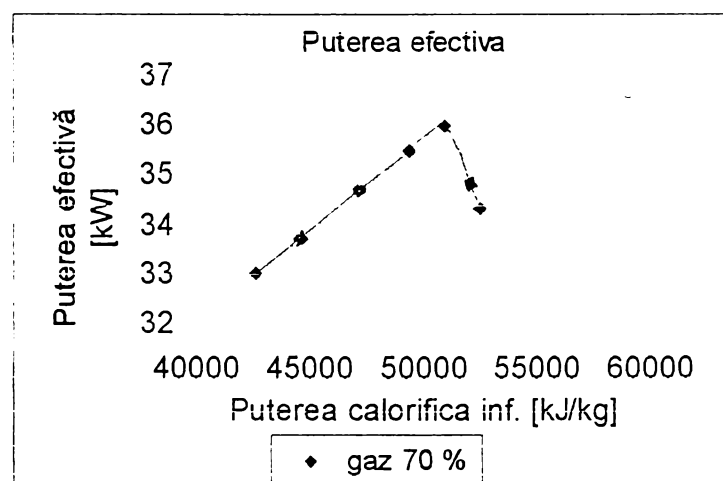


Fig.4.3.2.

Aceasta relevă faptul că motorul dezvoltă o putere mai mare odată cu creșterea puterii calorifice a combustibilului, pentru gaz 57% având puterea calorifică echivalentă (motorină 43%, gaz 57%) de 49,350 kJ/kg se obține o putere efectivă de 35,47 kW. La valori inferioare de putere calorifică, puterea efectivă a motorului scade, ajungând la 33 kW, pentru un combustibil cu puterea calorifică de 42600 kJ/kg, acesta reprezentând de fapt cazul când motorul funcționează numai pe motorină. Pe măsură ce procentul de gaz crește, puterea efectivă a motorului crește și ea, astfel că pentru un procent

de 70% gaz, puterea calorică echivalentă este de 50890 kJ/kg, condiții în care motorul dezvoltă o putere efectivă de 35,985 kW.

Mărind procentul de gaz din totalul de combustibil echivalent, se observă scăderea puterii efective a motorului, astfel că pentru valoarea de 52489 kJ/kg corespunzătoare unui procent de 83,5% gaz, puterea efectivă a motorului a scăzut la valoarea de 34,286 kW.

Cercetările prezentate mai sus s-au efectuat pentru un coeficient de exces de aer egal cu 1,36, această valoare fiind considerată valoarea optimă pentru funcționarea motorului după procedeul diesel-gaz, cu proporția de 70% gaz, având puterea calorică inferioară a combustibilului, de 50890 kJ/kg. Modificând coeficientul excesului de aer, rezultatele experimentelor au dat o variație de putere efectivă ilustrată în Fig. 4.3.3.

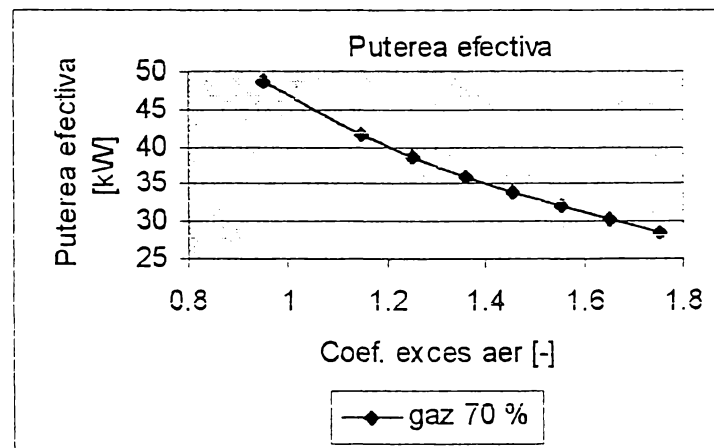


Fig. 4.3.3.

Se observă că odată cu scăderea coeficientului de exces de aer puterea efectivă crește astfel că pentru valori extrapolate ale coeficientului de exces de aer de 0,95 puterea efectivă ar ajunge la 48,67 kW, iar pentru valoarea coeficientului de exces de aer de 1,75 s-a dovedit că puterea efectivă scade până la valoarea de 28,67 kW.

Odată cu scăderea coeficientului de exces de aer și creșterea puterii efective, s-a observat însă o creștere semnificativă a consumului de combustibil.

Variația consumului specific de combustibil în funcție de coeficientului de exces de aer este ilustrată în fig. 4.3.4.

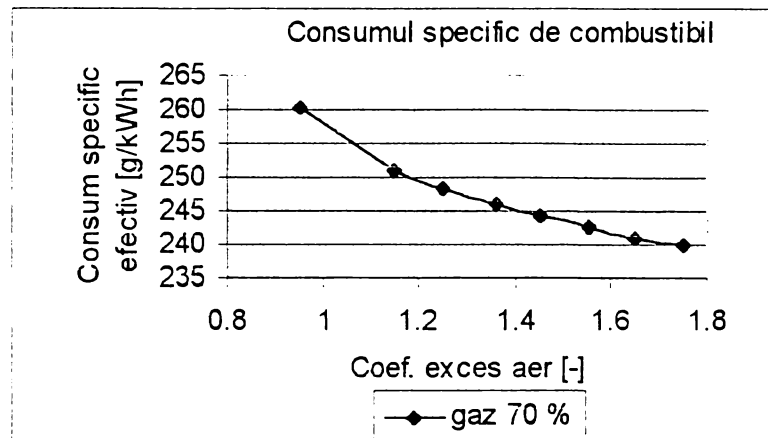


Fig. 4.3.4.

Pentru coeficientul de exces de aer de 1,36, consumul specific efectiv de combustibil a fost de 245,99 g/kWh. Odată cu scăderea coeficientului de exces de aer la valoarea de 0,95 consumul specific a fost de 260,313 g/kWh, iar pentru valoarea coeficientului de exces de aer de 1,75, consumul specific a fost de 239,834 g/kWh.

Analizând și valoarea randamentului indicat al motorului în condițiile variației coeficientului de exces de aer, rezultatele obținute sunt reprezentate în fig. 4.3.5.

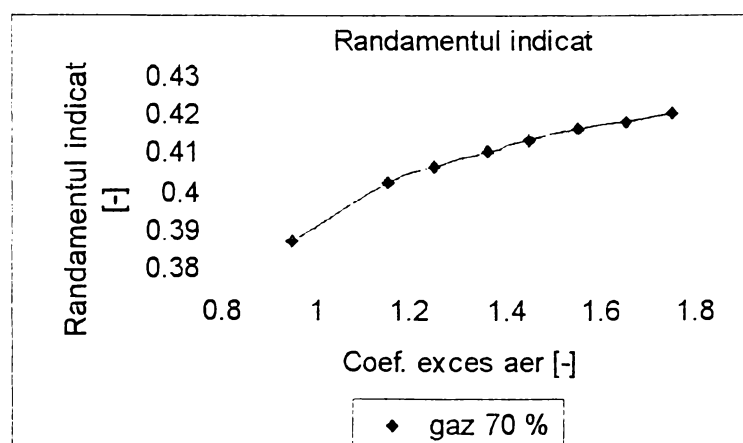


Fig. 4.3.5.

Pentru un coeficient de exces de aer de 0,95 randamentul indicat a avut valoarea 0,387, iar pentru un coeficient de exces de aer de 1,75 randamentul indicat a fost de 0,42. Se observă o creștere substanțială de randament în condițiile măririi coeficientului de exces de aer.

Presiunea medie efectivă a motorului a crescut și ea prin scăderea coeficientului de exces de aer. La valoarea coeficientului de exces de aer de 0,95 presiunea medie efectivă a fost de 10,403 bar, iar pentru coeficientului de exces de aer de 1,75 presiunea medie efectivă a scăzut până la valoarea de 6,129 bar.

Ținând cont de toate rezultatele experimentale obținute și redate mai sus, se poate spune că o funcționare optimă a motorului după procedeul diesel-gaz se realizează în condițiile utilizării unui combustibil gazos în proporție de 70% și a unui coeficient de exces de aer de 1,36.

4.4. Variația coeficientului de umplere și a gradului de comprimare. Influența lor asupra puterii

Instalația generatoarelor de gaz pentru motoare diesel funcționează de obicei pe principiul aspirației de gaze. Din acest motiv, la motoarele diesel transformate în diesel – gaz în timpul admisiei trebuie să învingem rezistența păturii de combustibil din generator și rezistența sistemului de tubulatură a gazului. Prezența acestor rezistențe provoacă micșorarea presiunii de admisie și a coeficientului de umplere, adică presiunea de admisie p_a pentru funcționarea pe gaze va fi mai mică decât presiunea p_a la funcționarea pe motorină. În cazul funcționării pe gaze fără instalație gazogeneratoare, (gazele trebuind să treacă prin amestecător și să parcurgă un drum mai lung până la intrarea în cilindru) vom avea o micșorare a presiunii de admisie și a coeficientului de umplere. Dacă vom considera presiunea aceeași la sfârșitul evacuării, coeficientul gazelor reziduale

invariabil și că nu există schimb de căldură între pereți și gaze , pentru ambele cazuri de funcționare ale motorului, atunci se poate presupune că t_a - temperatura la sfârșitul admisiei pentru funcționarea pe diesel – gaz va fi mai mare ca temperatura t_a pentru funcționarea numai pe motorină. Aceasta se obține datorită faptului că gazele reziduale dau căldură amestecului de greutate mai mică. Pe de altă parte, temperatura amestecului de la începutul admisiei va fi mai mare decât temperatura mediului ambiant, ceea ce are, de asemenea, influență asupra creșterii temperaturii .

Din aceste motive greutatea amestecului din cilindru pentru funcționarea pe diesel – gaz va fi mai mică decât pentru funcționarea pe motorină.

Coeficientul de umplere pentru funcționarea pe diesel –gaz evident variază corespunzător cu condițiile de umplere a cilindrului și din formulă se vede că variația puterii calorifice a amestecului din cilindru este direct proporțională cu variația coeficientului de umplere.

Ecuția pentru coeficientul de umplere a motorului diesel funcționând numai pe motorină.

$$\eta_v = \left(\frac{p_a}{T_a} \varepsilon - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_o}{p_o (\varepsilon - 1)} \quad (10)$$

- ε - raportul de comprimare;
- p_o, T_o – presiunea și temperatura mediului ambiant;
- p_r, T_r - presiunea și temperatura gazelor reziduale;
- p_a, T_a – presiunea și temperatura la sfârșitul cursei de admisie.

Această formulă va fi justă și pentru determinarea coeficientului de umplere pentru motorul transformat pe ambele combustibile , însă ținând cont de variația gradului de comprimare a presiunii și temperaturii de admisie. Dacă raportul de comprimare este mic se mărește volumul camerei de comprimare cu o valoare

$$y = V'_c - V_c \quad (11)$$

unde V'_c este volumul camerei de comprimare pentru gradul de comprimare mic.

Exprimând valorile volumelor camerei de comprimare prin gradele de comprimare și cilindreea V_h descrisă de piston, obținem:

$$y = V_h \left(\frac{1}{V'_c - 1} - \frac{1}{V_c - 1} \right) \quad (12)$$

Creșterea binară a camerei de comprimare se obține cu formula:

$$X = \frac{4V_h}{d^2} \left(\frac{1}{V_c' - 1} - \frac{1}{V_c 1} \right) \quad (13)$$

unde d este diametrul cilindrului.

Dacă sunt cunoscute presiunea de comprimare în cilindrul motorului diesel la funcționarea pe motorină p_c și a motorului pentru funcționarea pe diesel - gaz, atunci valoarea binară a creșterii camerei de comprimare poate fi determinată din ecuația politropică de comprimare pentru cazul în care valorile parametrilor începutului comprimării rămân constante. În acest caz se poate scrie:

$$p_c V_c^n = p_{cb} V_{cb}^n \quad (14)$$

Exponenții politropilor n și n_1 nu sunt egali între ei, însă diferența valorilor lor nu poate fi mare pentru valorile lui p_c ce se obțin la transformarea motorului diesel pe gaze, astfel că practic ei pot fi considerați egali. Deci putem scrie:

$$\frac{p_c}{p_{cb}} = \frac{V_{cb}^n}{V_c^n} \quad (15)$$

sau

$$\frac{V_{cb}^n}{V_c^n} = \frac{h_b^n}{h^n} \quad (16)$$

făcând transformarea, obținem înălțimea totală a camerei pentru funcționarea după procedeul diesel-gaz:

$$V_h = h^n \frac{p_c}{p_{cb}} \quad (17)$$

Dacă sunt cunoscute presiunea de comprimare în cilindrul motorului la funcționarea pe motorină, respectiv la funcționarea pe gaze, pot fi determinate valorile dimensiunii camerei de comprimare.

Dacă se ține cont că la începutul umplerii cilindrului cu amestec proaspăt se face spălarea camerei de comprimare a cilindrului, greutatea și volumul amestecului încărcat în cilindru se mărește cu micșorarea gradului de comprimare.

Acest fapt ajută la creșterea puterii cilindrului pentru aceeași cursă a pistonului. Creșterea puterii în procente poate fi determinată cu formula:

$$K = 100 \frac{y}{V_h} = 100 \left(\frac{1}{V_c'^{-1}} - \frac{1}{V_c - 1} \right) \quad (18)$$

Comparând influența raportului de comprimare și a coeficientului de umplere asupra puterii, vedem că micșorarea raportului de comprimare duce la scăderea puterii, iar micșorarea coeficientului de umplere o micșorează aproape în aceeași măsură. În acest caz puterea motorului transformat pentru funcționarea pe gaze va fi determinată de puterea calorifică a amestecului de gaze și aer.

Variația puterii cu raportul de comprimare la motorul diesel-gaz utilizând 70% gaz este redată în figura 4.4.1., unde se observă clar scăderea puterii motorului odată cu scăderea raportului de comprimare.

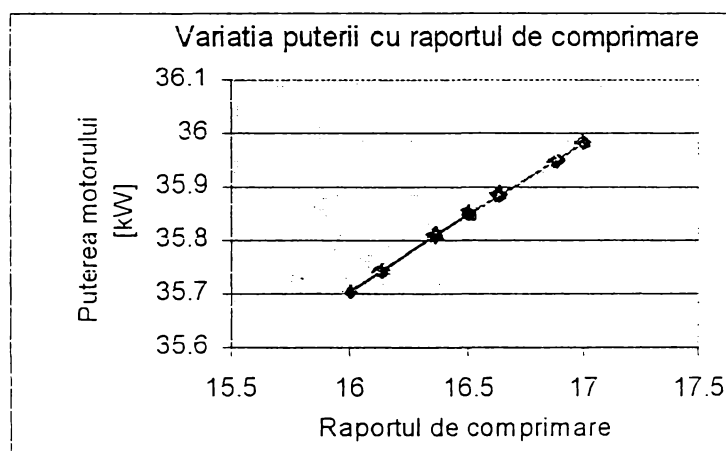


Fig. 4.4.1.

Modificarea raportului de comprimare s-a efectuat prin schimbarea garniturilor de chiulasă de diferite grosimi calculate cu formulele uzuale.

Se observă clar din figura de mai sus că la o reducere a raportului de comprimare cu 0,5 puterea efectivă a scăzut cu 0,4%. În același timp s-a observat o creștere a temperaturii gazelor și a consumului de combustibil odată cu scăderea raportului de comprimare, precum și a randamentului motorului.

În ceea ce privește variația gradului de umplere, aceasta este redată în figura 4.4.2.

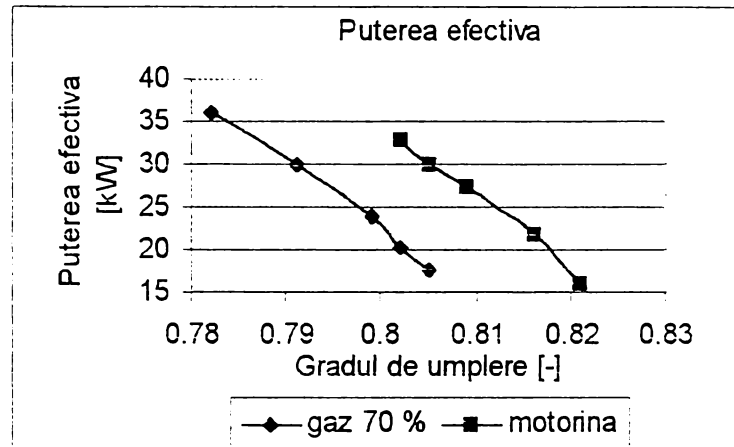


Fig. 4.4.2.

Pe măsură ce gradul de umplere crește, puterea efectivă a motorului scade atât la funcționarea pe motorină cât și la gaz. Diferența constă în faptul că motorul funcționând după procedeul diesel-gaz, lucrează la un grad de umplere mult mai mic decât motorul funcționând numai cu motorină. Aceasta se explică prin natura combustibilului preponderent gazos folosit la motorul diesel-gaz.

4.5. Temperatura de autoaprindere și aprinderea amestecului de gaze petroliere aer-gaz.

4.5.1. Viteza de ardere și influența ei asupra creșterii presiunii de ardere

La motoarele diesel-gaz formarea amestecului se face în cea mai mare parte în timpul admisiei și comprimării. Cu cât este mai mic procentul de adaos de motorină cu atât fenomenul este mai apropiat de procesul motorină cu gaz.

Cu cât se micșorează cantitatea de motorină adăugată la amestecul de gaz-aer, rolul ei se apropie de rolul aprinderii motoarelor cu gaz, adică de rolul bujiei și teoretic pentru aprindere sunt suficiente

“ scântele ” datorate autoaprinderii unei singure picături de motorină. Însă datorită presiunii și temperaturii mari de comprimare la motorul diesel-gaz, la anumite regimuri termice evident este posibilă autoaprinderea amestecului de gaz la sfârșitul comprimării. Din acest punct de vedere sunt foarte importante datele din tab.4.5.1.

Din tab. 4.5.1. se vede că temperatura la sfârșitul comprimării la cel mai mare raport de comprimare $\varepsilon = 17$ ajunge la 550°C.

Tab. 4.5.1.

Tipul motorului	Raportul de compr.	Presiunea la sfârșitul compr. p_c	Presiunea maximă p_z	Gradul de creștere a presiunii	Temp. la sfârșitul compr. °C
Motor pe gaz	6	9,58	31,9	3,33	330
Diesel cu compr.	14	35	35	1	510
Diesel fără compr.	12	29	48	1,65	470
Diesel fără compr. cu antecameră	17	38	48	1,26	540-560

La motorul diesel obișnuit pentru o bună aprindere a combustibilului lichid în amestec cu aerul este necesar un excedent de sarcină termică în comparație cu temperatura sa de autoaprindere.

Tab. 4.5.2.

Natura Combustibilului	Temp. de autoaprindere	Vit de ardere a amestecului cu aer m/sec	Obs
H ₂	585	4,5	După Mallear Le Chathellier
CH ₄	650	0,5	
C ₂ H ₄	520	6,5	
Gaz lampant	380-430	-	După Volers și Emke
Păcură	380	-	
CO	650	2	

Confruntând valorile din tab. 4.5.1. și 4.5.2. , se observă că la motorul diesel temperatura la sfârșitul comprimării este mai mică decât temperatura de autoaprindere a amestecului de gaze și aer, excepție făcând temperatura de autoaprindere a acetilenei. Conținutul în procente a amestecului de gaze și aer este destul de mic. Din acest motiv la motorul diesel ,autoaprinderea amestecului de gaze datorat numai căldurii obținute la sfârșitul comprimării nu este posibilă.

Este știut că viteza de ardere a amestecului depinde de cantitatea amestecului, de potențialul termic și de raportul componentelor din care este format gazul de amestec. Cea mai mare valoare o atinge viteza de ardere la anumite raporturi de gaz și aer. Din tab.4.5.1. se vede că hidrogenul și hidrocarburile grele au

o viteză de ardere mai mare decât CO. Aceasta demonstrează că îmbogățirea gazului cu componente de H și C_2H_2 va duce la creșterea vitezei de ardere a amestecului. Viteza de ardere crește de asemenea cu creșterea temperaturii de ardere și pentru anumite gaze arderea este posibilă numai în anumite condiții. Așa de exemp.lu, H_2 arde intens numai la temperatura de $850^\circ C$ adică la un excedent de sarcină termică deasupra temperaturii de autoaprindere. La temperaturi mai mici, întreținerea arderii este foarte grea. Cu creșterea temperaturii de ardere, reacția de ardere se face mai intens, ceea ce duce la mărirea vitezei de ardere. Prin urmare, mărirea stării termice a părților motorului, va acționa pozitiv asupra creșterii vitezei de ardere. Cu alte cuvinte viteza de ardere a amestecului de aer și gaz la sarcini mari va fi mai mare decât la sarcini mici și atinge maximul său la funcționarea pentru sarcina totală și suprasarcină. Asupra vitezei de ardere are influență și concentrația gazului în aer.

Astfel, de exemplu, la o concentrație de 40 vol. H_2 în 100 vol. Aer, viteza de ardere atinge valoarea maximă de 4,87 m/sec; prin mărirea în continuare a concentrației nu numai că se micșorează viteza de ardere, dar poate apare fenomenul de scoatere a amestecului din limitele de aprindere. Experimental, s-a stabilit că la o concentrație de gaze cu cantitatea de aer necesară teoretic, autoaprinderea amestecului se face la cele mai joase temperaturi. Pentru obținerea puterii maxime a motorului diesel trebuie să transformăm funcționarea pe diesel – gaz la un excedent de aer apropiat de valoarea teoretic necesară.

Ultima condiție duce la necesitatea de a lucra cu amestecuri bogate care determină condiții bune pentru autoaprindere și duc la o viteză mare de ardere a amestecului. Evident, din aceste motive în funcționarea pe gaze la puterea maximă a motorului apariția exploziilor detonante vor fi mai dese.

Toți acești factori ce influențează creșterea vitezei de ardere, trebuie luați în considerare individual la transformarea diferitelor tipuri de motoare pe diesel - gaz.

La funcționarea motorului diesel-gaz cu un mic procent de adaos de motorină, viteza de ardere a amestecului va depinde în general de viteza de ardere a componentelor.

De asemenea, trebuie observat că o mare influență asupra creșterii vitezei de ardere a amestecurilor o are prezența în camera de ardere de corpuri încălzite la temperaturi mari. Introducând în flacără corpuri reci se micșorează viteza de ardere. Aceasta ne duce la concluzia că existența elementelor nerăcite în camera de ardere a motorului diesel fără compresor se va manifesta altfel decât în motorul diesel cu compresor, datorită faptului că aerul de pulverizare acționează asupra organului încălzit și asupra întregii încărcături de aer. Din acest motiv, la motorul diesel cu compresor, prin reglarea cantității de aer de pulverizare se poate regla viteza de ardere și în anumite cazuri se obține o viteză egală cu viteza de ardere a amestecului motorină-aer. Existența în motorul diesel cu compresor a aerului de pulverizare la presiuni mari, poate fi folosită pentru creșterea puterii prin supraalimentare, însă trebuie reținut că fără a adăuga combustibil se ajunge la distrugerea flăcărilor .

Aprinderea la motorul diesel - gaz se face prin autoaprinderea motorinei injectată în cilindru înainte de sfârșitul cursei de comprimare. Prin aceasta sunt determinați parametrii stării termice la sfârșitul comprimării motoarelor diesel - gaz. Ei trebuie să aibe o asemenea valoare încât motorina să se autoaprindă. Dacă mărimea presiunii de comprimare este determinată de siguranța de aprindere a motorului, mărimea presiunii maxime va fi determinată de rezistența arborelui. Desigur este de dorit ca presiunea maximă să nu depășească valoarea presiunii maxime în cazul în care motorul funcționează numai pe motorină. Asupra mărimii presiunii maxime, după cum se știe, au influență în afară de viteza de ardere a amestecului și mărimea avansului care determină aprinderea, adică de injecția de combustibil obișnuit pentru fiecare tip de motor. Unghiul de avans care determină injecția (aprinderea) s-a determinat experimental.

La transformarea motoarelor diesel-gaz – determinarea avansului la injecția de motorină trebuie să se facă de asemenea experimental. Pentru anumite tipuri de motoare diesel injecția de motorină va fi mărită , pentru altele va rămâne cea inițială sau va fi micșorată. Asupra variației valorii unghiului de determinare a injecției de motorină au, de asemenea, influență construcția și calitatea instalației de alimentare cu combustil, mărimea cantității de motorină ce se injectează și calitatea

pulverizării ei. Totuși, oricum ar influența acești factori mărimea unghiului de avans ca injecție, hotărâtor rămâne timpul necesar pentru încălzirea picăturilor de motorină de la temperatura ei (pompa) până la temperatura de autoaprindere. Astfel stând lucrurile, unghiul de avans la injecția de motorină trebuie să fie astfel încât să asigure o aprindere a combustibilului, atât în stare rece a motorului, la mers în gol, cât și în stare caldă, corespunzătoare mersului în sarcină.

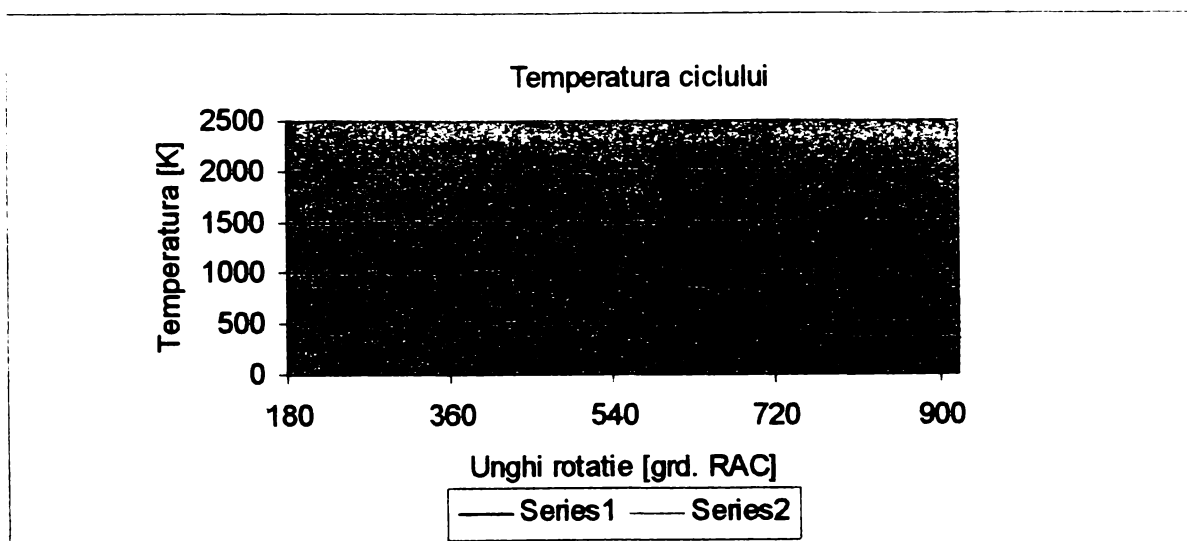
Este adevărat că la mers în sarcini mari aceste unghiuri se pot micșora pentru că starea termică a motorului este mai înaltă, iar încălzirea motorinei de aprindere se face mai devreme, însă această diferență va fi mică și practic puțin observabilă. Din acest motiv la motoare diesel cu turație constantă acest unghi nu este variabil. Lăsând constantă valoarea unghiului ce determină atât funcționarea pe motorină cât și pe gaz ne oprim la factorii ce influențează fenomenul. Asupra creșterii presiunii după aprindere sau asupra presiunii de ardere au o influență efectivă vitezele de ardere ale componentelor din care este compus combustibilul.

Amestecul de H_2 și hidrocarburi grele cu aer au cea mai mare viteză de aer. Din acest motiv, cu cât va fi mai bogată compoziția amestecului în aceste componente, cu atât vor fi mai mari viteza de ardere, respectiv presiunea de ardere.

După cum arată procesul de funcționare al motorului pe gaz, viteza de ardere îi asigură o creștere intensă a presiunii chiar în motoarele rapide, asigurând procesul de ardere aproape la volum constant, adică după ciclul Otto. Presiunea la sfârșitul comprimării trebuie să asigure temperatura de autoaprindere a motorinei.

Din acest motiv, fenomenul procesului de comprimare la motoarele diesel - gaz aproape că nu diferă față de motoarele diesel obișnuite, iar parametrii la sfârșitul comprimării se vor determina cu formulele cunoscute ale calculului termic.

Din figurile 4.5.3., 4.5.4., rezultate în urma experimentelor cu motorul funcționând numai pe motorină, comparativ cu motorul funcționând după procedeul diesel-gaz, cu 70% gaz se observă variația de temperatură pe ciclu în figura 4.5.3., iar în figura 4.5.4. se observă variația de degajare de căldură comparativ la cele două metode de funcționare.



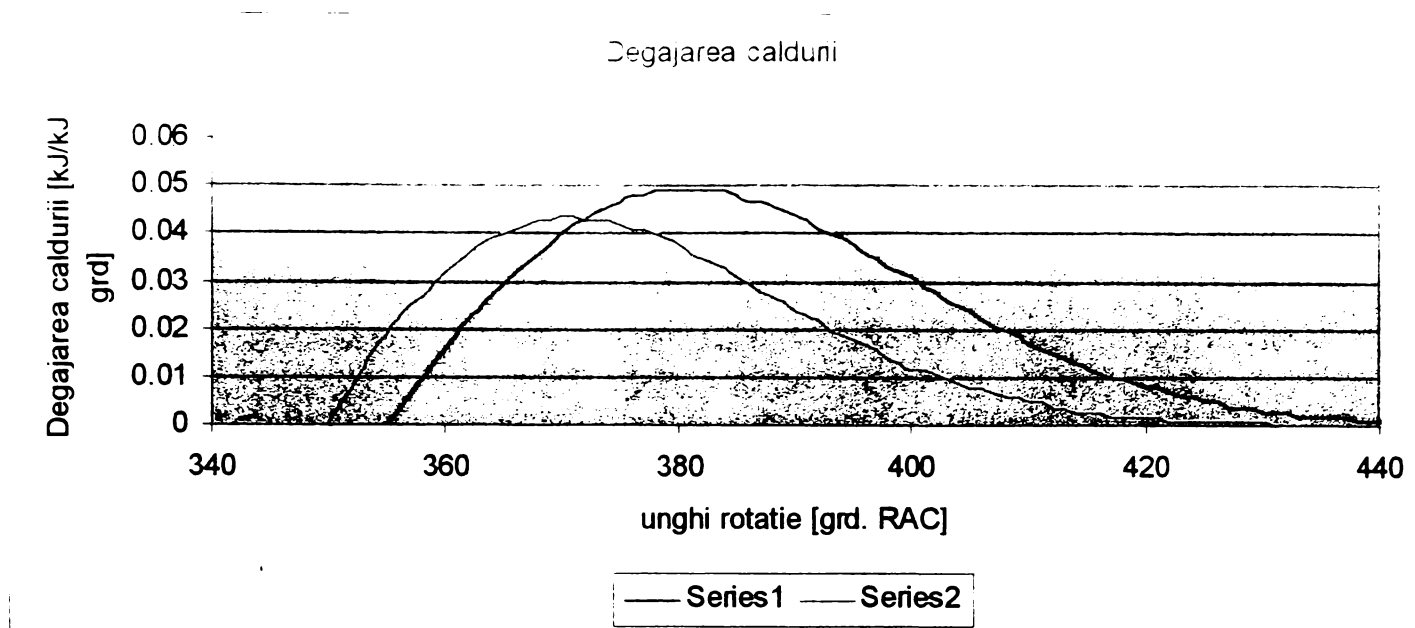
Seria 1 = gaz 70%

Seria 2 = motorină

Fig.4.5.3.

Modelarea temperaturii ciclului în funcție de unghiul de rotație a fost realizată prin calcul, utilizând datele experimentale obținute. Astfel, dacă în cazul motorului diesel funcționând numai cu motorină $T_{\max} = 1902$ K, în cazul motorului funcționând după procedeul diesel-gaz $T_{\max} = 2139$ K, deci se observă o creștere cu aproximativ 10% a temperaturii ciclului în cazul funcționării după procedeul diesel-gaz. Aceasta se datorează puterii calorice inferioare mai mari a combustibilului motorină + gaz 70%, decât în cazul funcționării motorului numai cu motorină.

Diagrama de degajare a căldurii în funcție de unghiul de rotație s-a obținut prin calcul, în baza datelor experimentale realizate și este arătată în figura 4.5.4.



Seria 1 = gaz 70%

Seria 2 = motorină

Fig. 4.5.4.

Prin studierea figurii 4.5.4. se observă diferența caracteristicii de degajare a căldurii pentru motorul diesel-gaz în comparație cu motorul diesel, a cărui viteză de ardere este mai mică decât la procedeul diesel-gaz, fapt ce se explică prin amestecul combustibil mult mai omogen în cazul utilizării gazului în procent de 70%, fapt ce a determinat și o micșorare a avansului la injecție la valoarea de 7° .

Valorile mai mari de degajare a căldurii sunt determinate și de faptul că amestecul este mai bogat și conduce la o autoaprindere mai bună în cazul diesel-gaz.. Trebuie însă specificat faptul că aceste condiții pot duce și la apariția exploziilor detonante.

4.6. Particularitățile determinării parametrilor la sfârșitul arderii

Experimental, s-a determinat valoarea coeficientului de exces de aer după amestecător și după procesul de ardere din cilindru L_k

Valoarea minimă a coeficientului de exces de aer L_k este determinată de condițiile unei arderi fără fum a gazului și a motorinei, pentru cea mai mică cantitate de motorină injectată, pentru aprindere și pentru menținerea puterii nominale a motorului diesel.

Având compoziția gazului, cantitatea teoretică de aer necesar pentru arderea unui k.mol de gaze se determină cu relația:

$$L_o = \frac{1/2(H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21}, \quad [\text{kmoli}] \quad (19)$$

Unde H_2 – conținutul de hidrogen din gaz [kmol] ;

CO – conținutul de oxid de carbon din gaz [kmol] ;

CH₄- conținutul de gaz metan din gaz [kmol] ;

O₂ – conținutul de oxigen din gaz [kmol]

Arderea combustibilului gazos și lichid se face cu același exces de aer, deci cantitatea de aer va fi:

$$L_r = \frac{1/2(H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21}, \quad [\text{kmoli}] \quad (20)$$

Cantitatea de aer adăugată la procesul de ardere poate fi determinată din amestecul gazos prelevat după amestecător . Practic, este mai comod a exprima

această cantitate de aer printr-o valoare relativă, adică prin coeficientul de exces de aer.

Prin încercări s-au determinat coeficientul L_c și în conducta de eșapament L_k în funcție de puterea motorului. Având valorile acestor coeficienți se poate determina cantitatea de aer liberă necesară la arderea motorinei pilot.

$$L_e = (L_c - L_k)L_o = (L_c - L_k) \frac{1/2(H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21}, \quad [\text{kmoli}] \quad (21)$$

Cantitatea de aer teoretică necesară pentru arderea unui kg de gaz se determină cu relația:

$$L_r^m = \frac{L_k}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad [\text{kmoli}] \quad (22)$$

Cunoscând cantitatea liberă de aer și cantitatea reală necesare pentru arderea unui kg de motorină, se determină cantitatea de motorină ce poate fi arsă în amestecul de aer și gaz cu relația:

$$g_m = \frac{L_e}{L_r^m}, \quad [\text{kg}] \quad (23)$$

Cantitatea de căldură dezvoltată ca rezultat al arderii unui kmol de aer se determină cu relația:

$$Q_g = H_g V_g, \quad [\text{kcal}] \quad (24)$$

Unde H_g - puterea calorifică a unui m^3 de gaz;

V_g - volumul în kmol al gazzului care la 15°C este egal cu $24,4 \text{ m}^3/\text{kmol}$;

Cantitatea de căldură dezvoltată de motorină se determină cu relația:

$$Q_m = g_m Q_u^m, \quad [\text{kcal}] \quad (25)$$

Unde Q_u^m - puterea calorifică a unui kg de motorină.

Cantitatea de căldură introdusă în cilindru cu combustibilul va fi:

$$Q_{total} = Q_g + Q_m = H_g V_g + g_m Q_u^m, \quad [\text{kcal}], \quad (26)$$

Raportul dintre cantitatea de căldură introdusă în cilindru cu gazul și cantitatea totală de căldură ce ia parte în procesul de ardere se notează cu :

$$Q_r = \frac{Q_g}{Q_{total}} = \frac{H_g V_g}{H_g V_g + g_m Q_u^m}, \quad (27)$$

Iar raportul dintre cantitatea de căldură introdusă în cilindru cu motorină și cantitatea totală de căldură ce ia parte în procesul de ardere se notează cu:

$$Q_s = \frac{Q_m}{Q_{total}} = \frac{g_m Q_u^m}{H_g V_g + g_m Q_u^m}, \quad (28)$$

Suma acestor raporturi va fi egală cu unitatea.

Pe baza principiului termodinamicii se scrie ecuația arderii:

$$Q_{total} + (1 + L'_g) m C_v' T_c + M_r m c_v' T_c = M m c_v' T_z, \quad (29)$$

$(1 + L'_g) m c_v' T_c$ - cantitatea de căldură fizică a amestecului de gaze la sfârșitul cursei de comprimare (aer+gaz+motorină).

$M_r m c_v' T_c$ - cantitatea de căldură fizică conținută de gazele reziduale la sfârșitul cursei de comprimare.

$M_r m v' T_z$ - cantitatea de căldură obținută datorită arderii întregului combustibil;

M_r și M - cantitatea în kmoli de produse de ardere;

$m c_v'$ și $m c_v''$ - călduri specifice moleculare.

Introducând valoarea lui Q_{total} în formulă, obținem:

$$(g_m Q_u^m + H_g V_g) + (1 + L'_g) m c_v' T_c + M_r m c_v' T_c = M m c_v' T_z, \quad (30)$$

Din această formulă se determină temperatura de ardere T_z .

Ceilalți parametri pot fi determinați cu formulele cunoscute ale calculului termic.

În condițiile funcționării motorului pe motorină și după procedeul diesel-gaz, parametri determinați se regăsesc în tabelul 4.6.1.

Motorină 100%

Tab.4.6.1.

$\eta_m=0,7617$	n=1200	n=1600	n=2000	n=2400 rpm
p_e [bar]	6,868	6,995	7,040	7,056
c_e [g/kWh]	260,88	254,48	252,85	247,87
p_{max} [bar]	59,46	62,99	66,34	69,39
T_{max} [bar]	1841	1853	1860	1902
η_i [-]	0,425	0,436	0,439	0,448
γ_r [%]	1,801	2,649	2,676	2,765
T_{mge} [K]	952	928	915	931,5
$T_{m\text{ ciclul}}$ [K]	1140	1130	1148	1151
P_e [kW]	16,065	21,816	27,445	33,010
M_c [Nm]	127,84	130,20	131,04	131,34

Motorină 30%

$\eta_m=0,7017$	n=1200	n=1600	n=2000	n=2400 rpm
p_c [bar]	7,539	7,659	7,714	7,692
c_c [g/kWh]	256,14	251,53	248,06	245,99
p_{max} [bar]	52,82	54,66	56,07	57,39
T_{max} [bar]	2112	2113	2126	2139
η_i [-]	0,394	0,401	0,406	0,410
γ_r [%]	1,337	2,119	2,336	2,345
T_{mge} [K]	1239	1221	1217	1221
$T_{m\text{ ciclu}}$ [K]	1192	1170	1174	1182
P_c [kW]	17,634	23,387	30,073	35,985
M_c [Nm]	140,32	142,565	143,59	143,18

Diagramele indicate corespunzătoare parametrilor din tabelul de mai sus sunt redatăe în figura 4.6.1.

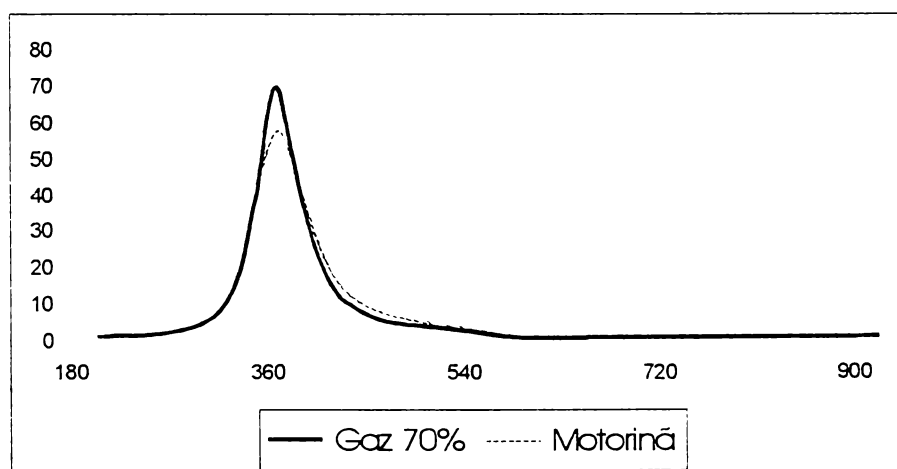


Fig.4.6.1.

4.7. Particularitățile pulverizării picăturilor mici de combustibil la motoarele diesel-gaz

Cantitatea de motorină injectată în cilindrului motorului pentru aprinderea amestecului de gaz și aer este determinată de posibilitatea de aprindere, de capacitatea instalației de combustibil (pompă, injector) și de necesitatea impusă mărimii puterii dezvoltate de motor.

De fapt, autoaprinderea unui amestec intim aer – gaz se poate face cu o picătură foarte mică de motorină, însă cantitatea ei este limitată de capacitatea aparaturii de combustibil. Aparatura de combustibil a tuturor motoarelor diesel funcționează bine când injectează o cantitate de motorină ce asigură mersul în gol al motorului. Experimental s-a stabilit că rezistența mecanismului la mers în gol necesită un consum de motorină de 25% din consum la putere maximă. Pentru gaze cu puterea calorică de 8500 kcal/Nm³ și pentru funcționare cu exces de aer normal, pentru motoare cu gaze $\lambda = 1,25 - 1,3$ este necesar un adaos de motorină de 25% pentru a obține un amestec de putere calorică identică cu puterea calorică a

amestecului aer – motorină, la funcționarea motorului diesel cu un exces de aer de $\lambda = 1,47$.

Astfel, echivalentul puterii calorifice a amestecului motorului necesită adaosul unei cantități de motorină care să asigure mersul în gol. În acest caz aparatura de combustibil trebuie să asigure o calitate de pulverizare a motorinei corespunzătoare ; din acest motiv la transformarea motoarelor diesel pe gaze aceasta poate rămâne neschimbată.

În acele cazuri când problema principală este de a obține un consum minim de combustibil lichid, aparatura de combustibil trebuie adaptată pentru a injecta cantități de combustibil micșorate, adică să se micșoreze dimensiunile sale geometrice

Particularitatea motoarelor diesel cu pulverizare directă este că aparatura de combustibil asigură o presiune a motorinei înainte de începutul pulverizării de 250-350 at. O astfel de presiune asigură în secțiunea de ieșire a diuzei o viteză mare și un diametru minim a particulelor de motorină pulverizată. Acest ultim fapt formează condiții favorabile pentru autoaprinderea combustibilului lichid la cele mai mici temperaturi ale aerului la sfârșitul comprimării.

La motoarele diesel cu antecameră, pompele de injecție dau o presiune de 80 – 120 at.; la această presiune motorina se pulverizează la început în antecameră în care arde o parte, presiunea gazelor crește, iar partea de motorină care nu a ars cu gazele de presiune se pulverizează în camera principală. Prin urmare, pulverizarea părții principale de motorină se face cu gazul de presiune înaltă și acest proces al calității se apropie de pulverizarea cu aer comprimat. Datorită presiunii mici a motorinei în pompă pulverizarea inițială în antecameră este slabă, autoaprinderea se îngreunează mai ales la perioada de pornire.

Viteza de ardere a amestecurilor gazoase este mult mai mare decât viteza la amestecul motorină - aer. De aceea la motoarele diesel-gaz se observă o creștere intensă a presiunii, iar la valori mari ale presiunii de comprimare, atinge valori periculoase pentru rezistența mecanismului motorului.

Mai sus s-a stabilit că micșorarea presiunii de comprimare sub presiunea care asigură o autoaprindere a combustibilului nu este permisă.

Autoaprinderea amestecului combustibilului lichid sau gazos cu aerul se obține în acel caz când temperatura de comprimare este mult mai mare decât temperatura la autoaprinderea acestor amestecuri.

Cu micșorarea volumului cantității de motorină pe un ciclu, viteza de curgere prin diuza injectorului se micșorează, iar raza particulelor crește.

Viteza de curgere a motorinei în injector poate fi determinată după formula continuității curentului, iar raza particulelor, după formula lui Tribning care se apropie într-o anumită măsură de cea obținută experimental.

Mărimile vitezei de scurgere și a razelor picăturilor determinate pentru motoare diesel (tab.nr. 4.7.1.).

Tab. 4.7.1.

Cantitatea de motorină injectată la o singură cursă a plunjerului în procente din cantitatea necesară pentru puterea maximă						
%	100	50	30	25	20	10
C_m [m/s]	108	54	32,2	26,9	21,5	10,8
R [mm]	0,00985	0,0395	0,1105	0,158	0,249	0,98

Analizând datele din tabelul nr. 4.7.1., micșorarea cantității de motorină ce revine la o singură injecție până la 25%, viteza de scurgere scade de 4 ori, iar raza picăturilor crește de 16 ori, adică invers proporțional cu pătratul vitezei.

În acest fel micșorarea volumului cantității de motorină ce se injectează și necesitatea micșorării presiunii de comprimare la motoarele diesel , în special, la acelea cu antecameră duce la creșterea timpului necesar pentru încălzire particulelor de motorină până la temperatura de autoaprindere.

La motoarele diesel – gaz aceasta se atinge prin mărirea unghiului de avans la injecție.

Ca și criteriu de variație a calității de pulverizare va servi variația vitezei și energiei de scurgere.

Viteza și energia de scurgere pot fi determinate din următoarele formule date sub forma cea mai generală ;

$$W = \frac{G_{sec} V}{f} \quad (4.7.1.)$$

Unde G_{sec} - consumul de gaze pe secundă ;

V - volumul specific al gazelor;

f - suprafața secțiunii de ieșire.

Dacă considerăm dimensiunile suprafețelor orificiilor care leagă volumul antecamerei cu volumul principal al camerei de comprimare, atunci obținem că la uzarea pulverizatorului, suprafața secțiunii de ieșire crește de 2,6 ori.

Evident, în aceleași condiții de scurgere a gazului din camera de comprimare în antecameră și invers, viteza se micșorează invers proporțional cu variațiile suprafețelor, iar energia de scurgere scade proporțional cu pătratul vitezelor.

Cu creșterea suprafeței secțiunii de trecere a canalului care leagă antecamera cu volumul camerei de ardere principale, motorul cu antecameră după procedeul său de funcționare, se aseamănă cu tipurile de motoare cu cameră de ardere divizată însă cu injecția motorinei nu în camera principală, ci cu injecția motorinei în cea mai mică folosind-o ca acumulator.

Acest proces necesită un studiu teoretic și practic separat. Este interesant, de asemenea, faptul că întreaga cantitate de motorină arde în camera mai mică, adică în antecameră sau nu. Cum însă în timpul admisiei în cilindru intră amestec gata preparat, se poate admite că la începutul injecției combustibilului lichid în ambele camere va fi un amestec de aceeași calitate. Dacă așa stau lucrurile, atunci este evident că combustibilul ce intră în antecameră arde în asemenea cantitate care este asigurat de oxigenul liber din ea, iar cealaltă parte va fi pulverizată de gazele de presiune mărită în camera de ardere principală.

Când injectăm cantități de motorină micșorate, calitatea pulverizării ei poate fi menținută prin micșorarea secțiunilor de ieșire în pulverizorul injectorului, iar calitatea funcționării pompei de injecție – prin micșorarea corespunzătoare a dimensiunilor geometrice ale organelor sale.

Prin mărirea puterii calorifice a gazului și micșorarea excedentului de aer, cel puțin până la valoarea obținută experimental, va fi micșorat consumul de motorină pentru aprindere și mărită puterea până la valoarea ei nominală. Aceasta s-a verificat prin experiențele făcute, când puterea totală a motorului a fost obținută

la funcționarea pe gaz cu o putere calorifică de $8635,3 \text{ kcal/Nm}^3$ și la un adaos de motorină de 30%.

Prin micșorarea excesului de aer crește mult cursa de putere.

Micșorarea excesului de aer și al cantității de motorină pentru aprinderea duce la creșterea presiunii maxime de ardere, motorul funcționează rigid și cu bătăi în mecanism.

4.8. Cifra metanică

Cifra metanică caracterizează rezistența la detonație a gazelor combustibile și reprezintă procentul în volume de metan în amestec cu hidrogen care dă într-un anumit motor experimental aceeași intensitate de detonație ca și combustibilul gazos încercat.

Încercările pentru determinarea cifrei metanice au fost realizate pe un motor cu aprindere prin scânteie, în patru timpi. Amestecul aspirat, temperatura apei de răcire, unghiul de avans la aprindere, raportul de comprimare se pot varia într-un domeniu larg. Necesarul de aer și gaz precum și puterea se pot măsura.

Ca motor pentru experiment pentru cercetările fundamentale și pentru determinarea cifrei metanice s-a utilizat un motor CFR/RDH/ ϕ 96,8 mmx92mm.

Testarea pentru verificarea domeniului de valabilitate a cifrei metanice a fost realizată pe motorul CFR și pe două motoare convenționale de diferite dimensiuni. Motorul JW40GO era un motor cu doi cilindri (ϕ 125mmx145mm) al cărui prim

cilindru utiliza gazul ca și combustibil încercat iar cel de al doilea funcționa pe principiul diesel cu rol de a menține turația constantă.

Al doilea motor convențional, mai mare decât primul, MWMG38-E era un motor monocilindric ($\phi 320\text{mm} \times 480\text{mm}$). Raportul de comprimare s-a modificat aici cu ajutorul a diferite plăci intermediare la bielă. Pentru producerea continuă a amestecului gazos necesar standului de încercări s-a folosit o instalație de amestec a unei componente gazoase pentru motorul CFR și o instalație pentru amestecul a trei componente pentru motoarele convenționale. Fig.4.8.1. arată schematic construcția instalației de amestec și măsurare a trei componente gazoase.

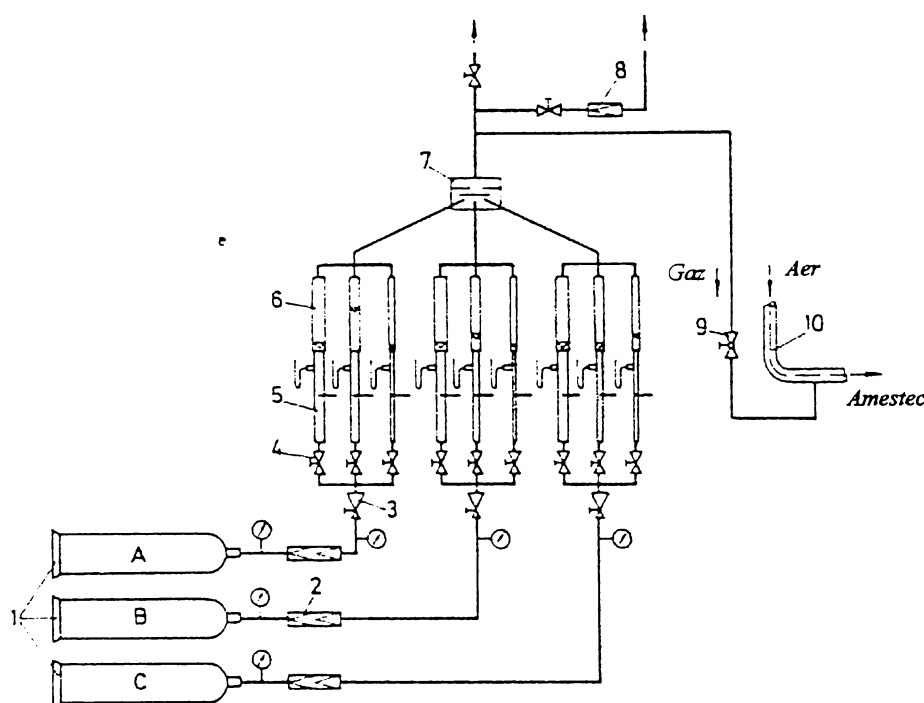


Fig. 4.81.

În urma cercetărilor făcute pe motorul CFR/RDH se poate observa în fig.4.8.2. linia de referință $MZ=f(p_c)$ și cifra octanică estimată a componentelor gazoase precum și a amestecului gazos format în care MZ =cifra metanică iar p_c =presiunea de comprimare.

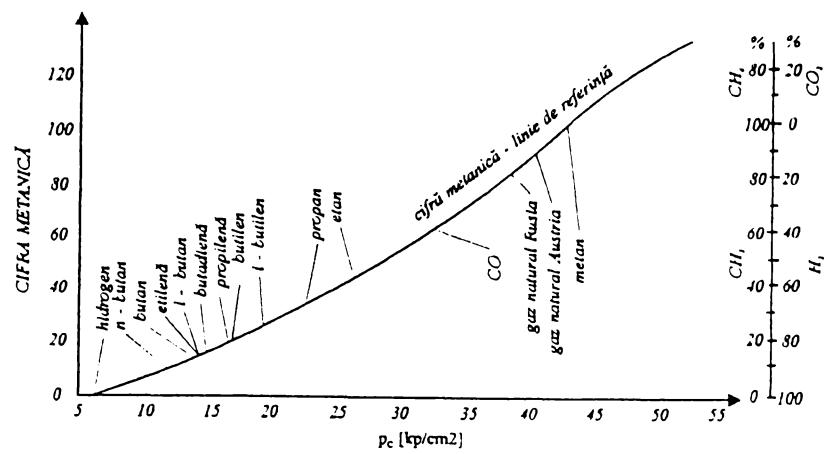


Fig.4.8.2.

Tabelar, se arată compoziția și cifrele metanice ale gazelor componente și ale amestecurilor de gaze formate ținând seama de compoziția chimică și de procentul volumic al fazelor gazoase. (tab. 4.8.1.).

În fig. 4.8.3. se observă cifrele metanice și cifrele octanice ale amestecurilor gazoase care au la bază metanul. Cercetările au fost realizate pe motorul CFR/RDH.

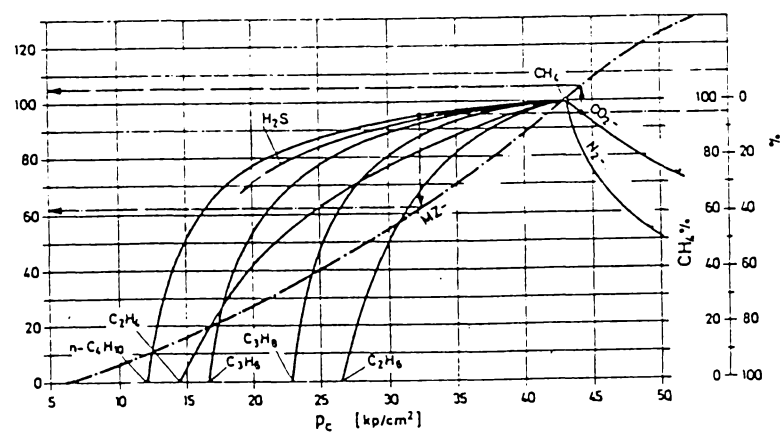


Fig. 4.8.3.

La alegerea combinațiilor gazoase va fi luată în calcul întrebuințarea practică a tipurilor de gaz: gaz natural, gaz curat și gaz de rafinare. În fig. 4.8.4.(a-o) se arată cifrele metanice a amestecului de cele trei componente. În fig. 4.8.4.(a) se arată ca exemplu amestecul M(44,5%CH₄;43%C₂H₆;12,5%C₃H₈) cu cifra metanică MZ = 50 și modul cum se citește această diagramă.

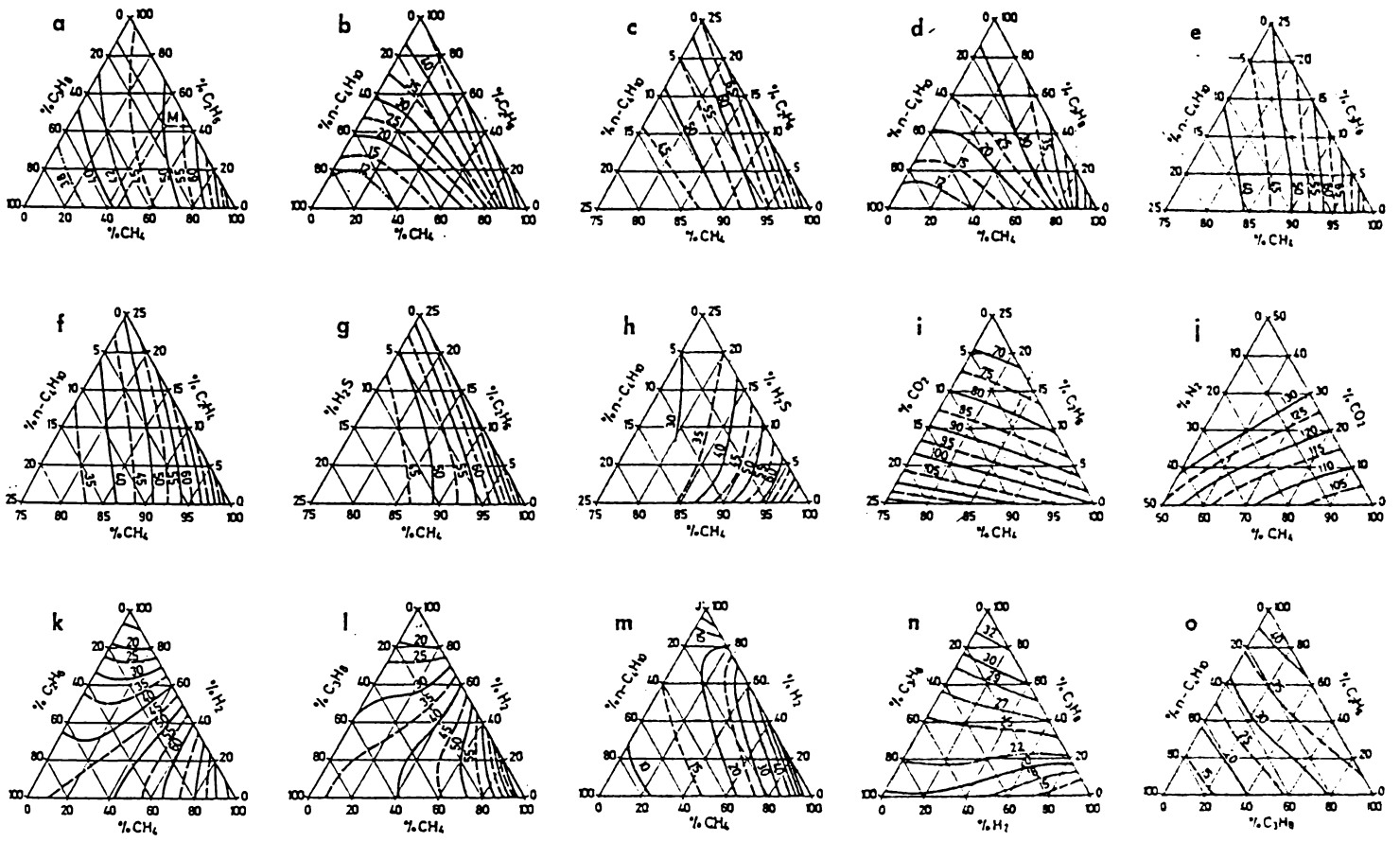


Fig. 4.8.4. (a-o)

4.8.1. Modul de calcul al unui amestec gazos

Pentru alegerea părților de amestec favorabile în interiorul combinației chimice a întregului amestec gazos trebuie îndeplinite următoarele condiții:

- a) Înainte de formarea amestecului gazos trebuie redusă analiza existentă a fiecărei componente inflamabile care pe baza concentrației procentual volumetric rezistentă la detonație (cifra octanică) se va determina. De aici rezultă că pe de o parte eventuala participare de izobutanși de hidrocarburi înalte conținute de normal butan va conta în plus, iar pe de altă parte componentele inerte CO_2 și N_2 vor fi considerate ne semnificative.
- b) Cifrele metanice MZ_i ale părților componente alese trebuie să aibă una față de alta o diferență de cinci unități de cifră metanică. Aceasta se va face prin cercetarea diferitelor variante de împărțire și mai ales prin împărțirea uneia sau mai multor componente în mai multe părți de amestec.

Următorul exemplu ilustrează metoda de calcul.

Regula b) este îndeplinită : $MZ_i = 83,0-80,5-2,5$ Calculul după

formula (1) : $MZ' = 1/100(83,0 \times 57,63 + 80,5 \times 42,37) = 81,9$.

Valoarea măsurată $MZ = 82,5$.

Cum arată tabelul de mai jos metoda prezentată permite o apreciere satisfăcătoare de exactă a cifrei metanice pentru amestecuri gazoase complexe. Calculul nu poate înlocui verificarea exactă a cifrei metanice cu ajutorul motorului dar se poate folosi cu succes acolo unde nu există un astfel de motor de probă sau când cantitatea de gaz nu este suficientă.

Tab.4.8.1.

	Nr.	Amestecul chimic															Cifre metanice		
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₂ H ₄	C ₃ H ₈	C ₃ H ₆	n-C ₄ H ₁₀	i-C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₈	n-C ₅ H ₁₂	i-C ₅ H ₁₂	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO ₂	N ₂	Măs.	Calc.	Difer.
Gaze rezid. Din procese chimice	1	6	-	5	-	-	-	-	-	-	-	-	84	-	-	-	12,6	11,7	-0,9
	2	7	-	9	-	20	-	-	-	-	-	-	64	-	-	-	14,4	14	-0,4
Gaz De Benz.	3	10,43	26,3	-	38,42	-	13,4	-	-	-	-	-	11,44	-	-	-	34,3	34,4	+0,1
	4	10,43	-	26,3	38,42	-	13,4	-	-	-	-	-	11,44	-	-	-	23,7	24,7	+1,0
	5	10,43	26,3	-	-	38,42	13,4	-	-	-	-	-	11,44	-	-	-	22,8	23	+0,2
	-	10,40	23,5	2,71	38,32	-	4,55	8,82	-	-	-	-	11,40	-	0,1	0,2	-	32	-
Gaz Mat. "sour type"	6	69	20	-	11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	54,8	55,8	+1,0
	7	65	18,5	-	11	-	5,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	48,3	45,7	-2,6
	8	60,85	17,1	-	10,26	-	5,18	-	-	-	-	-	-	6,63	-	-	35	36,2	+1,2
"wet type"	9	93	4,3	-	2,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	75	76,5	+1,5
	10	91	4,2	-	2,7	-	2,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	65,6	67,5	+1,9
"casing head type"	11	49	19	-	32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	43,8	46	+2,2
	12	41	16,2	-	26,2	-	16,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	35,4	33,4	-2,0
"Alger. Sahara	13	83	-	7,2	2,3	-	0,8	-	-	-	-	-	-	-	-	6,1	65	65,8	+0,8
"Osterre ich"	14	96,85	1,43	-	0,40	-	0,09	0,09	-	0,04	0,05	0,30	-	-	0,18	0,55	90	90	0
"Holland"	15	81,3	2,8	-	0,5	-	0,3	0,3	-	0,1	0,1	0,1	-	-	0,8	14,2	-	88,5	-
"UdSSR"	16	95,01	2,62	-	0,73	-	0,20	0,15	-	0,06	0,09	0,22	-	-	0,38	0,54	82,5	81,9	-0,6
Butan HU	17	-	-	-	13,4	0,9	42,5	42,5	0,4	-	0,3	-	-	-	-	-	14,5	15,5	+1,0

5. CONSIDERAȚII ASUPRA PERIOADEI DE ÎNTÂRZIERE LA AUTOAPRINDERE

În perioada de întârziere la autoaprindere au loc o serie de procese fizice: pulverizarea, evaporarea și amestecarea combustibilului cu aerul, și de procese chimice, legate de autoaprinderea amestecului de combustibil și aer. Toate aceste procese se suprapun, acționează unul asupra altuia și constituie în esență un proces unic. De aceea se poate considera perioada de întârziere la autoaprindere ca o sumă a proceselor enunțate.

În ceea ce privește rolul proceselor de vaporizarea și difuzie în perioada de întârziere la autoaprindere, părerile sunt împărțite . Unii savanți consideră că procesele fizice nu au nici o influență, alții socotesc că viteza

proceselor premergătoare autoaprinderii este determinată de procesele fizice, iar alții că în funcție de condițiile din camera de ardere, determinante pot fi și procesele fizice și procesele chimice.

Conform experiențelor făcute de numeroși cercetători se ajunge la concluzia că autoaprinderea amestecurilor de hidrocarburi și aer în m.a.c. are un caracter poilstadial.

În cercetările care fac obiectul lucrării de față s-a urmărit influența asupra perioadei de întârziere la autoaprindere a unor factori care să pună în evidență în condițiile tipului de motor ales, natura proceselor din perioada de întârziere la autoaprindere și legile de dezvoltare în timp ale acestora.

Întârzierea la autoaprindere este determinată de presiunea și temperatura din camera de ardere, de regimul de turații și de natura combustibilului.

Relația de calcul a întârzierii la autoaprindere este:

$$\alpha_{id} = \frac{6n}{1000} \frac{40}{CC} \frac{0,00965}{p^{0,386}} e^{\frac{4644,44}{T}} \quad [^{\circ}\text{RAC}] \quad (5.1)$$

unde : n [rot/min] = turația motorului

p [bar]= presiunea în cilindru în momentul injecției;

T [K] = temperatura în cilindru în momentul injecției;

CC = cifra cetanică a combustibilului;

MZ = cifra metanică a gazelor combustibile

Pentru m.a.c. funcționând pe motorină au fost obținute următoarele valori pentru întârzierea la autoaprindere.

Tab.5.1.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Întârzierea la autoaprindere α_{id} [°RAC]
1.	2400	8,42
2.	2000	7,02
3.	1600	5,62
4.	1200	4,21

motorina utilizată a avut CC = 50.

Pentru m.a.c. funcționând după procedeul diesel-gaz, formula de mai sus nu este indicată deoarece în acest caz cea care caracterizează rezistența la detonație a gazelor combustibile este cifra metanică.

Cifra metanică reprezintă procentul în volume de metan în amestec cu hidrogen, care dă într-un anumit motor experimental aceeași intensitate de detonație ca și combustibilul gazos încercat.

Neexistând o relație matematică care să țină seama de cifra metanică am adoptat pentru calcul alte variante.

N.N. Semenov a dedus teoretic o relație pentru determinarea perioadei de întârziere la autoaprindere, în condițiile unui amestec omogen, considerând că reacția de oxidare se produce în lanțuri ramificate.

$$\alpha_{id} \cdot p^n \cdot e^{\frac{-E}{RT}} = const. \quad (5.2)$$

unde α_{id} = perioada de întârziere la autoaprindere;

p = presiunea din camera de ardere;

T = temperatura absolută în camera de ardere;

E = energia de activare a moleculelor de substanțe care reacționează;

n = exponent care depinde de numărul de lanțuri de reacții care se formează și care se întrerup;

R = constanta gazelor

Pe baza acestei relații, experimental s-a ajuns la concluzia că și în cazul motorului studiat în teză, perioada de întârziere la autoaprindere poate fi exprimată printr-o relație similară.

Printre cele mai cunoscute sunt relațiile determinate de Wolfer și de Serbinov. Ambele relații au forma :

$$\alpha_{id} = \frac{c_1}{p^n} \cdot e^{\frac{c_2}{T}} \quad (5.3.)$$

unde: c_1 , c_2 , n = constante determinate experimental

Wolfer dă pentru constante următoarele valori:

$$c_1 = 0,44$$

$$c_2 = 4560$$

$$n = 1,19$$

Serbinov consideră ca reale următoarele valori ale constantelor:

$$c_1 = 0,16 - 0,20 \text{ pentru combustibili ușori}$$

$$c_1 = 0,43 \text{ pentru combustibili grei}$$

$$c_2 = 3200 - 3500 \text{ pentru combustibili ușori}$$

$$c_2 = 2900 \text{ pentru combustibili grei}$$

$$n = 0,4$$

Pentru determinarea mărimii întârzierii la autoaprindere, în baza relațiilor propuse de Wolfer și Serbinov am considerat ca valori de calcul ale constantelor c_1 și c_2 următoarele:

$$c_1 = 0,13$$

$$c_2 = 4000$$

Introducând valorile constantelor în formulele de mai sus am comparat rezultatele obținute prin calcul cu valorile determinate experimental.

Perioada de întârziere la autoaprindere a fost măsurată cu ajutorul unei instalații de oscilografere. Pe un osciloscop cu două suporturi s-au fotografiat simultan curbele care reprezintă legea de ridicare a acului injectorului și legea de variație a presiunii din camera de ardere.

Conform definiției date, s-a măsurat perioada de întârziere la autoaprindere pe cele două curbe, fiind determinată de punctele:

- momentul când începe să se ridice acul injectorului
- momentul când pe diagrama indicată presiunea crește rapid

Pentru obținerea unei precizii cât mai mari, instalația a fost reglată astfel încât pe ecranul osciloscopului s-au vizualizat numai porțiunile importante, decalate între ele cu 360° , restul ciclului fiind adunat la capetele curbelor.

Pentru variantele de combustibil utilizate au fost obținute următoarele valori pentru întârzierea la declanșarea arderii rapide.

Tab.5.2.

Nr. crt.	Turația n rot/min	Întârzierea la autoaprindere id °RAC		
		Gaz 70%	Gaz57%	Gaz 83,5%
1.	2400	11,31	9,11	13,20
2.	2000	10,52	8,42	12,34
3.	1600	9,73	7,63	11,45
4.	1200	8,94	6,84	10,57

Din tabelul 5.2. se observă că gazele combustibile acționează ca inhibitori asupra proceselor din perioada de întârziere la autoaprindere.

Motorul funcționează mulțumitor în condițiile că nu se depășește proporția de 70% gaze petroliere și dacă se micșorează avansul la injecție.

Variația perioadei de întârziere la autoaprindere în funcție de coeficientul de exces de aer este redată în fig.5.1.

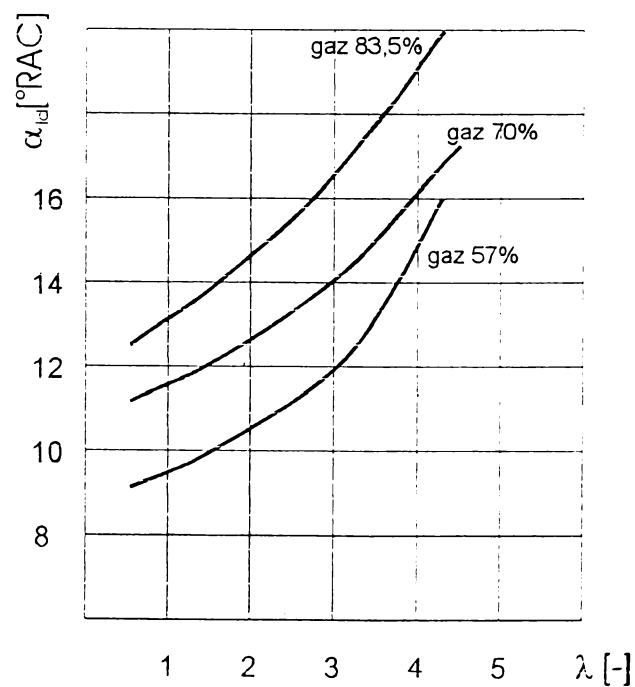


Fig.5.1.

Din fig.5.1. se observă faptul că odată cu micșorarea coeficientului de exces de aer se reduce și perioada de întârziere la autoaprindere. Astfel, pentru valoarea aleasă optimă pentru funcționarea m.a.c. după procedeul diesel-gaz la utilizarea unui procent de 70% gaz, valoarea perioadei de întârziere la autoaprindere crește cu aproape 10%, iar pentru un procent de 83,5%, perioada de întârziere la autoaprindere crește cu 18%

Perioada de întârziere la autoaprindere nu poate fi redusă oricât prin creșterea temperaturii din camera de ardere. Există o mărime situată în regiunea temperaturilor ridicate, sub care nu poate fi coborâtă perioada de întârziere la autoaprindere.

6. REZULTATELE EXPERIMENTALE PRIVIND FUNȚIONAREA COMPARATIVĂ A M.A.C. CU MOTORINĂ ȘI PRIN PROCEDEUL DIESEL – GAZ

Scopul tezei a fost acela de a construi un amestecător cu performanțe deosebite cu ajutorul căruia, prin încercări experimentale, să ajungem la o concentrație optimă de gaz-motorină iar motorul cu ardere prin comprimare în cazul funcționării după procedeul diesel-gaz, atinge performanțe optime comparativ cu m.a.c. funcționând numai cu motorină.

Pentru o evidențiere mai bună se va folosi forma grafică pentru prezentarea rezultatelor experimentale, comparativ pentru motorină și diferite concentrații de gaz motorină utilizate.

Din corelarea fotoînregistrărilor (schematizate) obținute prin cinematografiere rapidă, cu diagrama indicată se pot observa diferite stadii prin care trece formarea amestecului precum și celelalte fenomene.

Astfel analizând în mod deosebit procesul arderii în motor, acesta constituind o reacție chimică cu degajare de căldură produsă prin oxidarea cu viteză ridicată a combustibilului. Emisia de lumină (flacără), creșterea rapidă a presiunii și temperaturii și durata medie în timp sunt particularități importante ale arderii în motor, de stăpânirea și controlarea lor depinzând în final eficiența economică a utilizării combustibilului.

Cerințele desfășurării arderii în motor sunt:

- arderea cât mai completă a combustibilului deoarece o ardere incompletă are ca rezultat micșorarea economicității funcționării motorului precum și poluarea mediului în produși poluanți.

- arderea să conducă la o transformare cât mai eficientă a căldurii în energie mecanică, ceea ce presupune ca arderea să fie concentrată în jurul P.M.S.

- arderea combustibilului să se desfășoare cu viteze moderate, pentru a reduce trepidațiile și zgomotul de funcționare al motorului.

Analizând curbele de variație $p-\varphi$ din fig.6.1. se pot observa următoarele aspecte:

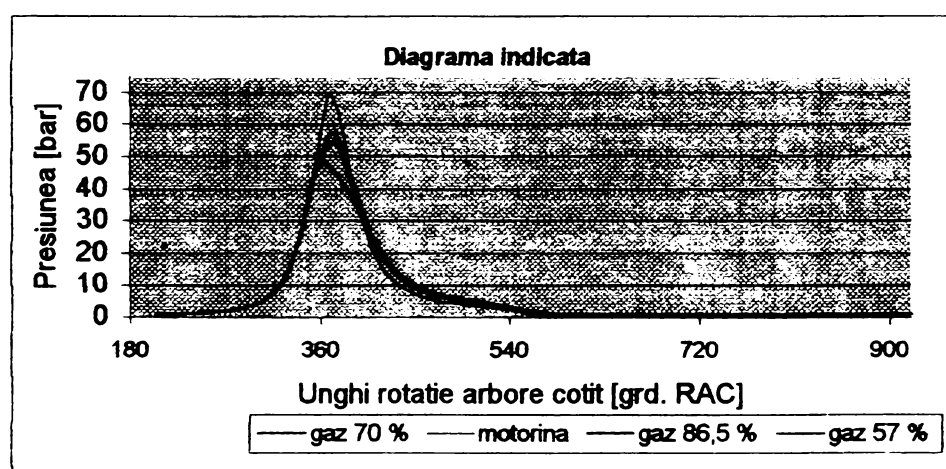


Fig.6.1.

Cea mai mare presiune se obține pentru funcționarea m.a.c. numai cu motorină. Acest lucru se poate explica cercetând greutatea specifică a combustibililor utilizați, combustibilul gazos utilizat în motorul diesel-gaz are o greutate specifică mai mică. Pe lângă acest fapt combustibilul gazos, datorită turbulenței se dispersează și se atinge mai greu concentrația minimă de combustibil necesară declanșării reacțiilor chimice.

Influența gazelor combustibile se manifestă prin aptitudinile lor la oxidare și la formarea unor particule activate, prezente în camera de ardere, în zonele în care s-au format amestecuri combustibile ca urmare a injecției pilot de combustibil lichid. Prin urmare acțiunea gazelor combustibile introduse în motor în timpul admisiei trebuie judecată ținând cont de calitățile detonate și de posibilitatea formării unor particule activate, prin reacții chimice premergătoare injecției propriu-zise. De asemenea, prezența în camera de ardere a gazelor arse are un efect inhibitor asupra reacțiilor chimice.

Din diagramă se observă o creștere mai moderată a presiunii, în timpul procesului de ardere la funcționarea motorului după procedeul diesel-gaz, în toate cazurile de concentrații de gaz, în comparație cu cazul în care motorul funcționează numai cu motorină. La funcționarea motorului după procedeul diesel-gaz cu un procent de 70% gaz, presiunea maximă scade cu 12 bar, comparativ cu m.a.c. pe motorină. În cazul utilizării a 57% gaz, scăderea de presiune maximă a fost de 9 bar, iar în cazul folosirii a 83,5% gaz, scăderea de presiune maximă a fost de 19,68 bar.

De asemenea, se observă că procesul de ardere a avut loc fără detonație în toate cazurile cercetate și s-a concentrat în jurul P.M.I. mai ales în condițiile funcționării motorului pe procedeul diesel-gaz cu 70% gaz. De remarcat faptul că la concentrația de 83,5% gaz pe lângă o scădere drastică de presiune maximă cu aproximativ 27%, viteza de ardere a fost mult mai mare iar arderea nu a mai fost concentrată în jurul P.M.I., fiind deplasată mult după P.M.I., ca și consecință a reglării avansului la injecție la 7°RAC, ceea ce conduce la o transformare deficitară a căldurii în energie mecanică, iar faptul că viteza de ardere a fost mult mărită a condus la funcționarea motorului cu trepidații și zgomot. Rezultatele de mai sus s-au obținut în condițiile motorului diesel-gaz funcționând cu $\lambda=1,36$, iar avansul la injecție a fost de 7° RAC, așa cum s-a menționat.

Rezultatele obținute comparativ, în ceea ce privește p_{max} din m.a.c. cu funcționare numai pe motorină și m.a.c. funcționând după procedeul diesel-gaz cu diferite proporții de amestec este redată în fig.6.2.

Se poate observa în fig.6.2. o creștere mai lentă a presiunii maxime de ardere în cazul motorului diesel-gaz decât în cazul funcționării m.a.c. numai cu motorină. De asemenea, valorile presiunii maxime de ardere la motorul diesel-gaz suunt mult inferioare valorilor m.a.c. pe motorină. Dacă la motorul diesel pe

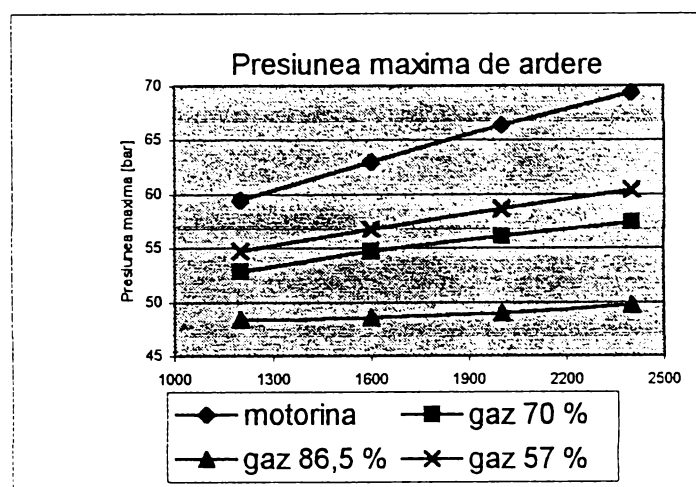


Fig.6.2.

motorină presiunea maximă de ardere la sarcină plină, la turație maximă a fost de 69,39 bar, pentru motorul diesel-gaz funcționând cu un procent de 57% gaz, P_{max} a scăzut cu 13%; pentru motorul diesel-gaz cu un procent de 70% gaz p_{max} a scăzut cu 17% iar în cazul utilizării a 83,5% gaz p_{max} a scăzut cu aproape 28%.

Acest fapt se datorează proprietăților gazului combustibil care acționează ca inhibitor asupra proceselor din perioada de întârziere la autoaprindere.

Un indice foarte important în ceea ce privește economicitatea motorului diesel-gaz, consumul de combustibil, s-a obținut în urma detonării experimentale a consumului orar de combustibil echivalent ceea ce înseamnă că în urma determinării experimentale a consumului orar de motorină și gaze combustibile s-a calculat cu

formula uzuală, consumul specific de combustibil prin adunarea celor doi combustibili folosiți (motorină și gaze petroliere) în baza puterilor calorifice inferioare respective fiecărui tip de combustibil, rezultând consumul specific total în echivalent motorină.

În fig.6.3. se arată variația de consum specific echivalent obținută comparativ la m.a.c. funcționând numai pe motorină și la motorul diesel-gaz utilizând diferite procente de gaze petroliere.

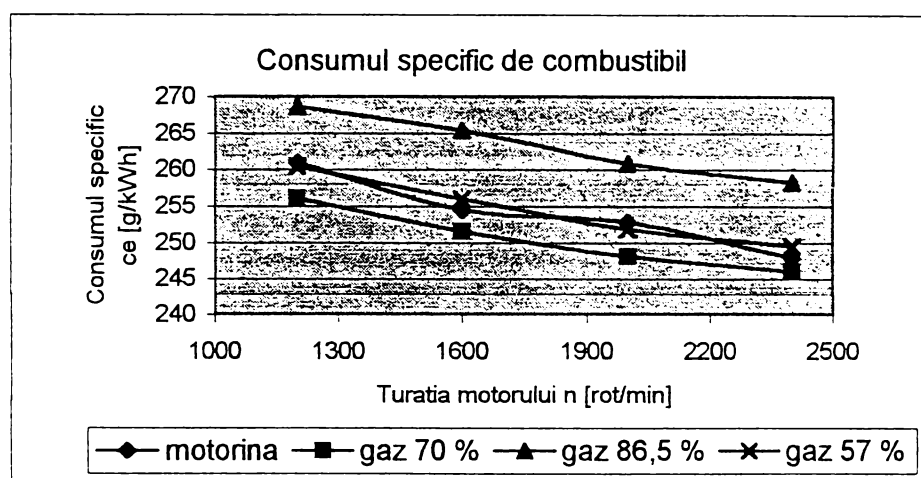


Fig.6.3.

Din diagramele prezentate în figură se observă următoarele:

- la motorul diesel – gaz funcționând cu un procent de 57% gaz combustibil consumul specific a fost sensibil egal cu cazul funcționării m.a.c. numai pe motorină.
- la funcționarea motorului după procedeul diesel-gaz cu un adaos de gaz de 83,5% , consumul specific echivalent de combustibil a crescut față de consumul m.a.c. funcționând numai pe motorină la sarcină plină și turație maximă, cu 5%.

În cazul, considerat optim pentru motorul și gazul petrolier ales și cercetat în această teză, utilizării unui procent de 70% gaze petroliere, consumul specific echivalent la sarcină plină și turație maximă, a scăzut față de funcționarea m.a.c. pe motorină, cu un procent de 1,2%.

Puterea efectivă obținută în urma rezultatelor experimentale este redată tot sub formă grafică în fig.6.4.

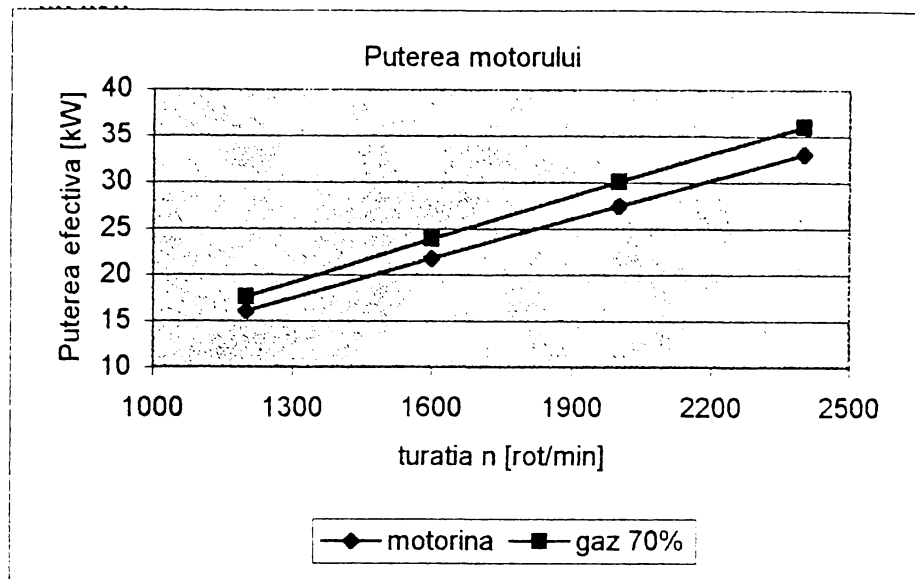


Fig.6.4.

Variația puterii efective în funcție de turație, prezentată în fig.6.4. relevă faptul că motorul diesel-gaz funcționând cu un procent de 70% gaz dezvoltă o putere efectivă superioară m.a.c. funcționând numai cu motorină.

Se observă că alura curbelor de variație a puterii efective este asemănătoare atât la m.a.c. utilizând numai motorină, cât și la m.a.c. funcționând după procedeul diesel-gaz cu un procent de 70% gaze petroliere.

La turație redusă, respectiv 1200 rot/min, puterea motorului diesel-gaz a fost mai mare cu 9% decât puterea m.a.c. utilizând numai motorină. Pe măsură ce turația motorului a crescut s-a observat și o ușoară creștere a diferenței de putere efectivă cu valori superioare pentru motorul funcționând după procedeul diesel-gaz, fără ca această creștere să fie însă semnificativă.

Diferența de putere obținută se datorează în primul rând faptului că puterea calorică a combustibilului echivalent în cazul motorului diesel-gaz este superioară puterii calorice a m.a.c. utilizând numai motorină. De asemenea, în cazul motorului diesel-gaz amestecul combustibil este mult mai omogen, arderea fiind mai completă.

Variația momentului motor M_e în funcție de turația motorului este arătată în tabelul 6.1.

Tab.6.1.

Nr. crt	Turația n [rot/min]	Momentul motor M_e [Nm]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1.	1200	127,84	140,32	137,98	133,84
2.	1600	130,20	142,565	140,16	135,26
3.	2000	131,04	143,59	141,56	136,69
4.	2400	131,34	143,18	141,13	136,41

Din tabelul 6.1. se observă faptul că evoluția momentului motor urmărește evoluția puterii efective. Momentul motor crește în cazul motorului funcționând după procedeul diesel-gaz față de m.a.c. utilizând numai motorină, cu aproape 10%. De remarcat este faptul că valoarea momentului motor crește până la turația de 2000 rot/min, iar după această turație începe să scadă.

7. EVALUAREA PRIN CALCUL A CICLULUI REAL DE FUNCȚIONARE AL M.A.C. UTILIZÂND MOTORINĂ, RESPECTIV PROCEDEUL DIESEL-GAZ ȘI A CONSISTENȚEI OXIZILOR DE AZOT ÎN FLUIDUL DE LUCRU EȘAPAT

În prima fază a modelării matematice a ciclului de funcționare al motorului diesel funcționând după procedeul diesel-gaz, s-a realizat acordarea programului de calcul luând în considerare parametrii de control pentru funcționarea m.a.c. numai pe motorină:

- puterea efectivă (45 CP);
- căldura introdusă pe ciclu (1,550kJ/ciclu.cil);
- temperatura maximă de ardere (70 bar și 1800-2000 K);

în așa fel ca valorile obținute să fie apropiate cu cele reale obținute statistic sau experimental.

În continuare s-a rulat un program de calcul pentru diferite variante de procente de gaze petroliere combustibile din totalul de combustibil utilizat și s-a ridicat caracteristica de turație (calculată) a motorului analizat.

În tabelele 7.1.,7.2.,7.3.,7.4., 7.5. sunt redate valorile obținute pentru parametrii principali ai motorului funcționând după procedeul diesel-gaz.

Tab.7.1.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Putere efectivă [kW]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1	1200	16,065	17,634	17,34	16,82
2	1600	21,816	23,387	23,47	22,65
3	2000	27,445	30,073	29,62	28,60
4	2400	33,010	35,985	35,47	34,286

Tab.7.2.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Presiunea maximă de ardere p_{max} [bar]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1	1200	59,46	52,82	54,66	43,38
2	1600	62,99	54,66	56,74	48,55
3	2000	66,34	56,07	58,69	48,97
4	2400	69,39	57,39	60,37	49,71

Tab.7.3.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Temperatura maximă de ardere T_{max} [K]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1	1200	1841	2112	2064	2186
2	1600	1853	2113	2066	2177
3	2000	1860	2126	2081	2185
4	2400	1902	2139	2096	2195

Tab.7.4.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Temperatura medie a ciclului T_{gc} [K]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1	1200	952	1239	1150	1283
2	1600	928	1221	1133	1253
3	2000	915	1217	1135	1251
4	2400	931,5	1221	1141	1256

Tab.7.5

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Coeficientul gazelor reziduale χ [%]			
		Procente gaz petrolier combustibil			
		0%	70%	57%	83,5%
1	1200	1,801	1,337	1,566	0,929
2	1600	2,649	2,119	2,194	1,954
3	2000	2,676	2,336	2,392	2,235
4	2400	2,765	2,345	2,403	2,249

În fig.7.1. se prezintă variația NO_x în funcție de turația motorului, comparativ pentru m.a.c. funcționând numai pe motorină și respectiv pentru motorul diesel funcționând după procedeul diesel-gaz cu un procent de gaze petroliere combustibile de 70%, considerat optim în urma rezultatelor cercetărilor efectuate.

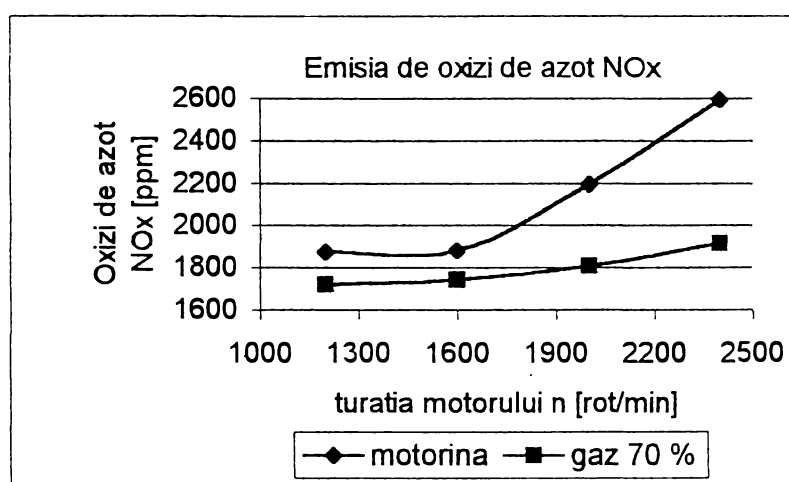


Fig.7.1.

Din diagramele de variație ale emisiilor de oxizi de azot NO_x se observă că la turații mici ale motorului diferența de emisii de noxe este relativ redusă, pentru turația de 1200 rot/min observându-se că la motorul diesel-gaz emisia de noxe NO_x este cu 8% mai mică decât în cazul m.a.c. utilizând numai motorină. Această diferență se restrează sau chiar descrește până în jurul turației de 1600 rot/min, până la o valoare de 7% după care diferența de emisii de noxe începe să crească

semnificativ, astfel că la turația de 2000 rot/min motorul diesel-gaz are o emisie de NO_x cu peste 15% mai redusă decât m.a.c. funcționând numai pe motorină, iar la turația de 2400 rot/min diferența de emisii de NO_x ajunge la valoarea de 26%.

Această diferență se explică prin faptul că în motorul diesel-gaz arderea combustibilului este mai completă decât la m.a.c. utilizând în funcționare numai motorină, iar o dată cu creșterea funcției printr-o întârziere la autoaprindere micșorată corespunzătoare, caracterul cvasiomogen al combustibilului gazos duce la reducerea substanțială a noxelor de oxizi de azot considerați primordialii ca importanță în poluarea mediului.

8. INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR DE CALCUL ÎN JUXTAPUNERE CU DATELE EXPERIMENTALE LA FUNCȚIONAREA M.A.C. CU MOTORINĂ ȘI DUPĂ PEOCEDEUL DIESEL- GAZ

Rezultatele măsurătorilor experimentale ale parametrilor principali ai motorului, respectiv determinarea acestora prin calcul sunt prezentate în tabelele de mai jos.

Tab.8.1. prezintă în juxtapunere datele experimentale cu datele calculate pentru consumul specific efectiv de combustibil, echivalent în motorină pentru diferitele cazuri cercetate.

Tab.8.1.

Nr. crt.	Combustibil	Turația n [rot/min]	Consum specific c_e [g/kWh]		
			măsurată	calculată	abatere %
1	motorină	2400	247,87	246,52	0,54
2.	diesel-gaz 70%	2400	245,99	244,82	0,47
3.	gaz 57%	2400	249,52	248,30	0,48
4.	gaz 83,5%	2400	258,21	257,11	0,42

Din rezultatele consemnate în tab.8.1. se poate observa că diferențele dintre măsurători și calcule sunt relativ mici, ceea ce demonstrează că există o corespondență bună între ele.

În ceea ce privește perioada de întârziere la autoaprindere, diferențele dintre valorile calculate și cele măsurate sunt determinate de :

- la măsurare , de erorile ce apar la măsurarea turației, a presiunii din cilindru în momentul injecției și a temperaturii din cilindru în momentul injecției;
- la calcul, de coeficienții c_1, c_2, n .

Adoptarea unor coeficienți apropiați de valoarea reală se poate verifica prin juxtapunerea datelor de calcul cu cele experimentale. Din valorile obținute se poate spune că o diferență de aproape 3% reprezintă un rezultat bun atât al calculului, cât și al datelor experimentale.

În tab.8.3. se redau câteva valori ale perioadei de întârziere la autoaprindere măsurate și calculate în funcție de diferitele condiții de funcționare a motorului.

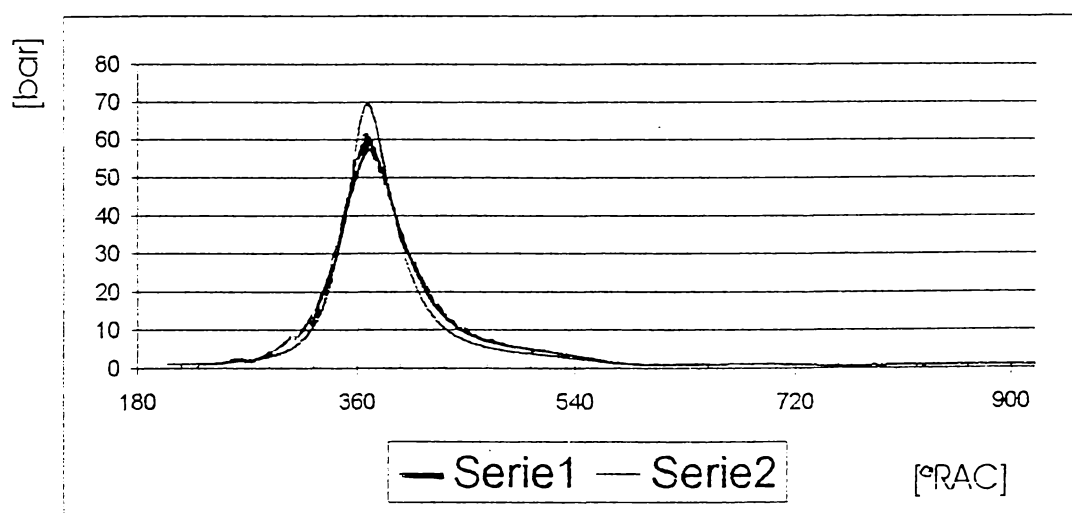
Tab.8.3.

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Întârzierea la declanșarea arderii rapide							
		$\alpha_{id} [^\circ\text{RAC}]$							
		Motorină		gaz 70%		gaz 57%		gaz 83,5%	
		măs	calc	măs	calc	măs	calc	măs	calc
1.	2400	8,36	8,42	11,35	11,47	9,11	9,20	13,20	13,29
2.	2000	6,98	7,02	10,52	10,67	8,42	8,51	12,34	12,40
3.	1600	5,39	5,62	9,73	9,98	7,63	7,70	11,45	11,50
4.	1200	4,05	4,21	8,94	9,01	6,84	5,98	10,57	10,60

În ceea ce privește caracteristica de degajare a căldurii, evaluarea acesteia prin intermediul caracteristicii Vibe este preferată din punct de vedere practic, iar abaterile între căldura utilă stabilită prin intermediul diagramei indicate și cea stabilită cu ajutorul caracteristicii Vibe încadrându-se în procentul de 4,5%.

De asemenea, se mai poate afirma că în cazul m.a.c. funcționând după procedeul diesel-gaz dat fiind caracterul mult mai omogen al amestecului, utilizarea metodei de calcul este foarte aproape de rezultatul experimental, procesul de ardere putând fi foarte bine evaluat astfel.

Referitor la diagrama indicată determinată pe stand comparativ cu cea calculată, din fig. 8.1. prezentată mai jos, pentru cazul funcționării motorului diesel-gaz cu un procent de 70% gaze petroliere combustibile, rezultă faptul că abaterea este de aproape 5% în ceea ce privește presiunea maximă din cilindru, datorată în principal uzurii motorului.



Serie 1 = măsurată
Serie 2 = calculată

Fig.8.1.

De remarcat este și faptul că în ceea ce privește exponentul politropic pentru procesul arderii, precum și alți coeficienți și constante determinate în mod special pentru m.a.c., utilizarea acestora pentru motorul diesel-gaz determină

diferențe în ceea ce privește valoarea experimentală și cea calculată, fiind necesară o stabilire a lor pentru fiecare caz în parte de combustibili gazoși utilizați ale căror caracteristici variază foarte mult de la un zăcământ la altul, de la o stație de îmbuteliere la alta.

9. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

9.1. CONCLUZII

Trecerea în revistă a funcționării motorului diesel prin procedeul diesel-gaz a ocazionat inventarierea problemelor legate de formarea amestecului, a arderii, al metodelor teoretice de evaluare a ciclului de funcționare a motorului diesel cu gaze petroliere lichefiate și injecție pilot.

În esență, principalele considerații cu caracter de concluzii ale lucrării sunt următoarele:

1. Optimizarea costurilor în ceea ce privește cantitatea, calitatea și prețul carburanților a condus la realizarea motoarelor cu ardere internă în variante diferite.

2. În ceea ce privește combustibilul gazos utilizat la funcționarea motoarelor cu aprindere prin comprimare, acesta poate fi de tipul:

- hidrogen
- gaze naturale
- gaze petroliere lichefiate
- gaze aspirate din rezervoarele de depozitare sau transport

3. Stocarea combustibilului gazos poate fi făcută astfel : gaz lichefiat, gaz comprimat, hidruri metalice.

4. Gazele naturale se introduc în motor odată cu aerul necesar arderii prin intermediul unor amestecătoare sau printr-un sistem de injecție adecvate motorului și gazului utilizat.

5. Probleme deosebite apar și în legătură cu modul de etanșare a instalației de alimentare cu gaze petroliere, rezolvat fericit pentru instalațiile concepute.

6. Controlul temperaturii combustibilului gazos și al aerului introdus în motor reprezintă una din metodele de îmbunătățire a calității amestecului carburant și a arderii.

7. La o micșorare mai mare a consumului de combustibil lichid măbind cantitatea de amestec aspirată (gaz - aer), presiunea de ardere a crescut și mai mult. În scopul de a micșora presiunea de ardere a fost micșorat avansul la injecție a motorinei și s-a obținut o siguranță în funcționarea motorului.

8. Pierderile de putere ale motorului sunt de 10% la suprasarcină. Motorul funcționează “ rotund ” și liniștit la plină sarcină și la 10 % suprasarcină, dar nu a putut să realizeze o suprasarcină de 20%, care este de fapt peste cea stabilită de normă.

9. Micșorarea randamentului motorului la 100% sarcină, a fost de 10%, față de funcționarea pe motorină.

10. Emisia de oxizi de azot a scăzut cu 20% în cazul motorului diesel-gaz.

11. Presiunea maximă de ardere la funcționarea cu procedeul diesel – gaz a scăzut cu 10% față de presiunea de ardere la funcționarea pe motorină la sarcină de 100%.

12. La o încărcare de 90% a motorului, presiunea maximă din cilindru este sensibil egală cu cea la funcționarea pe motorină, ceea ce permite transformarea motorului pe diesel-gaz și în cazurile când nu este admisibilă o creștere a presiunii maxime.

13. Temperatura gazelor de evacuare, la funcționarea pe diesel – gaz, la sarcină plină, este mai mare ca la funcționarea pe motorină, iar la încărcarea de 40 - 50%, temperatura gazelor de evacuare e mai mică decât la funcționarea pe gaze.

14. La toate regimurile încercate, funcționarea motorului a fost sigură și stabilă.

15. Consumul de motorină pentru funcționarea în sistem diesel-gaz a variat între 30 - 60% din consumul de motorină pentru funcționarea motorului numai pe motorină, aceasta datorită cerinței motorului de a trece foarte ușor de la funcționarea după procedeul diesel-gaz la funcționarea pe motorină, precum și a faptului că gazele petroliere utilizate cu indice cetonic redus.

16. Gazele combustibile acționează ca inhibitor asupra proceselor din perioada de întârziere la autoaprindere.

17. Peste o anumită valoare a presiunii de ridicare a acului injectorului, influența măririi acestei presiuni asupra duratei de întârziere la autoaprindere, prin modificarea fineții la pulverizare este foarte mică.

18. Un combustibil prea fin pulverizat, cu o viteză de vaporizare ridicată se transformă imediat în vapori. Aceștia, datorită turbulenței se dispersează și se atinge mai greu concentrația minimă de combustibil necesară declanșării reacțiilor chimice.

Influența gazelor combustibile se manifestă prin aptitudinile lor la oxidare și la formarea unor particule activate, prezente în camera de ardere, în zonele în care s-au format amestecuri combustibile ca urmare a injecției principale de motorină.

Prin urmare, acțiunea gazelor petroliere combustibile introduse în timpul admisiei în motor trebuie judecată ținând cont de calitățile detonante și de posibilitatea formării unor particule activate, prin reacții chimice premergătoare injecției de motorină.

19. Odată cu creșterea presiunii din galeria de admisie, deci cu reducerea presiunii de la începutul cursei de comprimare, perioada de întârziere la autoaprindere crește.

20. Perioada de întârziere la autoaprindere este micșorată prin creșterea temperaturii amestecului de aer și gaze combustibile în condițiile unui avans la injecție de 6 - 7° sau nu este influențată (pentru un avans de injecție de 9 - 10°).

21. Comparând influența raportului de comprimare și a coeficientului de umplere asupra puterii observăm că reducerea raportului de comprimare determină scăderea puterii, iar micșorarea coeficientului de umplere o reduce aproape în aceeași măsură . În acest caz, puterea motorului funcționând în regim diesel – gaz va fi determinată de puterea calorică a amestecului de gaze și aer. Așadar, dacă raportul de comprimare rămâne invariabil, atunci puterea motorului scade cu aproximativ 5%.

22. Viteza de ardere a amestecurilor gazoase este mult mai mare decât viteza de ardere a amestecului de motorină cu aer; pentru aceasta în motoarele diesel – gaz se observă o creștere severă a presiunii pe ciclu, care la valori mari la sfârșitul comprimării poate atinge limite periculoase pentru rezistența mecanismului motor. Trebuie avut însă în vedere că micșorarea presiunii de comprimare la o valoare mai mică decât cea care asigură autoaprinderea combustibilului nu este permisă.

23. Puterea maximă la gaze de putere calorică mare se atinge pentru $\lambda = 0,85 - 0,90$, iar cel mai bun randament indicat se asigură pentru $\lambda = 1,6-1,7$.

24. Amestecătorul realizat răspunde în foarte bune condiții la formarea rațională a amestecului și în regim variabil de funcționare al motorului.

9.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

Dintre contribuțiile personale aduse prin lucrare se inventariază în cele ce urmează cele mai importante:

1. S-au sistematizat și adus la zi informațiile din literatura tehnică de specialitate relativ la funcționarea m.a.c. după procedeul diesel-gaz.

2. Ținând cont de faptul că o funcționare bună a motorului după procedeul diesel – gaz nu poate fi atinsă cu ajutorul unui amestecător elementar cu secțiune de trecere constantă, autorul a proiectat și realizat practic două tipuri de amestecătoare de concepție originală pe care le-a folosit în experimentele de laborator.

Primul amestecător asigură o corelație între variația excesului de aer în funcție de sarcina și turația motorului. Acesta nu este prevăzut însă cu un dispozitiv de corecție ceea ce determină ca, compoziția amestecului de aer și gaze

sau coeficientul de exces de aer să se modifice cu variația depresiunii din difuzor. Folosind un reductor de presiune la ieșire se poate însă obține un amestec bogat în limitele sarcinilor mici și o sărăcire a sa progresivă pe măsură ce crește cu sarcina motorului. Acest tip de amestecător are avantajul că nu pune în contact aerul cu gazul decât în galeria de admisie a motorului realizând numai dozarea acestuia în funcție de turație și sarcină pe baza clapetei difuzor și care comandă pistonușul reținut de un resort reglat în funcție de parametrii motorului .

Realizarea acestui tip de amestecător exclude posibilitatea scurgerii de gaze petroliere pe la suprafețele de îmbinare și deci, anulează riscul unor accidente datorate acestora.

Amestecătorul conceput în prima variantă e caracterizat de o construcție relativ mai simplă și un reglaj simplu ce-i conferă o bună durabilitate.

3. S-au luat în calcul pierderile hidrodinamice ce apar prin introducerea curentului de gaze petroliere perpendicular pe curentul de aer și s-a ajuns la concluzia că și în cazul creșterii debitului de gaze petroliere, depresiunea în conducta de admisie crește puțin , iar în valoare absolută această creștere nu este mare. Optimizarea modului de introducere a gazelor petroliere a condus la concluzia că acesta trebuie introdus printr-un număr mai mare de orificii dispuse uniform sub un unghi de 30° față de axă, concluzie ce are, de asemenea, caracter de originalitate, pentru clasa de motoare studiată.

4. Au fost exemplificate prin calcul numeric debitele de fluid prin discontinuitățile controlate de dispozitivele de comandă ale amestecătorului.

5. S-a stabilit că este foarte importantă reducerea pierderilor hidrodinamice în instalația dintre reductor și amestecător.

6. Instalația experimentală de concepție proprie a fost realizată astfel încât s-au redus la minim lungimile de tubulaturi de alimentare cu gaz.

7. Dacă modificarea motoarelor diesel pe principiul diesel – gaz se poate realiza relativ ușor prin dispozitivul de amestec conceput, trebuie specificat faptul că are foarte mare importanță în alimentarea motorului cu gaze petroliere și construcția reductorului de presiune , precum și tubulatura de alimentare cu gaz.

Pentru fiecare tip de motor diesel ce urmează să fie alimentat pe

principiul diesel – gaz, dispozitivul de amestec realizat poate fi adaptat ușor numai prin modificarea arcurilor ce tensionează clapeta difuzor și pistonășul distribuitor de gaz. Reductorul de presiune este conceput de către autor astfel încât depresiunea ce se realizează după reductor la diferite sarcini și puteri ale motorului să nu necesite o instalație specială.

8. Experimentele efectuate au fost extinse pentru două tipuri de reductoare de presiune, debitul de gaz necesar dispozitivului de amestec variind foarte mult în funcție de sarcina și turația motorului. S-au folosit , de asemenea, mai multe surse de gaze petroliere prin care s-a reușit modificarea debitului de gaze petroliere necesar dispozitivului de amestec pentru funcționarea motorului după principiul diesel - gaz la diferite sarcini și turații.

Un de al doilea dispozitiv de amestec realizat de asemenea în concepție originală, se deosebește de primul prin faptul că adaptarea lui pe orice motor diesel ce urmează a fi transformat în motor dual – gaz, necesită un sistem de comandă mai complex. Sensibilitatea acestuia este mai mare decât a primului tip de dispozitiv, variația de presiune din galeria de admisie a motorului fiind sesizată de o membrană din piele ce se află în dispozitivul de amestec, răspunzând astfel prin variația debitului de gaz petrolier până la o concentrație optimă în amestecul aspirat de motor inclusiv cu motorina injectată în cilindru, ceea ce asigură o funcționare stabilă și “ rotundă “ a motorului la diferite sarcini și turații .

În cazul acestui amestecător, în funcție de diferenții parametrii constructivi ai motoarelor diesel ce se transformă pentru funcționarea în varianta diesel – gaz, parametrii dispozitivului de amestec se pot regla fără a mai schimba resoartele, reglându-le în poziția în care se află.

9. În ceea ce privește eventualele scurgeri de gaze petroliere și posibilitatea de accidente datorate acestora în cazul acestui tip de dispozitiv, deși există șanse mai mari decât în cazul primului dispozitiv , dată fiind construcția lui mai complexă în raport cu primul, posibilitățile de pierderi de gaze în condițiile că garniturile și organele de asamblare sunt de calitate și sunt strânse corespunzător , sunt eliminate. În plus, și în cazul primului dispozitiv și în cazul celui de al doilea,

nu există posibilitatea admisiei unei cantități de gaze petroliere nepermis de mare care să ducă la avarierea motorului.

10. S-a efectuat o analiză de detaliere a diverselor surse de gaze petroliere din zona Banat – Crișana, cu prezentarea caracteristicilor acestora prin analiză cromatografică .

11. S-a evaluat combustibilitatea gazelor petroliere determinată prin calcul și s-au oferit sugestii privind utilizarea unui tip de gaz sau altul la alimentarea motoarelor după procedeul diesel – gaz.

12. Datele obținute privind perioada de întârziere la autoaprindere , precum și studiul particularităților pulverizării picăturilor mici de combustibil în motorul diesel – gaz dau informații utile constructorilor și celor care exploatează aceste motoare.

13. Au fost interpretate critic, în raport cu datele experimentale obținute de autor, rezultatele dimensionării și comportării în exploatare a celor două tipuri de amestecătoare originale, concepute.

14. Au fost construite și s-au inventariat în lucrare instalații și metode de cercetare complexe pentru stabilirea în intimitatea lor a condițiilor de funcționare și a performanțelor motorului funcționând după procedeul diesel-gaz.

15. S-au stabilit parametrii de control pentru calitatea amestecului și s-au interpretat datele de calcul pentru acești parametrii în juxtapunere cu date experimentale.

16. S-au cercetat în detaliu elementele care caracterizează întârzierea la autoaprindere și procesele de ardere atât în motoarele funcționând pe motorină, cât și în motoarele funcționând cu gaze petroliere cu injecție pilot.

17. S-au determinat la standul de probă indici de performanță globală pentru motoarele diesel și s-au interpretat comparativ în cazul utilizării motorinei și aplicării procedurii diesel-gaz.

18. Cu un program de calcul complex s-a evaluat cu ajutorul ordinatorului ciclul real de funcționare al m.a.c. utilizând motorină, respectiv procedeul diesel-gaz stabilindu-se și consistența noxelor în fluidul de lucru eșapat.

19. S-au interpretat critic datele de calcul comparativ cu datele experimentale relativ la diagramele indicate pentru un regim de funcționare pe motorină și un altul după procedeul diesel-gaz stabilindu-se avantajele celui de al doilea procedeu.

Autorul este de părere că aceste contribuții personale modeste vor folosi în cercetarea pe mai departe a motoarelor funcționând după procedeul diesel-gaz, lucrarea de față reprezentând un mic pas înainte pentru domeniul investigat.

BIBLIOGRAFIE

1. N.Bațagă Motoare termice. Lucrări practice, Cluj I.P., 1980
2. D.Marinceaș, Gh.Radu, E.Negruș Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, București E.D.P., 1983
3. A.Covaci, ș.a. Mașini și instalații termice, Ploiești, I.P.G., 1982
4. D.Bățagă Motoare termice, Cluj, I.P., 1980
5. A.Kali , V.Demidov Calculul motoarelor de automobile și tractoare, Moscova, 1980
6. Iorgu Daniel Alimentarea și reglarea m.a.i., vol.I, I.P.T., 1985
7. T.Turcoiu, I.Boncoi Echipamente de injecție pentru m.a.i.
8. Gh.Pană Motoare termice, București, I.C.B., 1979
9. A.S.Hacijan M.a.i., Moscova, 1978
10. V.Arkhanghelski Motoare de automobile, Moscova, 1979
11. G. Moreau Motoare cu gaz, Paris, 1902
12. I.A.Misiu Durabilitatea motoarelor, Leningrad, 1976
13. N.Apostolescu, D.Taraza Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, București, E.D.P., 1979
14. M.Zugrăvel, V.Giurcă M.a.i. Alimentare cu combustibil, I.P.Iași, 1979
15. Al.Nica, Dinu Nistor Alegerea și utilizarea lubrifianților și combustibililor pentru motoare termice, București, E.T., 1978
16. N.Bățagă, Gh. Zatreanu Motoare termice, București, E.D.P., 1979
17. Gh.Babescu, ș.a. Motoare pentru automobile și tractoare, Brașov, 1977
18. Dan A Motoare pentru automobile și

- tractoare, vol I, București, E.T., 1978
19. Igor Navicky Motoare pentru automobile și tractoare, Minsk, 1977
 20. D.Abărtancei, Gh. Babescu Motoare pentru automobile, E.D.P., 1975
 21. R.Petricenko Sisteme de R2cire cu lichid a m.a.i. rapide, Leningrad, 1975
 22. W. Transmiterea căldurii în m.a.i., Wien, N.Y., 1977
 23. Veškelskiy, ș. a. Exploatarea tehnică a m.a.i.
 24. H.Diacenko Teoria m.a.i. Procese de lucru, Leningrad, 1974
 25. G.Sitkei Transferul de căldură și încărcarea termică în m.a.i., Budapesta, 1974
 26. Matlig, Henn Construcția m.a.i., Berlin, N.Y., 1973
 27. E.H.Șapoșnikov M.a.i., Kiev, 1972
 28. Tanase Frîncu M.a.i., vol. I, Brașov, 1972
 29. D.Marcuk Structura m.a.i. ca sistem de cunoaștere, Kiev, 1975
 30. - Noutați în domeniul m.a.i. – Culegere de traduceri, I.N.I.D., București, 1973
 31. R. Gainsinski Procese termice în m.a.i., Iași, 1971
 32. K.I.Ghenkin M.a.i., vol. I, Moscova, 1975
 33. C.A.Vasilescu, Simion Faur Corelațiile dintre combustibilul lichid și m.a.i., Ed. Academiei, 1972
 34. P.Belov Motoare destinate mașinilor militare, Moscova, 1971
 35. D.Baghirov M.a.i. la mașini rutiere și construcții, Moscova, 1974
 36. - A II-a Conferință m.a.i., vol. I, București, 1970
 37. W.Emmerling Cercetarea termodinamică a unui nou procedeu de recuperare a căldurii gazelor de ardere la m.a.i. Oernstadt, 1971
 38. M.E.Deici Gazodinamică tehnică Moscova-Leningrad, 1974
 39. J.Jacobs Amestecarea turbulentă în camera de ardere, Karlsruhe, 1974
 40. M.P.Brenc Construcții de autotractoare. Probleme legate de optimizarea și proiectarea automobilelor, tractoarelor și a motoarelor lor,

41. - Minsk, 1974
Bibliografia lucrărilor publicate și a tezelor de doctorat în domeniul m.a.i. apărute în R.S.R. în perioada 1948-1967, București, 1967
42. P.Constantinescu Motorul termic, E.T., 1968
43. B.Popa, ș.a. Probleme de termotehnică și mașini termice, București, E.D.P., 1967
44. I.Szathmary Motoare, Budapesta, 1961
45. Aramă, Grundwald,Dudaș Cobustibili și lubrifianți, București, E.T., 1962
46. F.Zacharias Reprezentarea analitică a proprietăților termodinamice ale gazelor de ardere, Berlin, 1966
47. V.Berindean Contribuții la studiul și cercetarea aprinderii amestecurilor omogene de combustibil-aer, aprinse prin comprimare, Teză de doctorat, 1966
48. - Al 7-lea Congres internațional în domeniul motoarelor cu combustie internă, Londra, 1965
49. - M.a.i. de producție germană, Frankfurt/Main, 1964
50. - M.a.i., Harkov, 1966-1967, fasc.3,4 Harkov, 1967, fasc.5,6, Harkov, 1968, fasc.7, Harkov, 1968, fasc.8, Harkov, 1970, fasc.9-23
51. C.Kordzinski Sistemul de carburatie și formarea amestecului la m.a.i., Warșovia, 1968
52. V.M.Kușul Un nou tip de motor de ardere internă, Leningrad, 1965
53. O.R.Lang Instalații de forță a m.a.i. rapide. Principiul de calcul și construcție, New York, 1966
54. M.Stratulat, ș.a. Încercarea în m.a.i., București,E.T.,1966
55. - Procese în tehnica automobilelor.Procese de ardere în m.a.s., vol.8, Cranfield Intern Simposion, 1966
56. P.Cristea Motorul de automobil, E.T., 1967
57. M.Marcovici,A.Leonte Realizări moderne în construcția m.a.i., București, E.T., 1967
58. W.D.Bensinger Reglarea schimbului de gaze la

59. C.Aramă,B.Grunwald m.a.i. rapide, construcția și calculul elementelor de reglare , Berlin-Heidelberg-New York, 1968
Motoare cu ardere internă.Procese și caracteristici
60. N.Apostolescu,N.Bătagă M.a.i., București, E.D.P., 1967
61. R.Vater Motoare termice moderne,vol.I;Introducere în teoria și construcția mașinilor cu gaz, Leipzig-Berlin, 1914
62. A.Riedler Motoare cu gaz de mare putere, Berlin, 1905
63. R.Schottler Motoare cu gaz, Berlin, 1909
64. - Skizzen von Gas und Olmaschinen, Berlin, 1924
65. H.Guldner Calculul și proiectarea m.a.i. și a instalațiilor motoarelor de forță cu gaz, Berlin, 1920
66. H.Guldner Proiectarea și calculul mașinilor cu ardere internă, Berlin, 1922
67. Alexandru Bărboi Reducerea poluării mediului prin utilizarea gazelor petroliere la funcționarea m.a.i după procedeul diesel – gaz I, Zilele academice , Timișoara , 1995
68. Alexandru Bărboi Studiul comparativ al reducerii poluării mediului ambiant în cazul funcționării m.a.i. pe principiul diesel – gaz în condițiile injectiei de gaz în cilindru la înaltă presiune sau joasă presiune , 1996
69. Alexandru Bărboi Reducerea poluării mediului prin utilizarea gazelor petroliere la funcționarea m.a.i după procedeul diesel – gaz II, Zilele academice, Timișoara , 1995
70. B. Grunwald Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, E.D.P. , București, 1980
71. V. Berindean Procese, caracteristici și supraalimentarea m.a.i. – partea a II-a , I.P.T.V.T., 1979
72. “ Idem, partea a III-a , I.P.T.V.T., 1985
73. B.Grunwald, N.Apostolescu Neomogenitatea termică și chimică

- a gazelor din m.a.i. E.A.R.S.R.
București, 1975
74. “ , N. Dodu Programarea pentru calculul arderii
din motoarele cu piston I.P.B
București
75. M. Cristea Echipament electric pentru
automobile, E.D.P. București, 1962
76. V.D.Negrea Bazele cercetării experimentale a
mașinilor termice , I.P.T.V.T, 1978
77. “ Motoare cu ardere internă , procese,
economicitate, poluare, Editura
Sedona, Timișoara, 1997
78. V.D.Negrea, D.Chira Studii și cercetări privind evaluarea
procesului de ardere pentru un
motor cu aprindere prin comprimare
în patru timpi de tractor,
Simpozionul Național, Universitatea
Tehnică Cluj-Napoca, 1988,
Pag. 305 - 311
79. M.H.Carapentient Termodinamica tehnică - traducere
din limba rusă, E.T.București, 1958
80. Riemer Gerhard Simulare pe calculator a procesului
real din interiorul cilindrului a
motorului cu gaz, Universitatea
Tehnică Berlin, 1988
81. MAN B&W Emission Control Two-Stroke Low
Speed Diesel Engines;
82. Max Leiker, Koln-Deutz Gas Motor und Wechselmotor sowie
die gasformigen Kraftstoff in den
letzten 30 Jahren; MTZ 5/1965
83. MAN B&W Primary Methods for Emission
Reduction on Two-Stroke Engines;
84. B.Engesser,H.Zehnder, T Imai, Sulzer RTA dual-fuel marine
T.Koyama, K. Takahashi engines – Design and test results,
December 1986
85. - Sulzer Technische Rundschau
Winterthur,
1926-
1938,1940,1948,1949,1951,1954-
1959,1961,1970-1975,1976-
1989,1990,
86. - Brown Boveri Mitteilungen, 1940-
1987
ABB Review 1988 - 1993