

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

Ing. Teer Savadkoochi Lotfollah

3500

**CONTRIBUTII LA STUDIUL SI CERCETAREA ARDERII IN
MOTOARE CU APRINDERE PRIV SCINTESIS ALIMENTATE CU
GAZE LICHEFIATE**

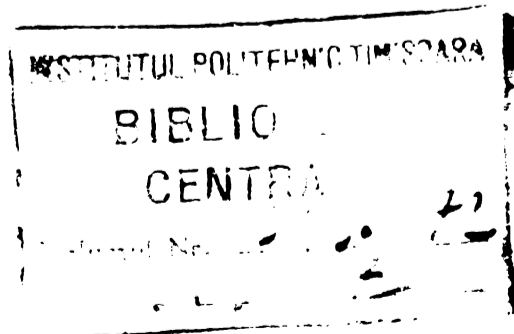
BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

**Teză pentru obținerea titlului
științific de doctor inginer**

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC

Prof.dr.ing.V.BERINDEAN

320



REZUMAT

Reducerea emisiilor poluante ale motoarelor cu aprindere prin scînteie, a costului exploatărilor și a cantității de benzină consumată este posibilă prin alimentarea motorului cu gaze petroliere lichefiate.

În cadrul acestei lucrări se tratează analitic și experimental procesul de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

În primul capitol al lucrării se prezintă importanța temei pe plan național și mondial, conținutul lucrării și principalele contribuții ale autorului tezei.

Al doilea capitol se sintetizează principalele lucrări privitoare la stadiul actual al cercetării proceselor de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

În capitolul trei sînt expuse relațiile pentru studiul analitic al formării amestecului și al procesului de ardere.

În capitolul patru se tratează programul de cercetare, instalația experimentală și metoda de cercetare.

Capitolul cinci cuprinde prelucrarea rezultatelor experimentale a procesului de ardere pentru alimentarea motorului cu gaze petroliere lichefiante și cu benzină COR 98, stabilindu-se parametrii principali ai procesului de ardere și comportarea motorului pentru combustibilii cercetați. Totodată se evidențiază influența factorilor de stare și funcțional asupra arderii pentru gaze petroliere lichefiate și benzină COR 98.

În capitolul șase pe baza rezultatelor obținute se stabilesc concluziile generale ale cercetării.

SUMMARY

The reduction of pollutant emissions of spark ignition engines, of operational costs and of the quantity of petrol consumed is possible through filling the engine with liquefied petroleum gases.

This paper treats both analytically and experimentally the combustion process in spark ignition engines filled with liquefied petroleum gases. Chapter one presents the importance of this subject nationally and internationally, the content of this paper and the principal contributions of the author.

Chapter two synthesizes the principal works concerning the current status of research in the combustion process of spark ignition engines filled with liquefied petroleum gases.

The third chapter sets forth the equations for the analytical study of the mixture's formation and of the combustion process.

The fourth chapter treats the research schedule, the experimental installation and the research method.

Chapter five includes the processions of the experimental results for the combustion process using liquefied petroleum gases and petrol of octane number 98, establishing the principal parameters of the combustion process and the behaviour of the engine with respect to the combustibles researched.

At the same time is pointed out the influence of the condition and function factors on combustion for liquefied petroleum gases and petrol of octane number 98.

On the basis of obtained results, the sixth chapter draws general research conclusions.



Resumé

La réduction des émissions polluantes des moteurs à allumage commandé (à étincelle) du bout de l'exploitation et de la quantité de l'essence consommée est possible par l'alimentation du moteur avec des gaz pétroliers liquéfiés.

Dans cet thèse de doctorat on traite analytiquement et expérimentalement le processus de combustion dans les moteurs à étincelle alimentés avec des gaz pétroliers.

Dans le premier chapitre de l'ouvrage on présente l'importance du sujet sur le plan national et mondial, le contenu de l'ouvrage et les principales contributions de l'auteur de l'ouvrage.

Le deuxième chapitre synthétise les principaux travaux de l'étape actuelle des recherches sur le processus de combustion dans les moteurs à allumage par étincelle alimentés avec des gaz liquéfiés.

Dans le troisième chapitre on donne les relations pour l'étude analytique de la formation du mélange et du processus de combustion.

Dans le quatrième chapitre on développe le programme des recherches, l'installations expérimentale et la méthode de recherche.

Le cinquième chapitre contient les résultats expérimentaux du processus de combustion pour l'alimentation du moteur avec des gaz liquéfiés et avec de l'essence 001 98, en déduisant les principaux paramètres du processus de combustion et le comportement du moteur pour les combustibles étudiés.

Dans le même temps on met en évidence l'influence des paramètres d'état et de fonctionnement sur le processus de combustion pour les gaz liquéfiés et l'essence 001 98.

Dans le sixième chapitre conformément aux résultats obtenus ont été établis les conclusions générales de la recherche.

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA ARDERII ÎN
MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCINTEIE ALIMENTATE
CU GAZE LICHEFIATE**

Rezumate în limbile: română, engleză, franceză.

C U P R I N S

I. PRINCIPALELE NOTĂȚII ȘI SIMBOLURI UTILIZATE

II. LISTA PRESCRIPTIILOR RESPECTATE

III. PREFATA

1. INTRODUCERE

1.1. Importanța temei pe plan național și mondial

1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei

1.3. Contribuții originale ale tezei

1.3.1. Contribuții teoretice

1.3.2. Contribuții experimentale

1.3.2.1. Instalații și aparatură de cercetare
experimentale

1.3.2.2. Metodica de cercetare

1.3.3. Contribuții aplicative

**2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL PROCESELOR DE
ARDERE ÎN MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCINTEIE ALIMENTATE
CU GAZE LICHEFIATE**

2.1. Soluții actuale în domeniul formării amestecului în
motoarele cu aprindere prin scinție alimentate cu
gaze lichefiate

2.1.1. Caracteristicile gazelor lichefiate

2.1.2. Instalații de alimentare cu gaze lichefiate



- 2.2. Stadiul actual al cercetărilor asupra procesului de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie.
 - 2.2.1. Studiu și cercetări teoretice
 - 2.2.1.1. Modelarea procesului de ardere
 - 2.2.1.2. Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii
 - 2.2.2. Cercetări experimentale
- 2.3. Concluzii asupra stadiului actual al cercetării în domeniul procesului de ardere a gazelor lichefiate în motoare cu aprindere prin scînteie
- 2.4. Probleme de studii și cercetări ale tezei de doctorat.
3. RELATII PENTRU STUDIUL ANALITIC AL FORMARII AMESTECULUI SI ARDERII IN MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCITTEIE ALIMENTATE CU GAZE PETROLIERE LICHEFIATE
 - 3.1. Relații analitice pentru formarea amestecului aer-gaz
 - 3.2. Relații analitice ale procesului de ardere a gazelor petroliere lichefiate
 - 3.2.1. Caracteristica de degajare a căldurii
 - 3.2.1.1. Calculul caracteristicii de degajare a căldurii cu ajutorul diagramei indicate
 - 3.2.1.2. Prelucrarea datelor experimentale
4. METODA DE CERCETARE EXPERIMENTALA A PROCESULUI DE ARDERE
 - 4.1. Programul de cercetare
 - 4.2. Ansamblul instalației experimentale
 - 4.3. Parametrii fizici măsurați și metode de măsurare
 - 4.4. Etalonarea aparaturii utilizate și precizia parametrilor
 - 4.4.1. Etalonarea aparaturii utilizate
 - 4.4.2. Considerații asupra preciziei consumurilor de aer și combustibil



**5. REZULTATELE CERCETĂRII PROCESULUI DE ARDERE PENTRU ALIMENTARE
CU BENZINA COR 98, GAZE PETROLIERE LICHEFIATE G.P.L. SI
INTERPRETAREA LOR**

**5.1. Caracteristicile motorului alimentat cu benzină COR 98
și G.P.L.**

5.1.1. Caracteristicile de turație

5.1.2. Caracteristicile de sarcină

5.1.3. Caracteristicile complexe

5.1.4. Caracteristica puterii în funcție de dozaj

**5.2. Caracteristicile de variație ale dozajului amestecului
aer-gaz în funcție de depresiunea din amestecător.**

5.3. Parametrii procesului de ardere

5.3.1. Fazele arderii

5.4. Dispersia ciclică

5.5. Caracteristica de degajare a căldurii

5.6. Emisiile poluante

6. CONCLUZII GENERALE

BIBLIOGRAFIA

ANEXE

ooo000ooo

I. PRINCIPALELE NOTATII SI SIMBOLURI UTILIZATE

B	benzină	-
C	Consumul orar de combustibil	kg/h
c	Consumul specific de combustibil	g/kwh
CO%	procentul volumetric de monoxid de carbon în gazele de eşapament	%
d	Coeficient de îmbogățire	-
D	diametrul conductei de aer	mm
F	Forța de frînare	daN
G _a	Consumul real de aer a motorului	kg/h
G' _a	Consumul de aer pentru 1 kg de combustibil	kg/kgcomb.
G	Gaz	-
G.P.L.	gaz petrolier lichefiat	-
H _i	puterea calorică inferioară a combustibilului	<u>kcal</u> kg
K _p	Scara presiunii	daN/mm
K	Scara unghiului de rotire a arborelui cotit	°RAC/mm
K _S	Coeficient de corecție	-
M _e	Momentul efectiv	daNm
M _{ec}	Momentul efectiv corectat	daNm
P _{ai}	presiunea aerului la intrare în carburator	mm H ₂ O
P _{cad}	presiunea în colectorul de admisie	mm Hg
P _b	presiunea barometrică	mm Hg
P' _{max}	viteza de creștere a presiunii	daN/cm ² gr
P' _m	viteza medie de creșterea presiunii	daN/cm ² gr
P _y	presiunea maximă de ardere	daN/cm ²
P _e	presiunea medie efectivă	daN/cm ²

p_c	presiunea la sfîrșitul comprimării	daN/cm ²
p_{di}	presiunea la desprindere	daN/cm ²
p_{ps}	presiunea la momentul producerii scînteii electrice	daN/cm ²
R	constanta universală a gazelor	Kcal/kg
t_b	temperatura ambiantă	°C
t	timpul	s
t_{aer}	temperatura aerului la intrarea în carburator	°C
t_{apae}	temperatura apei la ieșirea din motor	°C
t_U	temperatura ulei motor în baia de ulei	°C
t_{ge}	temperatura gazelor la eșapament	°C
T_{max}	temperatura max de ardere	°K
T_c	temperatura la sfîrșitul comprimării	°K
T_{ps}	temperatura în momentul producerii scînteii	°K
V_c	Volumul de comprimare	cm ³
V_s	Volumul cursei pistonului	cm ³
w_{mp}	viteza medie a pistonului	m/s
I.2. <u>Alfabetul elen</u>		
α	Unghiul de rotire a manivelei arborelui cotit	°RAC
α_i	durata fazei inițiale a arderii	°RAC
α_p	durata fazei principale a arderii	°RAC
α_f	durata fazei finale a arderii	°RAC
α_t	durata totală a arderii	°RAC
α_{max}	panta maximă la curba de ardere, în punctul de desprindere	°

α	coeficientul de debit al diafragmei	-
β	avansul la producerea scînteii electrice	$^{\circ}\text{RAC}$
β_d	unghiul de desprindere	$^{\circ}\text{RAC}$
γ_{aer}	greutatea specifică a aerului	Kgf/m^3
γ_B	greutatea specifică a benzinei	Kgf/m^3
δ	gradul de dispersie ciclică	-
Δp_{yi}	abatere de la valoarea medie a presiunii	daN/cm^2
ξ	raportul volumetric de comprimare	-
ε	coeficient de expansiune a aerului	-
ζ_v	coeficient de umplere	-
η	coeficient de sarcină	-
λ	coeficientul excesului de aer	-
λ_b	raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei	-
λ_p	raportul de creștere a presiunii	-

II. LISTA PRESCRIPȚIILOR RESPECTATE

1. STAS 10093-75 : „Mărimi și unități de măsură. Notății generale”.
2. STAS 895-73 : „Mărimi și constante fizice. Simboluri”.
3. STAS 737/1-72 : „SI. Unități fundamentale și suplimentare”.
4. STAS 737/2-72 : „SI. Unități derivate”
5. STAS 737/6-74 : „SI. Mărimi de spațiu și timp. Unități de măsură”
6. STAS 737/8-73 : „Mărimi caracteristice mecanicii. Unități de măsură”.
7. STAS 737/9-70 : „Mărimi calorice. Unități de măsură”
8. STAS 737/10-75 : „Mărimi caracteristice căldurii. Unități de măsură”
9. STAS 2848/72 : „Constante fizice universale. Valori numerice”.
10. DIN 1871-61 : „Technische Gase, Dichte, Wichte und Dichteverhältnis bezogen auf den Normzustand”.
11. STAS 10455/6-77 : „Terminologie în informatică. Programarea calculatoarelor numerice”
12. STAS 2810-69 : „Mijloace de măsurat. Terminologie”
13. STAS 10705-76 : „Metode de măsurare. Terminologie”
14. STAS 2872-74 : „Erori de măsurare. Terminologie”
15. STAS 7347/1-74 : „Determinarea debitului fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurarea cu ajutoaje și diafragme. Prescripții generale”
16. BS 1042 : „Flow Metering”
17. STAS 8421-77 : „Termocupluri tehnice”
18. STAS 8420-77 : „Termometre cu rezistențe”
19. STAS 5745-76 : „Motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă”
20. ISOTC 2710 : „Reciprocating Internal Combustion engines. General Definitions”
21. STAS 6635-76 : „Motoare cu ardere internă pentru autovehicule”

III. PREFATA

În etapa actuală a dezvoltării transportului cu autoturisme, ca urmare a creșterii impetuoase a numărului lor, în centrele urbane mari a devenit actuală utilizarea combustibililor gazoși pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin scînteie ce echipază în general autoturismele. Folosirea combustibililor gazoși permite în primul rînd reducerea emisiilor poluante evacuate în atmosferă și în special a monoxidului de carbon, de către motoarele cu ardere internă.

În acest scop, autorul lucrării, pe baza cerințelor impuse de necesitatea reducerii gradului de poluare în orașul Teheran, în care circulă aproximativ 1.000.000 autoturisme și-a propus să cerceteze procesul de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie, alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

Trebuie menționat faptul că la abordarea temei tezei de doctorat, în orașul Teheran există un proiect de transformare a 10.000 taximetre, pentru a utiliza gaze petroliere lichefiate.

Transformarea motoarelor cu aprindere prin scînteie, inițiată de companii străine ce activau în Iran, a fost efectuată fără a prezenta cercetările necesare pentru realizarea dispozitivelor de alimentare, iar instrucțiunile cu caracter tehnic se limitau doar la exploatare.

Totodată pe plan mondial, în literatura de specialitate există prea puține lucrări de cercetare a procesului de ardere în motoarele alimentate cu gaze lichefiate.

Astfel, luînd în considerare necesitatea unei cercetări sistematice a procesului de ardere în motoarele cu aprindere

prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate, autorul tezei și-a propus să stabilească parametri principali ai procesului de ardere, în scopul îmbunătățirii funcționării motoarelor alimentate cu gaze lichefiate, comparativ cu alimentarea cu benzină, avînd în vedere și posibilitatea reducerii cantităților de benzină consumată de autoturisme, prin înlocuirea acesteia cu gaze petroliere lichefiate sau alte gaze combustibile.

Prin rezultatele obținute în urma cercetărilor efectuate în perioada anilor 1976-1980, teza de doctorat aduce contribuții la cunoașterea unui domeniu de o mare actualitate, dar în același timp relativ puțin cunoscut, din literatura de specialitate.

Se poate astfel aprecia că cercetările efectuate în cadrul lucrării de doctorat completează literatura de specialitate și contribuie substanțial la reducerea consumului de benzină și totodată a emisiilor poluante ale motoarelor cu aprindere prin scînteie.

În încheiere, autorul se folosește de prilejul de a prezenta cele mai calde mulțumiri prof.Dr.ing.Vasile Berindean, conducătorul științific, pentru ajutorul acordat cu multă generozitate pe toată perioada de elaborare a tezei.

Cu multă recunoștință mulțumește conducerii Institutului Politehnic "Traian Vuia", conducerii Facultății de Mecanică și tuturor membrilor catedrei de Termotehnică și mașini termice pentru sprijinul acordat.

Mulțumiri mai adresează tuturor tehnicienilor și muncitorilor din atelierele facultății pentru efortul depus la realizarea practică a standului de încercări, precum și studenților care și-au dat concursul la prelucrarea unor rezultate experimentale.

1. I N T R O D U C E R E

1.1. Importanța temei pe plan național și mondial.

Una din principalele surse de poluare ale atmosferei sînt emisiile motoarelor cu ardere internă.

Creșterea poluării prin emisiile autovehiculelor este determinată de tendințele actuale ale dezvoltării întregii societăți:

- 1.- concentrarea populației în centrele mari
- 2.- creșterea ritmului transportului
- 3.- dezvoltarea ponderii transportului particular de persoane cu vehicule antrenate cu motoare cu ardere internă
- 4.- reducerea rezervelor de țiței pe plan mondial.

Aceste tendințe au impus în ultimul timp luarea măsurilor necesare pentru utilizarea rațională a rezervelor existente de combustibil și a limitării poluării cu noxe emantate de motoarele cu ardere internă.

În cadrul acestor măsuri s-au efectuat și încercările de a utiliza combustibil gazos pentru motoare, cu atît mai mult, cu cît din această categorie face parte și hidrogenul, care se apreciază că va fi unul din combustibilii de bază în secolul al XXI-lea.

În prezent, într-o serie de țări s-au dezvoltat instalații de alimentare mixte benzină-hidrogen. Rezultatele obținute sînt foarte promițătoare, dar există probleme legate de producția hidrogenului și de tehnologia rezervoarelor de transport a hidrogenului la bordul autovehiculelor.

Adaptarea motoarelor cu ardere internă nu implică modificări constructive deosebite și mai ales a motoarelor cu aprindere prin scînteie cu carburator.

În prezent, o serie de fabrici constructoare livrează echipamente care permit adaptarea automobilelor pentru utilizarea alternativă a combustibililor lichizi petrolieră și a celor gazoși.

Cu toate acestea, în literatura de specialitate, problema formării amestecului și a arderii în motoare alimentate cu gaze lichefiate este relativ puțin tratată, apreciindu-se că nu ar exista, mai ales din punct de vedere teoretic, diferențe esențiale între arderea amestecurilor de combustibili petrolieri lichizi și a amestecurilor de gaze combustibile, în special gaze petroliere lichefiate.

Literatura de specialitate clasică în acest domeniu, se ocupă în special de procesele de ardere care au loc în motoare de turație mică și medie, fără a trata cazul motoarelor rapide, cu turații care depășesc în general 5000 l/min, corespunzător stadiului actual al motoarelor cu aprindere prin scînteie ce echipază autoturismele.

Utilizarea combustibililor gazoși, inclusiv a gazelor petroliere lichefiate, prezintă avantaje importante, care justifică cercetarea proceselor de funcționare și mai ales a procesului de ardere :

- posibilitatea creșterii economicității motorului, prețul combustibililor gazoși, mai ales cînd sînt produși secundari a unor procese tehnologice, este mult mai redus decît a combustibililor petrolieri lichizi;

- durata de serviciu mai mare a motorului, determinată de depozite mai mici de nearsă și calamină;
- reducerea solicitărilor cuzineților și a lagărilor prin scăderea tendinței de ardere cu detonații;
- reducerea uzurii cămășii cilindrului, pistonului și segmentilor, uleiul nefiind dizolvat de combustibilul lichid depus pe pereți; totodată, uleiul nu este alterat de hidrocarburi nearsă și de aditivii pe bază de plumb;
- se reduce tendința spre arderea cu aprinderi secundare, ca urmare a scăderii depunerilor carbonoase;
- reducerea substanțială a gradului de poluare;
- Dezavantajele utilizării combustibililor gazoși sînt:
- scăderea puterii motorului;
- pornirea la rece mai dificilă;
- creșterea regimului termic al motorului, urmată de uzura mai rapidă a supapelor și a sediilor lor;
- diminuarea capacității de transport a automobilului, din cauza volumului buteliei cu gaze lichefiate;
- imposibilitatea de a controla de la postul de conducere a nivelului de gaz din butelie;
- compoziția variabilă a gazului din comerț.

Ele nu sînt hotărîtoare, avînd în vedere că în exploatarea autoturismelor în unele țări demonstrează că alimentarea motorului cu aprindere prin scînteie cu gaze lichefiate oferă o soluție valabilă din punct de vedere tehnic și economic, în comparație cu aceea pe benzină, mai ales în cazul autoturismelor de medie și mare cilindree, dar cu perspective și la cilindrele mici.

1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei

Cap.1. Introducere (p ~~2-15~~) prezintă importanța temei pe plan național și mondial, conținutul tezei și principalele contribuții ale autorului tezei.

Cap.2. Stadiul actual al cercetării în domeniul proceselor de ardere în motoare cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze lichefiate. (p ~~15-44~~) este destinat unui studiu monografic al principalelor lucrări apărute în literatura de specialitate privitoare la formarea amestecului și arderea în motoare cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

În cadrul lucrărilor citate se evidențiază instalațiile de alimentare cu gaze petroliere lichefiate utilizate pe plan mondial, pe baza cărora a fost concepută instalația utilizată la standul de probă utilizat pentru cercetările experimentale programate în cadrul lucrării.

- Capitolul se încheie cu aprecieri critice asupra lucrărilor consultate și cu stabilirea problemelor ce urmează să fie rezolvate prin teza de doctorat.

Cap.3. Relații pentru studiul analitic al formării amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate. (p ~~44-75~~) tratează relațiile pentru studiul analitic al formării amestecului și arderii în motoare cu aprindere prin scînteie alimentate cu combustibil gazos.

Cap.4. Metoda de cercetare experimentală a procesului de ardere (p ~~55-75~~) cuprinde descrierea instalației experimentale, metoda de cercetare cu prezentarea parametrilor ce urmează să fie măsurați sau determinați în cadrul programului de experimentare.

Cap.5. Rezultatele cercetării procesului de ardere pentru alimentare cu benzina COR 98, gaze petroliere lichefiate G.P.L. și interpretarea lor (p ~~75-132~~) reprezintă partea principală a lucrării în care se stabilesc rezultatele cercetării procesului

de ardere pentru alimentarea motorului cu benzină COR 98 și gaze lichefiate.

Capitolul a fost dezvoltat în următoarele subcapitole:

5.1. Caracteristicile motorului alimentat cu benzină COR 98 și petroliere lichefiate, în care sînt analizate comparativ pentru combustibilii specificați;

- caracteristica de turație;
- caracteristica de sarcină;
- caracteristicile complexe;
- caracteristica de putere în funcție de dozaj.

5.2. Caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer-gaz în funcție de depresiunea din colectorul de admisiune, se stabilesc domeniile de funcționare ale motorului cercetat, de unde rezultă că funcționarea sa este stabilă.

5.3. Parametrii procesului de ardere, se determină; durata fazelor arderii, viteza maximă și medie de creștere a presiunii.

5.4. Dispersia ciclică, se compară dispersia ciclică la funcționarea pe benzină și pe gaze lichefiate.

5.5. Caracteristica de degajare a căldurii, a fost determinată pentru benzină COR 98 și gaze lichefiate la sarcină plină, pentru regimurile de putere maximă, consum specific minim și moment maxim.

5.6. Emisii poluante, în care se compară volumul emisiilor la funcționare pe gaze petroliere lichefiate și pe benzină.

6. Concluzii generale (p ~~132~~-142) în care se prezintă concluziile asupra cercetărilor efectuate în cadrul tezei de doctorat.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TRANSILVANIA
1970

1.3. Contribuții originale ale tezei

1.3.1. Contribuții teoretice.

- Elaborarea unei scheme logice pentru calculul caracteristicii degajării de căldură în cazul arderii amestecurilor de aer-gaze petroliere lichefiate.
- Stabilirea expresiilor exponenților adiabatici pentru arderea amestecului de aer-gaze petroliere lichefiate.
- Stabilirea pentru prima dată a parametrilor procesului de ardere în motoare cu aprindere prin scînteie rapide alimentate cu gaze petroliere lichefiate.

1.3.2. Contribuții experimentale

1.3.2.1. Instalații și aparatură de cercetare experimentală.

- Proiectarea și realizarea standului de încercări pentru motorul cu aprindere prin scînteie rapid pentru funcționarea pe benzină COR 98 și pe gaze petroliere lichefiate.
- Conceperea și realizarea fixării discurilor rotorilor pe arborii frînei hidraulice, a aerisirii etanșării rulmenților și a dispozitivului de evacuare a apei din frînă.
- Înlocuirea bujiei originale a traductorului piezoelectric prin bujii miniaturizate derivate din bujiile de fabricație curentă (din bujia Champion).
- Proiectarea și realizarea unui cuplaj elastic pentru traductorul de cursă al indicatorului piezoelectric, în scopul evitării transmiterii vibrațiilor de la motor.
- Conceperea și realizarea unui dispozitiv de măsurare a avansului prin metoda straboscopică.

- Adaptarea dispozitivului regulator-preîncălzitor pentru motorul cercetat.
- Realizarea unui dispozitiv gravimetric pentru măsurarea consumului specific de gaze lichefiate.
- Realizarea unui dispozitiv volumetric pentru măsurarea consumului specific de benzină.
- Proiectarea și realizarea instalației de măsurat debitul de aer.
- Realizarea dispozitivului pentru etalonarea traductorului prezo-electric.
- Adaptarea carburatorului pentru funcționarea cu gaze petroliere lichefiate.
- Proiectarea și realizarea unui dispozitiv de fixare și de citire precisă a poziției obturatorului de amestec.

1.3.2.2. Metodica de cercetare

- Elaborarea metodei de etalonare a instalațiilor și a aparaturii de măsură.
- Stabilirea metodei de cercetare a procesului de ardere și a parametrilor funcționali ai motorului (ridicarea diagramei indicate, formarea amestecului aer-gaz, analiza gazelor evacuate din motor etc).

1.3.3. Contribuții aplicative

- Cercetările au fost efectuate pe un motor cu aprindere prin scînteie rapid din fabricația curentă, astfel ele au avut și caracterul unei cercetări de dezvoltare, ceea ce permite aplicarea rezultatelor fără alte cercetări la motoarele de autoturisme cu cilindree $V_t = 1100 \div 1800 \text{ cm}^3$.
- Rezultatele cercetării au fost confirmate prin instalarea dispozitivului de alimentare folosit în cercetare pe un autoturism

Fiat 124 /Pe = 70 CP. n=5000 r/min, carburator dublu corp tip' 32 DHS-3/ care a dat în exploatare rezultate satisfăcătoare.

- Gradul de poluare mai redus decât la funcționarea pe benzină, în special pentru regimuri de sarcini parțiale recomandă alimentarea cu gaze petroliere lichefiate în regim de funcționare în orașe a autoturismelor.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETARII IN DOMENIUL
PROCESELOR DE ARDERE IN MOTOARE CU APRINDERE
PRIN SCINTEJE ALIMENTATE CU GAZE LICHEFIATE.

2.1. Soluții actuale în domeniul formării amestecului
în motoarele la aprindere prin scînteie alimentate
cu gaze lichefiate.

2.1.1. Caracteristicile gazelor lichefiate

Gazele petroliere lichefiate sînt amestecuri de hidrocarburi ale seriei parafinice, în proporții variabile (propan, propilene, n-butan, izobutan și altele cu participări neglijabile.

Pe plan mondial se găsesc mari cantități de gaze naturale. Iranul după U.R.S.S. are cele mai mari surse de gaze naturale.

În mod obișnuit gazele lichefiate G.P.L. sînt mai mult derivate ale procesului de rafinare a petrolului. Ele se pot obține din benzină și gazele uscate obținute din petrol brut,, prin separarea (degazificarea) gazului natural (metan-etan) și prin prelucrarea obișnuită a țițeiului în distilare și benzină.

La temperatura și presiunea normală gazele petroliere lichefiate sînt în stare gazoasă. Comprimare la o presiune relativ mică (4-8 bar), ele trec în stare lichidă. Acest lucru permite ca sistemele de stocare și depozitare a lor să fie mai simple decît cele necesare pentru metan, etan, etilene, care necesită presiuni de 150-200 bar pentru a fi lichefiate la temperatură normală. Amestecul de propan-butan este pus în circulația comercială sub formă lichefiată. Numele său internațional fiind L.P.G. (Liquified Petrol Gaz).

Raportul în care se găsesc cele două componente principale poate varia de la aproape 100 % propan (pentru iarnă), pînă la 70-30 % de amestec propan-butan (recomandat pt.vară).

Gazul petrolier lichefiat în România se compune în medie din 91-93 % butan - 6-7 % propan și 2 % etan, în rest pentan și alte hidrocarburi **bib 39**

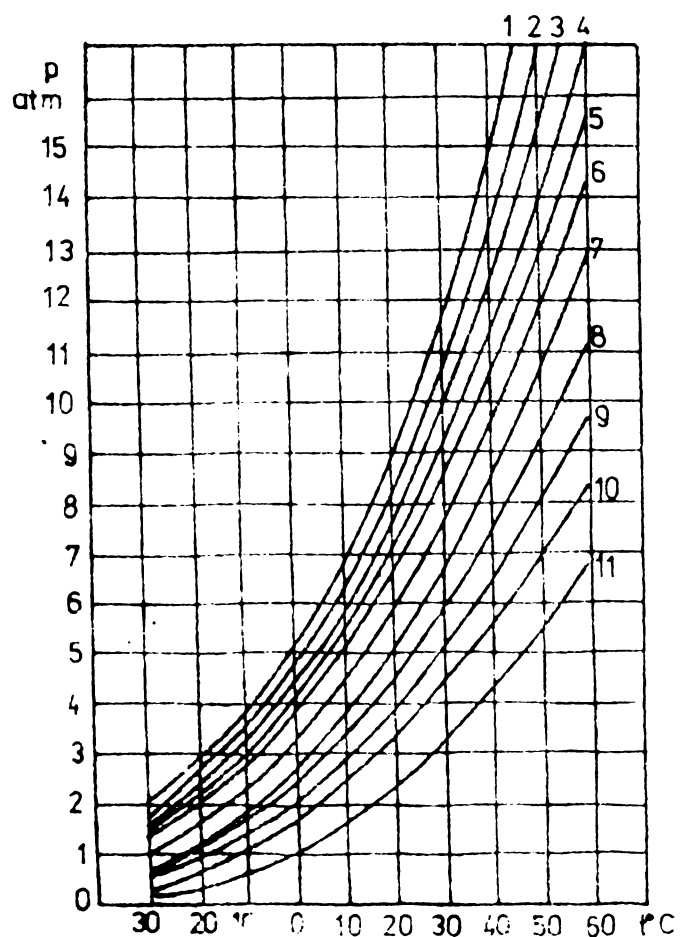
Participarea propanului e necesară din cauză că el are o temperatură de fierbere mai coborît decît cea a butanului, prin aceasta fiind asigurată evaporarea amestecului la temperaturi coborîte.

Tabelul 1

Caracteristici	Propan	Butan
1	2	3
Formula	C_3H_8	C_4H_{10}
Masa moleculară	44,06	58,07
Greutatea specifică a gazului în condiții normale (în raport cu aerul)	1,867	2,46
Greutatea specifică a gazului în faza lichidă (în raport cu apa la 15°C)	0,509	0,582
Constanța gazelor	19,25	14,60
Puterea calorifică inferioară a gazului în condiții normale, în Kcal./kg.	10972	10845
Presiunea critică P_{cr} în atm.	42,01	36,0
Temperatura critică t_{cr} în °C	96,8	152,9
Temperatura de fierbere în °C	-41,6	-0,5
Temperatura de solidificare	-189,9	-135,0

	1	2	3
Temperatura minimă de aprindere			
în aer în °C		510-530	475-550
Exponentul adiabatic		1,16	1,08
Cifra octanică		120	93
Cantitatea de aer teoretic necesară pentru ardere a 1 m ³ de gaze în condiții normale în m ³		23,91	30,95
Presiunea vaporilor saturați pentru câteva temperaturi			
- 20		2,7	0,45
- 10		3,7	0,68
0		4,3	0,96
10		6,4	1,50
20		8,5	2,10
30		11,0	3,0

Diagrama presiunilor vaporilor saturați a amestecului de propan-butan este dată în figura 1.



1. C_3H_8
2. 90% C_3H_8 + 10% C_4H_{10}
3. 80% C_3H_8 + 20% C_4H_{10}
4. 70% C_3H_8 + 30% C_4H_{10}
5. 60% C_3H_8 + 40% C_4H_{10}
6. 50% C_3H_8 + 50% C_4H_{10}
7. 40% C_3H_8 + 60% C_4H_{10}
8. 30% C_3H_8 + 70% C_4H_{10}
9. 20% C_3H_8 + 80% C_4H_{10}
10. 10% C_3H_8 + 90% C_4H_{10}
11. C_4H_{10}

93,472
306 E

Practic, amestecul de propan-butan nu conține sulf și plumb cu derivatele lor însoțite de implicații de bine cunoscută. Proprietățile antidetonante foarte bune pe care le au, sînt superioare benzinelor de cea mai bună calitate (CO.llo). Deci, se poate mări raportul de comprimare pentru motoare construite pentru funcționarea cu G.P.L.

Surplusul de putere obținut pe această cale (datorită creșterii presiunii efective) poate compensa o parte din căderea de putere care însoțește folosirea gazelor lichefiate în motoare. Este necesar de a arăta aici că raportul în care se amestecă cele două componente ale gazului propan-butan nu este lipsit de importanță. Deoarece se impune ca la temperaturi exterioare ridicate, presiunea din butelie să nu atingă valori prea mari. Pe de altă parte presiunea din butelie trebuie să fie însă suficient de mare la o temperatură exterioară scăzută, pentru ca gazul să iasă cu un debit satisfăcător. În interiorul buteliei deasupra nivelului de lichid se află un spațiu ocupat de vapori saturați de gaze care se mărește pe măsură ce se consumă combustibilul din butelie. Dacă extrage gaz din acest spațiu, compoziția amestecului se modifică în permanență, deoarece componentele cu presiune specifică de vaporizare mai mare, se degajează. Din această cauză pentru a asigura o compoziție omogenă și o presiune stabilă gazul se extrage din butelie sub formă lichidă prin intermediul unei țevi cufundată în lichid pînă în apropierea de fundul rezervorului.

Rezultate experimentale în legătură cu desfășurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichefiate sînt prezentate în lucrările autorilor:

Inlocuirea combustibililor convenționali pentru motoarele cu ardere internă este deosebit de actuală, o posibilitate ar prezenta-o folosirea gazelor oliere lichefiate.

Principalele caracteristici ale acestor hidrocarburi, în comparație cu cele ale benzinei și ale motorinei, sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2.

Proprietăți	butan	propan	benzină	motorină
- Densitatea kg/Nm^3 (kg/m^3)	1,87	2,46	0,74	0,84
Puterea calorică inferioară kJ/kg	44400	45600	42600	42000
Cantitatea teoretică de aer necesară arderii kg/kg	15,35	15,6	15	15
Căldura dezvoltată în amestec stoechiometric kJ/kg	2700	2740	2660	2660
Cifra octonică Motor CO/M	120	93	60-98	-

Datorită puterii calorice ridicate a amestecului de aer și gaz, acesta apare drept un combustibil potrivit arderii în motoarele cu ardere internă. **bib. 26**

./.

2.1.2. Instalații de alimentare cu gaze lichefiate

În ceea ce privește alimentarea motorului există două posibilități de introducere a combustibilului gazos în camera de ardere:

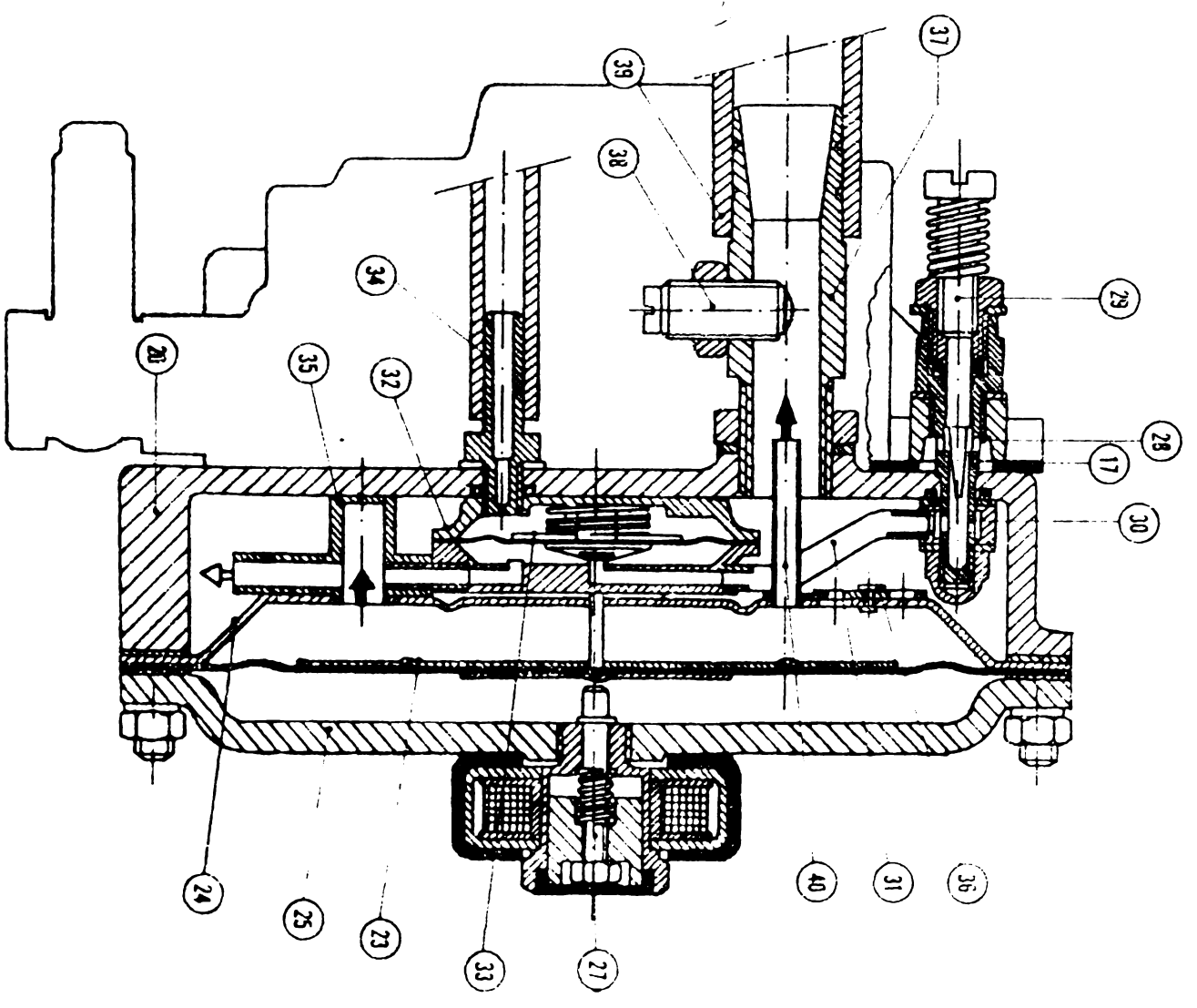
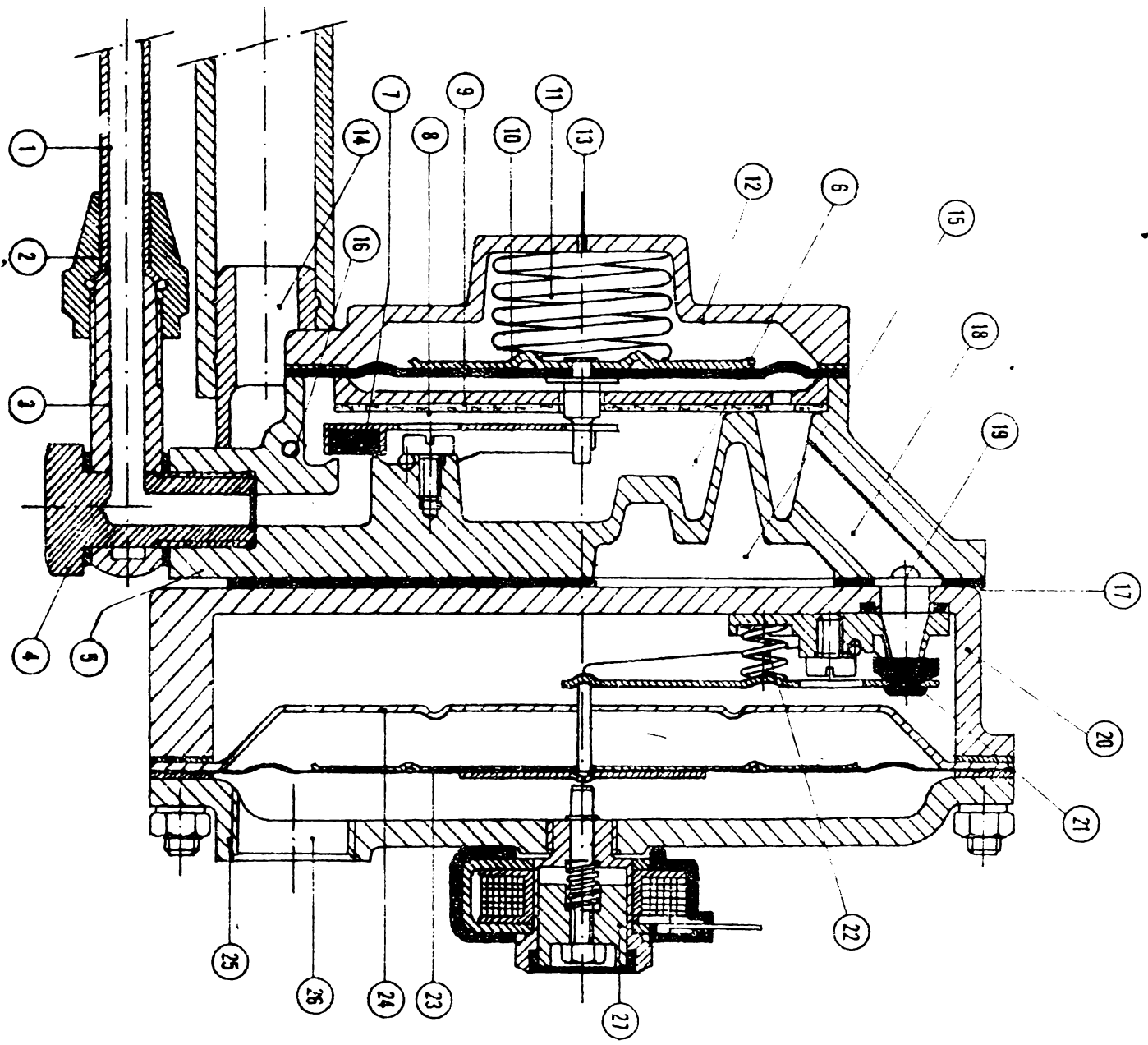
- a. - în stare lichidă prin injecție directă în cilindru;
- b. - după destinderea sa sub formă de gaz în vaporizator-reductor de presiune și amestecarea sa cu aerul necesar, înainte de a pătrunde în galeria de admisiune.

În primul caz, motorul devine prea scump și complicat, prin utilizarea pompelor de injecție și injectoarelor. De aceea, se folosește în general a doua soluție, - aspirându-se amestecul de gaz - aer.

Destinderea gazului lichefiat se realizează în mod obișnuit printr-un reductor de presiune cu una sau două trepte. Prin intermediul a două faze de decompresie se produce trecerea gazului din faza lichidă în cea gazoasă, reducându-i-se presiunea până la valoarea necesară. Pentru a compensa scăderea inevitabilă de temperatură care apare la destinderea gazului (și care poate fi atât de însemnată încât uneori pentru debite mari de gaz în secțiunile de strangulare se pot produce dopuri de gheață), reductorul trebuie să fie încălzit fie cu lichid de la instalația de răcire, fie cu gaze de evacuare; se preferă prima metodă.

Reductorul lucrează în același timp ca și regulator de presiune. În figura 2 se prezintă o instalație modernă de vaporizator-regulator de presiune.

INSTITUTUL NAȚIONAL
TIȘIȘO
BUCUREȘTI



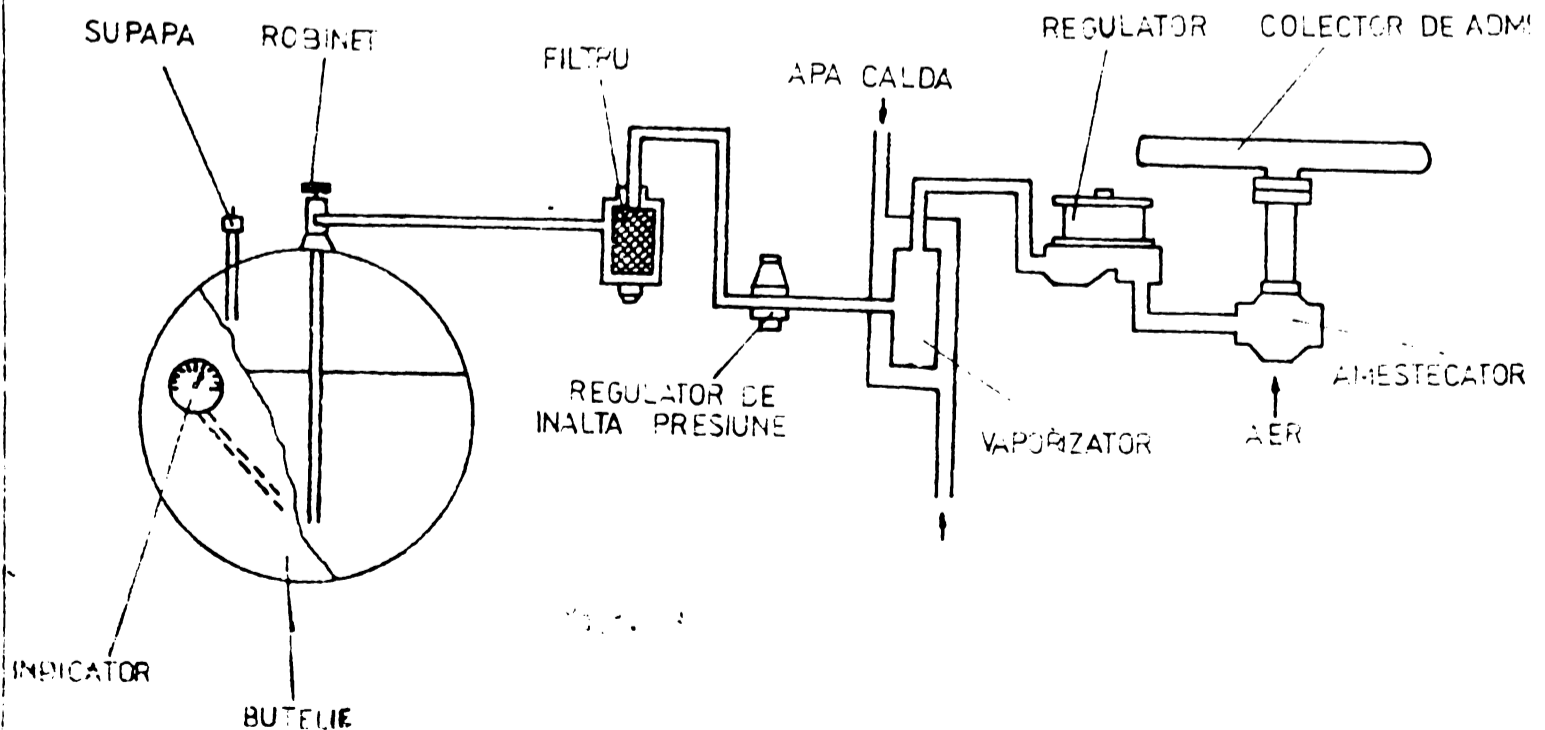
Legenda figurii 2.

1. Conducte de alimentare cu gaz lichefiat
2. Piulițe
3. Nipluri radiale
4. Surub de strângere-niplu
5. Carcasa primei trepte a vaporizatorului
6. Camera de detență a primei trepte
7. Supapa primei trepte
8. Placa de absorbție
9. Disc divizor
10. Membrana primei trepte
11. Arcul primei trepte
12. Carcasa primei trepte
13. Orificiul de legătură cu atmosfera a primei trepte.
14. Tub de legătură pentru apă
15. Spațiul de apă a vaporizatorului
16. Canal de echilibrarea a presiunii apei
17. Garnitură de etanșare pentru cămașa de apă
18. Conexiune de la prima la a doua treaptă
19. Canal by-pass pentru supapa treptei a doua (sistem de mers în gol)
20. Carcasa treptei a doua
21. Supapa treptei a doua
22. Arcul supapei treptei a doua
23. Membrana treptei a doua
24. Discul divizor al treptei a doua
25. Carcasa treptei a doua
26. Orificiul de legătură cu atmosferă a treptei a doua
27. Electro-șoc
28. Intrarea la reglajul mersului în gol

29. Ac de reglare a amestecului la mers în gol
30. Ieșirea de la reglarea amestecului de mers în gol
31. Tub de legătură la cutia supapei membranei
32. Cutia supapei membranei
33. Membrana
34. Tub de conexiune pentru depresiunea din colectorul de admisiune
35. Tub ejector
36. Disc de reglare a sensibilității treptei a doua
37. Tub de legătură la dispozitivul principal de reglare
38. Surub principal de reglare cu piulițe de blocare
39. Tub de gaz lichefiat pentru amestecător
40. Tub de alimentare pentru plină sarcină

bib.21

Părțile și funcțiile de bază ale unei instalații de alimentare cu gaze lichefiate este prezentată în figura nr.3 și 4 (schematic)



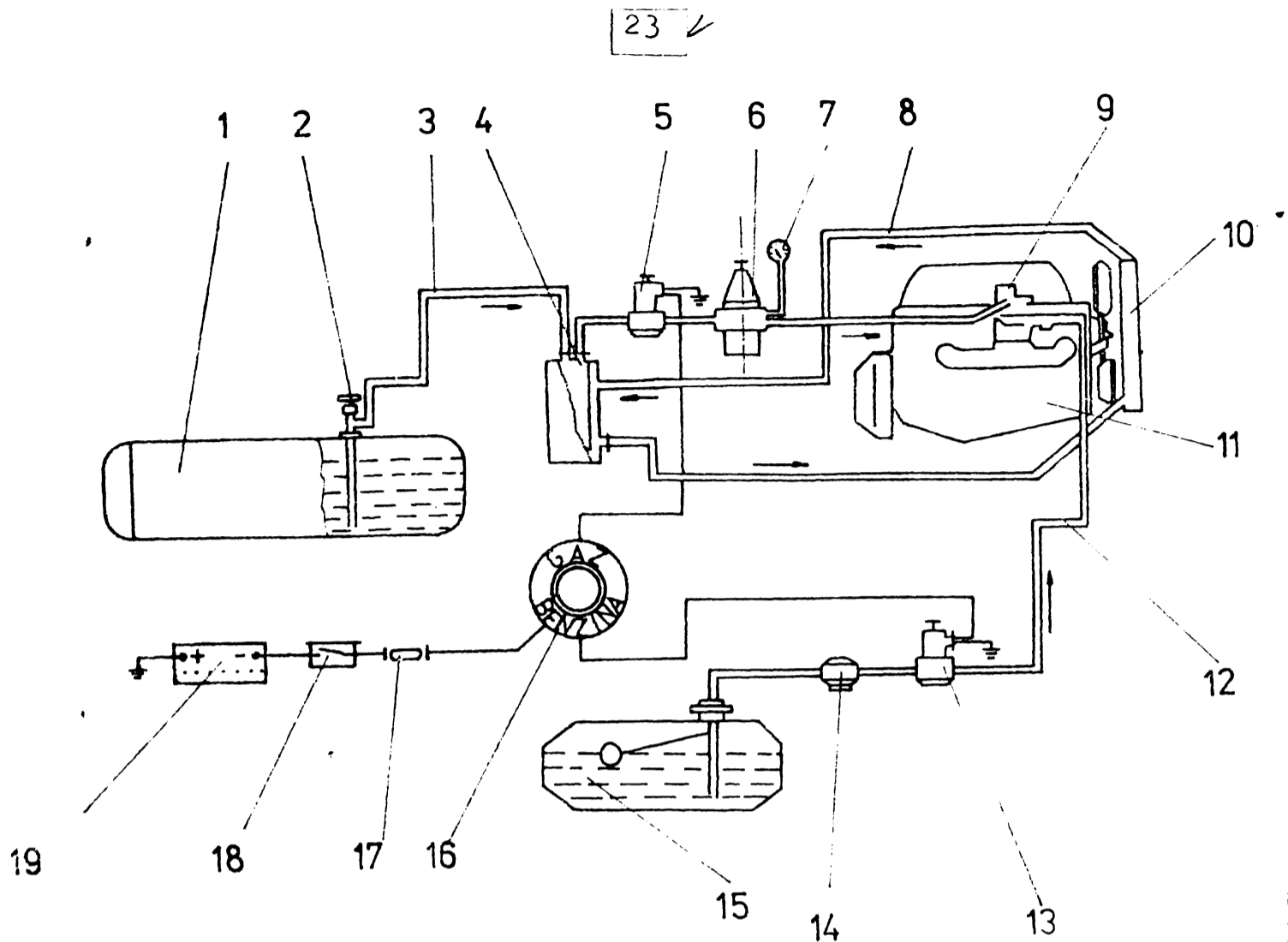


fig.4

Legenda figurii 4

1. butelia de gaz, 2. ventil de închidere, 3. furtunul de alimentare, 4. vaporizator, 5. electrovalvă, 6. reductor de presiune, 7. manometru, 8. conducta de apă caldă, 9. carburator-amestecător, 10. radiator, 11. motor, 12. conductă de circuit benzină, 13. electrovalvă, 14. pompa de alimentare, 15. rezervor de benzină, 16. comutator, 17. siguranță, 18. conductor, 19. baterie.

Combustibilul lichid din butelie este adus prin ventilul de închidere la filtrul decantor, în care gazul este curățat de impuritățile solide și lichide (umiditate și ulei). De aici trece spre regulatorul de înaltă presiune, unde suferă o decompresie apreciabilă de la 4-5 bar la 1,2 bar începând și o parțială destindere și vaporizare, după care fluidul intră în vaporizatorul (schimbătorul de căldură) încălzit de gazele arse sau de către apa din instalația de răcire. Se asigură astfel o rapidă și

completă destindere și evaporare a gazului. De la vaporizator, gazul trece prin reductorul de joasă presiune, care îi reduce presiunea pînă la o valoare determinată și apropiată de cea atmosferică, putînd fi mai mică sau mai mare decît presiune atmosferică.

In fig.5 se poate vedea un aparat modern reductor-vaporizator de gaz și carburatorul-amestecător

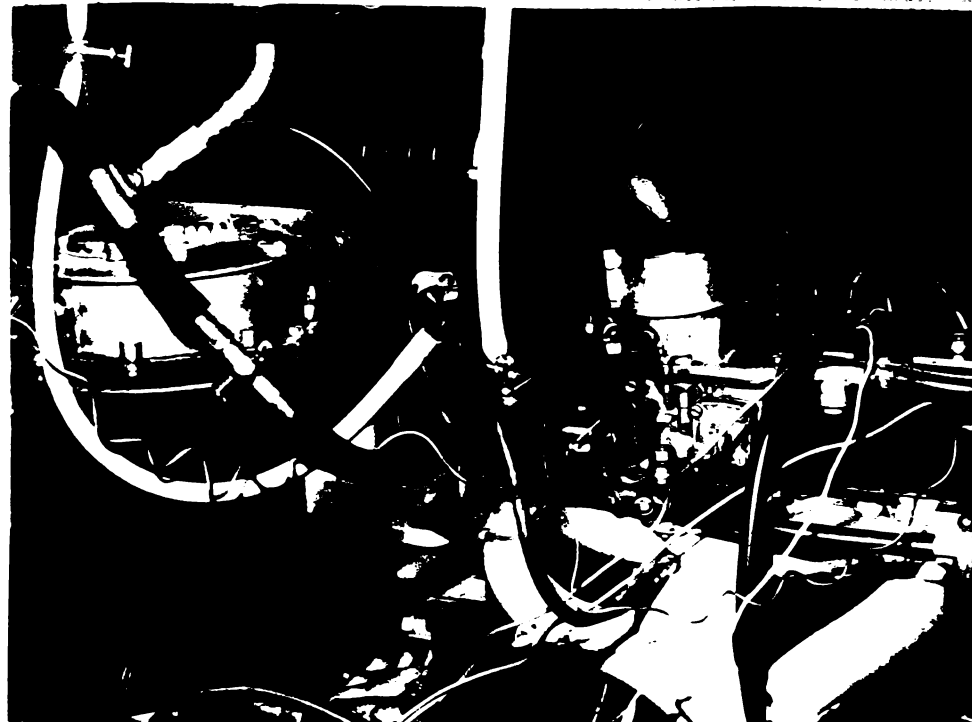


Fig.5. Vedere a motorului din spre reductor-vaporizator

2.2. Stadiul actual al cercetărilor asupra procesului de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie

2.2.1. Studii și cercetări teoretice

* 2.2.1.1. Modelarea procesului de ardere. *

Cercetarea teoretică a procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie nu necesită tratarea diferențiată pentru alimentarea cu gaze lichefiate față de cea cu benzină.

In cele ce urmează se prezintă sintetic stadiul actual

al modelării procesului de ardere în motoarele cu aprindere prin scînteie.

Se cunosc mai multe modele pentru calculul proceselor de ardere. Pentru oricare dintre modelele elaborate pînă în prezent, se admit următoarele ipoteze generale:

- presiunea gazelor în perioada arderii este uniformă în toată masa gazelor;
- componentele fluidului motor sînt sisteme fizice în echilibru termodinamic;
- componentele fluidului motor respectă legea gazelor perfecte;
- energia internă a componentelor fluidului motor nu depinde de reacțiile intermediare de oxidare;
- masa componentelor fluidului motor este invariabilă.

În general, se poate aprecia că nici una dintre ipotezele amintite nu constituie o sursă interesantă de erori.

În ceea ce privește procesul de ardere, dificultățile încep la definirea formei și structurii flăcării turbulente. Unele succese obținute au fost înregistrate pe modele simple, pentru sisteme fizice diferite de camere de ardere ale motoarelor cu piston și pentru mecanisme cinetice reduse la cîteva reacții chimice elementare.

Dacă se încearcă să se stabilească particularitățile comune ale modelelor fizice de diferențiere termică a fluidului motor cunoscute astăzi în literatură, se constată că pe baza lor, modelele ar putea fi grupate în clase distincte, în mai multe feluri.

În primul rînd s-ar putea grupa modelele în raport cu numărul componentelor care alcătuiesc gazele arse. Astfel: modele

cu gaze arse omogene și modele cu gaze arse neomogene.

Modelele cu gaze arse omogene sînt cele mai simple, reflectînd diferența esențială de temperatură între amestecul inițial și gazele arse, ceea ce înseamnă că gazele arse alcătuiesc o singură componentă de aceeași temperatură.

Modelul cu gaze arse neomogene este un model mai complex, care diferențiază gazele arse într-un număr mai mic sau mai mare de componente, cu ajutorul unor macrosisteme, care își conservă identitatea dar interacționează între ele. Ele apar ca sisteme independente, pentru care amestecarea este exclusă.

Un al treilea model ilustrează un caz intermediar, care diferențiază gazele arse în mai multe macrosisteme care suferă amestecări treptate. Un astfel de model s-a dovedit eficient pentru motorul de aprindere prin comprimare. Potrivit acestor reprezentări, macrosistemele în care se diferențiază gazele arse se împart în două clase: macrosisteme de masă constantă și macrosisteme de masă variabilă.

Modelele cu gaze arse neomogene se pot grupa în două clase și după un alt criteriu: modele cu tranșe de gaze arse și modele cu elemente de gaze arse.

Modelul de tranșe de gaze arse are la bază cuprinderea treptată a amestecului inițial de către flacără, redusă la suprafață sau front de aprindere care se propagă cu viteze moderate.

Modelul cu elemente de gaze arse are ca trăsătură distinctivă asocierea strictă a elementelor de gaze cu caracteristica degajării căldurii de reacție. Un element de gaze arse reprezintă suma tuturor microcantităților de gaze de flacără care se formează într-un interval de timp , indiferent de distribuția lor spațială. Modelele cu tranșe gaze arse au fost aplicate la m.a.s.

Conceptul de ardere în tranșă de gaze arse are câteva neajunsuri fundamentale. Dintre ele se menționează faptul că rămâne descoperită problema formei instantanee a frontului de aprindere care ar permite definirea tranșelor. Conturul flăcării și viteza sa reprezintă funcții extrem de complicate ale unor mărimi fizice și chimice care depind de parametrii constructivi și funcționali ai motorului și de natura combustibilului. Viteza de propagare se modifică local și totodată temporal. Variațiile cele mai mari ale vitezei înregistrându-se în prima perioadă a arderii, pentru care accelerarea continuă a flăcării reprezintă de altfel o caracteristică principală. Insași informațiile experimentale existente despre viteza de propagare au un caracter limitat, fiind obținute la motoare experimentale cu o construcție specială, funcționând în general la regimuri mult deosebite de cele întâlnite la motoarele moderne cu aprindere prin scînteie.

Problema reacțiilor întârziate din spatele frontului de aprindere la motorul cu aprindere prin scînteie, ca și problema distribuției spațiale a zonelor de reacție la motorul cu aprindere prin comprimare, se rezolvă satisfăcător pe baza conceptului de elemente de gaze arse.

Modelul de elemente de gaze arse are astfel un avantaj esențial: el permite cercetarea neomogenității termice la orice tip de motor independent de forma și felul camerei de ardere, numai pe baza caracteristicii degajării căldurii de reacție. Acest avantaj este extrem de important, mai ales atunci cînd se urmărește interpretarea investigației experimentale.

Atunci cînd diagrama variației presiunii din cilindru este cunoscută în prealabil pe cale experimentală, caracteristica degajării căldurii în timpul arderii poate fi dedusă prin calcul,

aplicînd ecuația conservării energiei.

Caracteristica degajării căldurii poate fi de asemenea determinată cu ajutorul metodelor de calcul bazate pe modelarea proceselor fizico-chimice ale arderii, sau poate fi precizată printr-o simplă schematizare. În acest caz se calculează diagrama de presiune aplicînd aceeași ecuație de conservare a energiei și simultan se diferențiază termic fluidul motor.

Există fără îndoială o mare apropiere între toate modelele de neomogenitate a fluidelor motor și anume aceea că ecuațiile diferențiale nu comportă soluții analitice. Această împrejurare a determinat pe diverși autori să apeleze în general la metodele analizei numerice cu ajutorul calculatoarelor numerice cu un grad înalt de precizie.

În continuare sînt descrise cîteva din principalele modele ale procesului de ardere în m.a.s.

1 - Modelul Muzio, în care se schematizează dinamica neomogenității termice a fluidului motor cu ajutorul tranșelor de gaze arse.

La modelul Muzio, frontul de aprindere este o suprafață cilindrică care se deplasează cu o viteză constantă.

2 - Modelul Vasilescu și Stoica. Este la fel ca și modelul Muzio, dar se consideră că elementele de gaze sînt izolate între ele și au o viteză de deplasare aleasă empiric.

3 - Modelul Sirignano. Aplicat recent pe un m.a.s., se bazează pe ipoteza fundamentală că viteza de propagare a flăcării este determinată esențial de intensitatea transferului turbulent de căldură spre amestecul inițial.

4 - Modelul Sviridov (1951). Se consideră că fluidul motor este format din amestec inițial și din elemente de gaze arse,

care evoluează adiabatic sau politropic, în condiții de izolare reciprocă.

Masa fiecărui nou element de gaze arse este stabilită cu ajutorul caracteristicii de degajare a căldurii, dedusă pe baza diagramei de variație a presiunii în cilindru. Degajarea căldurii de formare a combustibilului în fiecare element de gaze decurge izocor.

5 - Modelul Krieger-Borman (1966) pentru m.a.s. se bazează pe un model de neomogenitate termică a fluidului motor cu gaze arse omogene termic. Gazele arse și amestecul inițial sînt tratate ca două sisteme termodinamice, în care presiunea este cunoscută.

6 - Modelele B.Grünwald - N.Apostolescu (1970-1974) sînt modele cu elemente de gaze arse, masa de gaze arse se acumulează progresiv diferențiindu-se, corespunzător caracteristicii arderii. Elementul nou format de gaze arse atinge temperatura flăcării rezultată prin degajarea căldurii de reacție într-un proces izobar-adiabat.

✓ 2.2.1.2. Modelarea caracteristicii de degajare a căldurii

În literatură sînt cunoscute cîteva încercări de modelare a caracteristicii de degajare a căldurii: W.T.Lyn, I.I.Vibe ș.a.

În vederea stabilirii corelației dintre ardere și indicii de perfecțiune ai ciclului, primii doi autori apelează la o schematizare formală a arderii. Astfel, pentru motorul cu aprindere prin comprimare, Lyn apelează la o variație liniară a vitezei de degajare a căldurii și într-un caz extrem la o viteză constantă de degajare a căldurii. Renault propune pentru motorul cu aprindere prin scînteie, o dependență liniară a caracteristicii de degajare a căldurii.

INSTITUTUL DE RESEARCH
TIMISOARA
BIBLIOTECA CENTRALA

În stabilirea ecuațiilor sale, Vibe pleacă de la concepția generală a teoriei reacțiilor înlănțuite, ceea ce îngăduie să se aprecieze pozitiv ipotezele și raționamentele sale. Cu toate acestea, unele particularități distinctive ale arderii, caracteristice pentru cele două clase de motoare, m.a.c. și m.a.s., au rămas neevaluate în modelul lui Vibe.

Modelul lui Vibe a fost dezvoltat în catedrele de motoare cu ardere internă de la institutele politehnice din București și Timișoara. Adaptarea unei caracteristici de tip Vibe este rațională pentru motorul cu aprindere prin scînteie, întrucît se modelează satisfăcător procesul de degajare a căldurii, are o expresie matematică relativ simplă și permite prin intermediul a doi parametri, să se exprime o mare varietate de caracteristici de degajare a căldurii.

În conformitate cu modelul lui Vibe pentru m.a.s., se definește următoarea caracteristică de degajare a căldurii:

$$x_{\alpha} = 1 - \exp. (-6,9 x^{m+1}) \quad (1)$$

iar viteza de degajare a căldurii:

$$x'_{\alpha} = 6,9 \frac{mM}{\alpha_f - \alpha_d} x^m \exp (-6,9 x^{m+1}) \quad (2)$$

unde:

"m" factor denumit în continuare factor de formă, deoarece definește alura caracteristicii; α_d , α_f , - reprezintă momentul inițial al declanșării arderii, respectiv momentul final (de exemplu, dacă luăm p.m.i 360° RAC $\alpha_d = 340^{\circ}$, $\alpha_f = 400^{\circ}$ RAC dacă durata arderii să fie 60° RAC)

Perioada de inducție nu face obiectul lucrării de față, de aceea prin declanșarea arderii se înțelege momentul în care

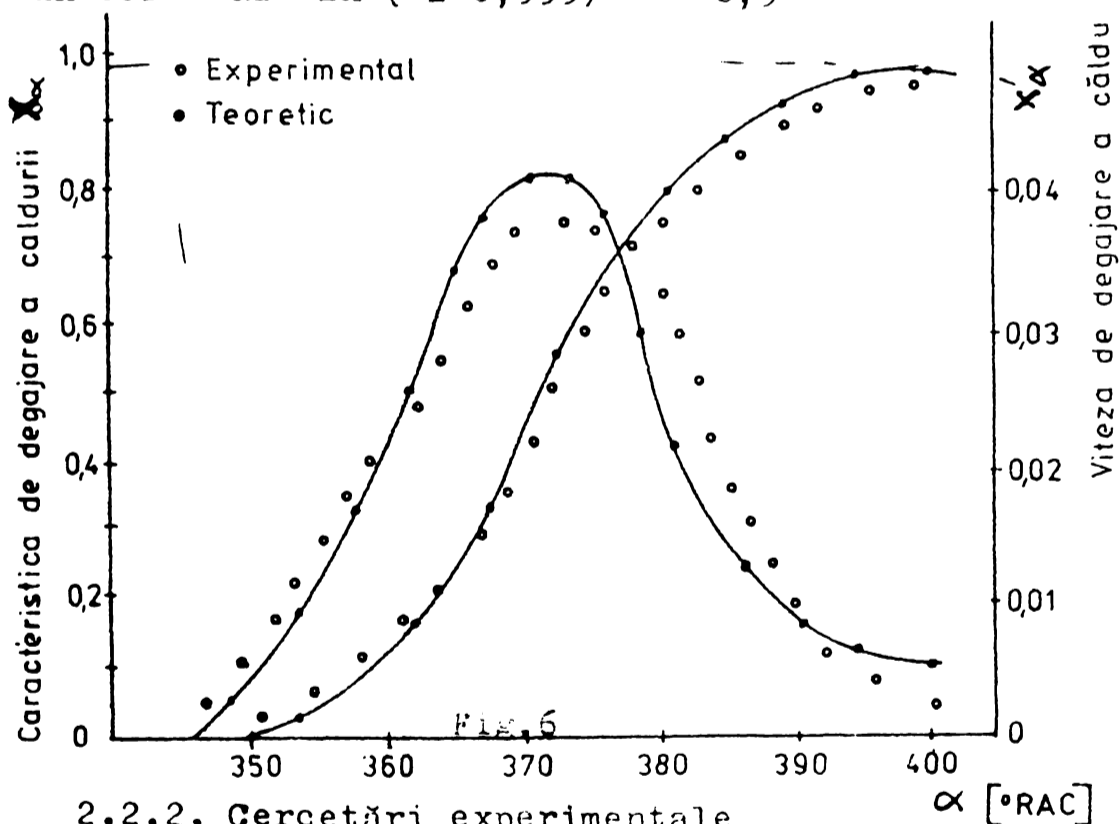
începe degajarea căldurii de reacție, evident în urmă față de momentul declanșării scînteii.

O particularitate a relației (2) este aceea că parametrul variabil este unghiul relativ \mathcal{L} definit astfel:

$$\mathcal{L} = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha_f - \alpha_d} \quad (3)$$

În acest fel, X_α se caracterizează numai printr-un singur parametru m , din care cauză a fost denumit factor de formă. Spre deosebire de X_α , X'_α depinde și de durata absolută a arderii ($\alpha_f - \alpha_d$). Pentru a evita nedeterminarea X_α se definește cu o aproximație de 1‰ la finele arderii, pentru $\alpha = \alpha_f$ și $x=1$, adică $x_\alpha = 0,999$

în care caz $\ln(1-0,999) = -6,9$



2.2.2. Cercetări experimentale

Literatura de specialitate cuprinde un număr relativ redus de lucrări publicate din domeniul arderii și funcționării motoarelor cu aprindere prin scînteie alimentate cu G.P.L.

În lucrarea [2] se analizează motorul utilizat la Citybuss-ul, firmei Steyer - Deimler - Puch A.G, motor care se livrează în două variante, conform tabelului (3).

Tabelul 3.

Parametri	Benzină	G.P.L.
D Alezaj (mm)	80	81
S Cursu (mm)	64	64
V cilindree (cm ³)	643	660
raportul de comprimare	7,8	9,05
$\frac{c}{h} = \frac{\text{carbon}}{\text{hidrogen}}$	85,9:13,5	81,7:18,3
Hi puterea calorică	10360	11080
C.O.R.	98	111

Avantajele gazului lichefiat (propan-butan) pentru alimentarea m.a.s. de tracțiune rutieră sînt putere calorică ridicată $H_i = 46040 \text{ kJ/kg}$, cifra octanică ridicată COR = 111, distribuirea uniformă amestecului în cazul motoarelor policilindrice, pornire ușoară la rece și neagresivitate față de uleiul de ungere (nu se diluează uleiul). Aceste avantaje sînt cunoscute de mult.

În ultima vreme, transformarea relativ simplă a unui m.a.s. cu benzină de funcționare pe G.P.L. este considerată a fi o măsură eficientă pentru reducerea emisiilor poluante.

În caracteristicile din fig.7 în care s-au notat curbe liniile de consum specific constant, rezultă clar superioritatea funcționării cu G.P.L.

Domeniul sarcinilor parțiale cu $C_e = 230 \text{ g/cph}$, (hașurat) este vizibil mai întins, consumul specific minim în cazul mersului pe gaz lichefiat se află la funcționarea la plină sarcină ($C_{e_{\min}} = 190 \text{ g/cph}$), din cauza amestecului sărac ($\lambda = 1,0$), în timp ce la mersul pe benzină, plina sarcină se realizează cu amestec bogat (în vederea obținerii unor puteri mari), consumul minim de

216 g/cph fiind realizat în domeniile de sarcină parțială, cu amestec mai sărac.

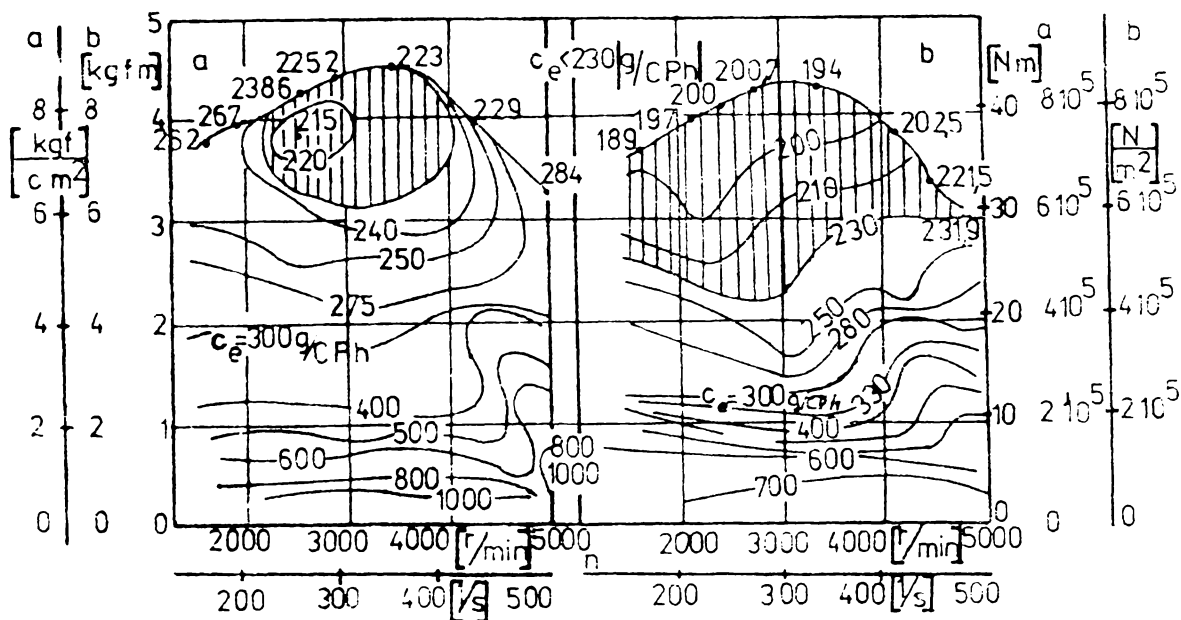


Fig. 7

Carburatorul produce la o reglare optimă la plin sarcină, fig.8.a., un amestec bogat ($\lambda = 0,75 \div 0,925$). În domeniul de sarcină parțială, sărăcirea amestecului (care poate ajunge pînă la $\lambda = 1,25$) apare la turații mai ridicate, $n = 2500$. La meroul pe gaze lichefiate, fig.8.b se prelucrează numai amestecuri sărace care permite un mers în gol stabil chiar și cu $\lambda = 1,45$.

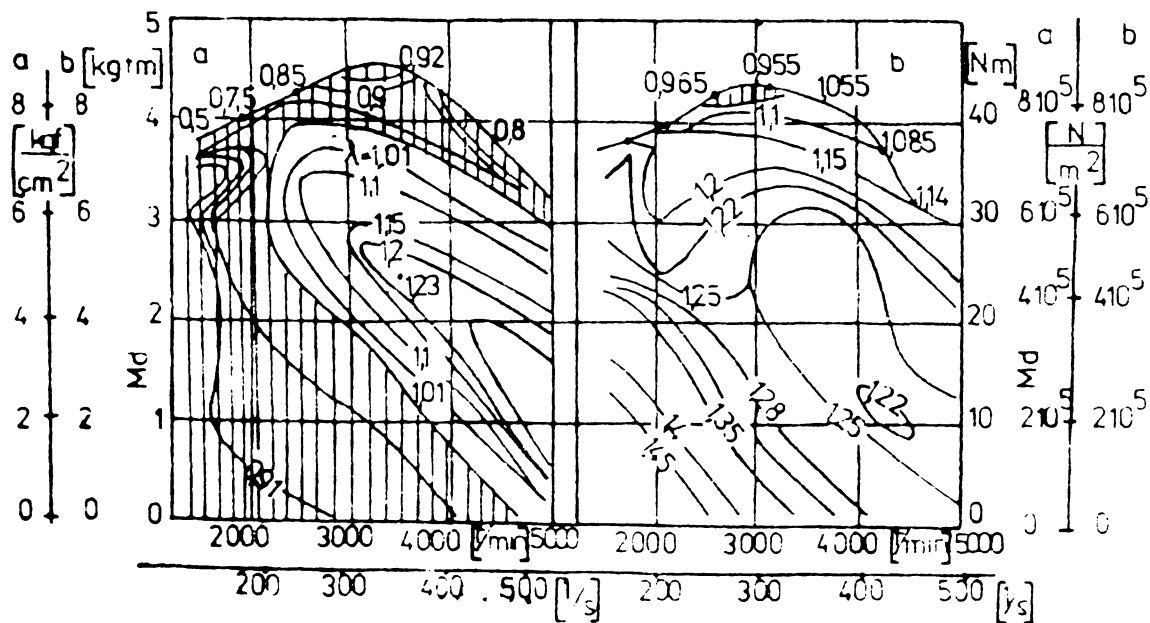


Fig 8

Emisiile de CO s-au reprezentat în fig.9 în gr CO/CPh și nu în CO vol % (așa cum se procedează uzual), din cauza puterii nominale diferite în cadrul funcționării de benzină, respectiv pe gaz lichefiat. Punctele de funcționare în domeniul de sarcini parțiale, la puteri egale, fiind stabilite, la funcționarea de benzină, după cum se vede în figură, emisia de CO este mult mai ridicată decât ne-am fi așteptat după alura caracteristicii din figura 8. În timp ce emisia de CO la funcționarea pe gaz lichefiat rămâne sub 5 g/cph (domeniul hașurat), cu excepția unor domenii foarte restrânse la plină sarcină și în apropierea mersului în gol.

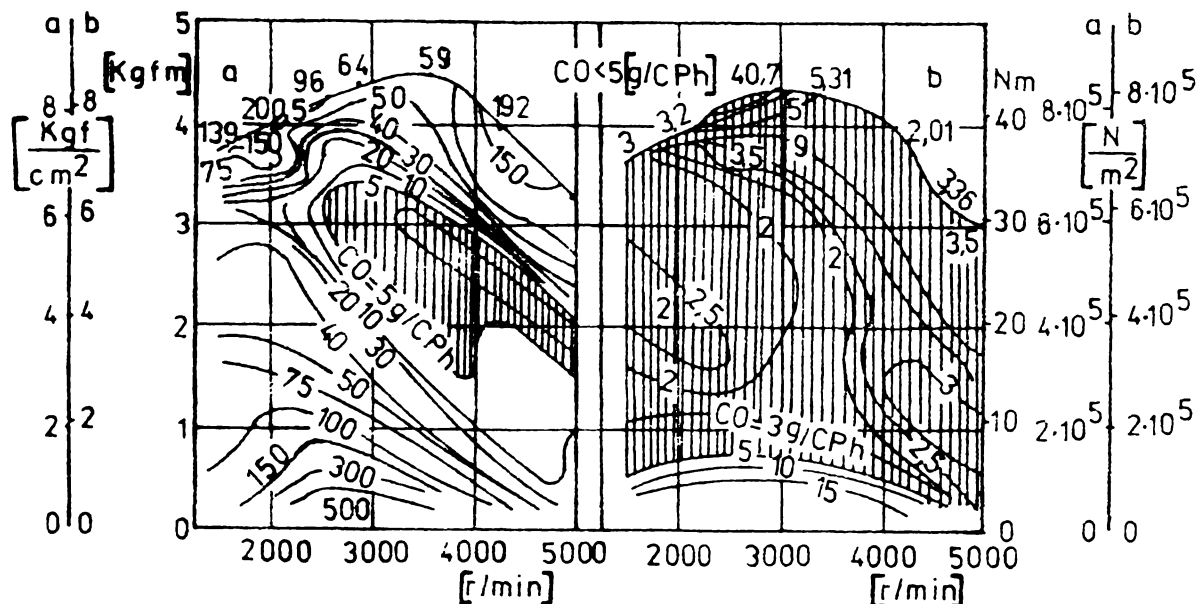


Fig. 9.

Emisia de CH măsurată cu un detector de ionizare a flăcării, etalonat cu hexan, s-a reprezentat în fig.10, în gCH/Cph. La mersul pe gaz lichefiat, aceste emisii reprezintă cca jumătate din cele de la funcționarea pe benzină, fapt ce rezultă și din domeniul hașurat mai mare situat sub 3 g/Cph.

În caracteristicile din fig.11 s-au reprezentat punctele de funcționare, în care intensitățile mirosului gazului de eșapare sînt egale (curbe iso-odor), intensitatea maximă a mirosului fiind

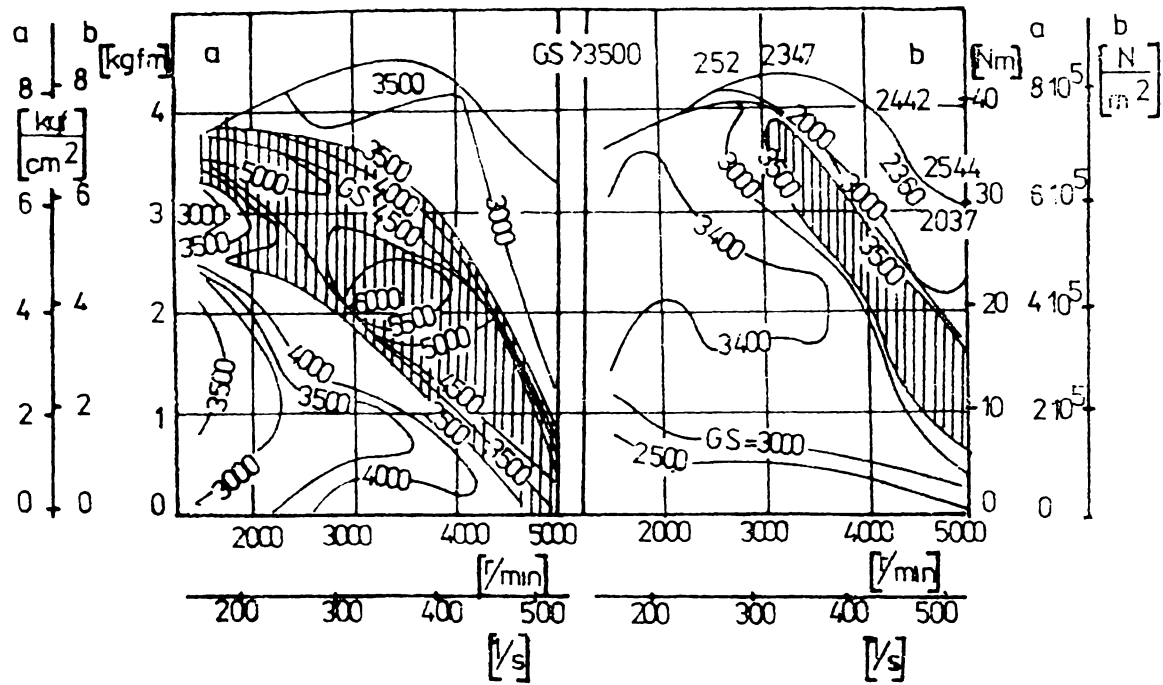


Fig. 10

GS = 6000 (6000 . l aer / un litru gaze de eșapare). Ele s-au măsurat la funcționarea pe benzină la cca jumătate din puterea maximă și 3000 r/minut, rezultând că în general intensitatea mirosului gazelor de eșapare la mersul pe gaz lichefiat a fost mai redusă decât în cazul funcționării pe benzină. (GS 3500 suprafața hașurată)).

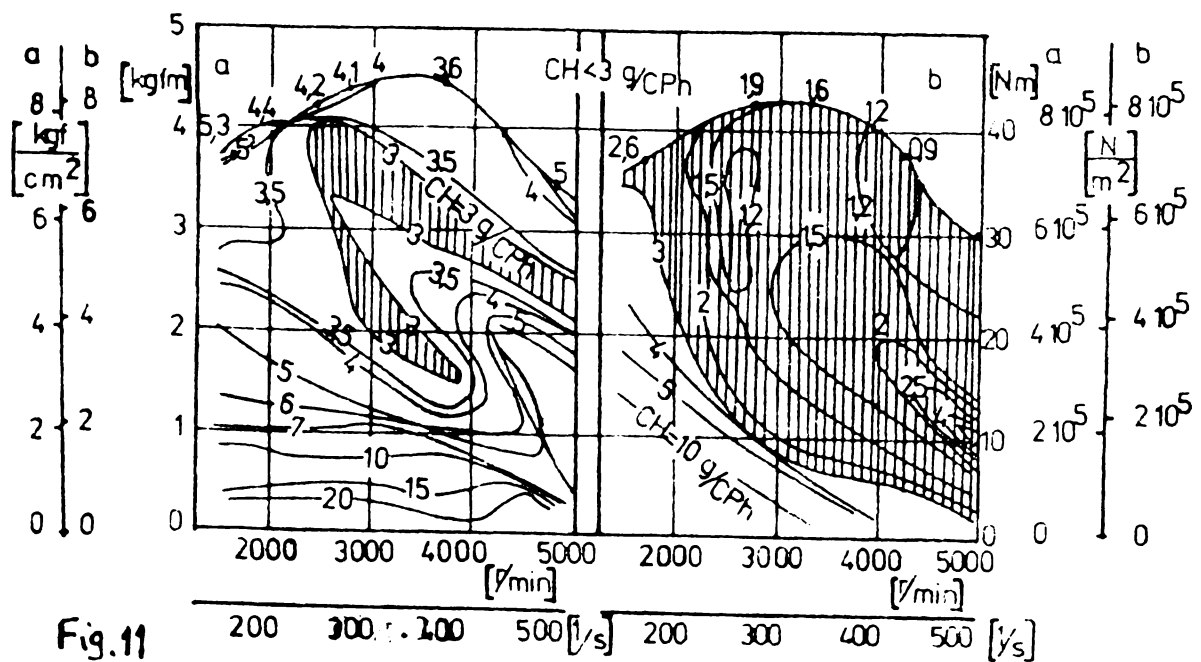


Fig. 11

In fig. 11 se reprezintă: -puterea efectivă P_e , momentul motor M_e , consumul specific c_e și randamentul efectiv pentru un

motor Steyr - Daimler Puch cu doi cilindri, în 4 timpi. Pentru:
 A - motorul original cu $V_s = 643 \text{ cm}^3$ raportul de comprimare 7,3
 carburator 32 NOIX - cu curent descendent, combustibil benzină
 super, B-motor transformat cu $V_s = 660 \text{ cm}^3$, raport de comprimare
 9,05, combustibil gaz lichefiat.

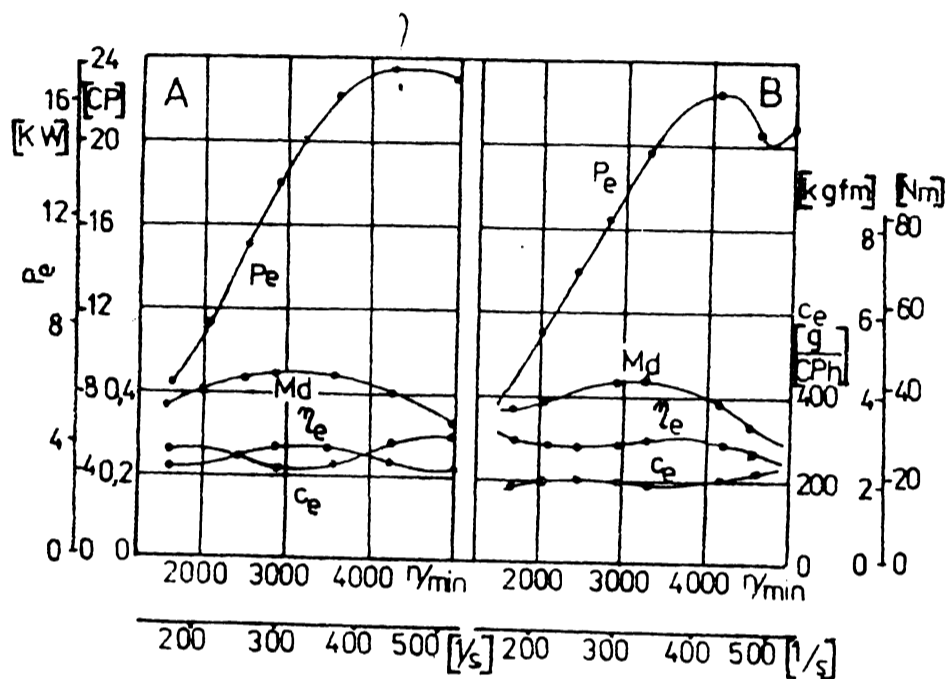


Fig. 12.

Din figura 12 se deduce că pentru funcționarea pe benzină la $n = 3300 \text{ r/min.}$, momentul motor efectiv $M_e = 4,6 \text{ kgfm.}$ este mai mare decât la funcționarea pe gaz, pentru care este de $4,35 \text{ kgfm.}$

De asemenea, puterea efectivă la $n=4300 \text{ r/min.}$ este ceva mai mare la funcționarea pe benzină, ($P_e = 25,5 \text{ Cep.}$) decât la funcționarea pe gaz, pentru care $P_e = 22,7 \text{ Cep.}$

Din punctele de inflexiune mai importante ale curbelor de putere și de moment se deduce că la funcționarea pe gaz, începând cu $n=3000 \text{ r/min.}$, amestecul devine mult mai sărac. La sarcină plină consumul specific de combustibil este substanțial mai mic la funcționare pe gaz decât pe benzină, de unde rezultă creșterea corespunzătoare a randamentului efectiv:

$$\text{Benzină } c_{e \text{ min}} = 220 \text{ g/cph, } \eta_e = 0,375$$

$$\text{gaz } c_{e \text{ min}} = 190 \text{ g/cph, } \eta_e = 0,305$$

Consumul specific minim la funcționarea pe gaz se obține la plină sarcină, ca urmare a amestecului sărac $\lambda > 1$, în timp ce la funcționarea pe benzină, amestecul la plină sarcină este bogat. Consumul specific minim în acest caz se obține la sarcina parțială. În cazul optimizării jicloarelor la plină sarcină, $\lambda = 0,75-0,925$, iar în domeniul sarcinilor parțiale, amestecul devine mai sărac numai la turații mari $n = 2500$ r/min. Valoarea maximă a coeficientului excesului de aer la funcționarea pe benzină este 1,25, în timp ce la funcționarea pe gaz se poate realiza o funcționare stabilă și pentru $\lambda = 1,45$.

Tot în domeniul arderii, la folosirea gazului lichefiat se tratează mai mult procedeul Diesel-gaz și se compară cu un motor m.a.s. cu gaz. În diagrama din fig.13 se poate vedea această comparație și performanțele pe care le are motorul cu procedeul Diesel-gaz. **bib.19**

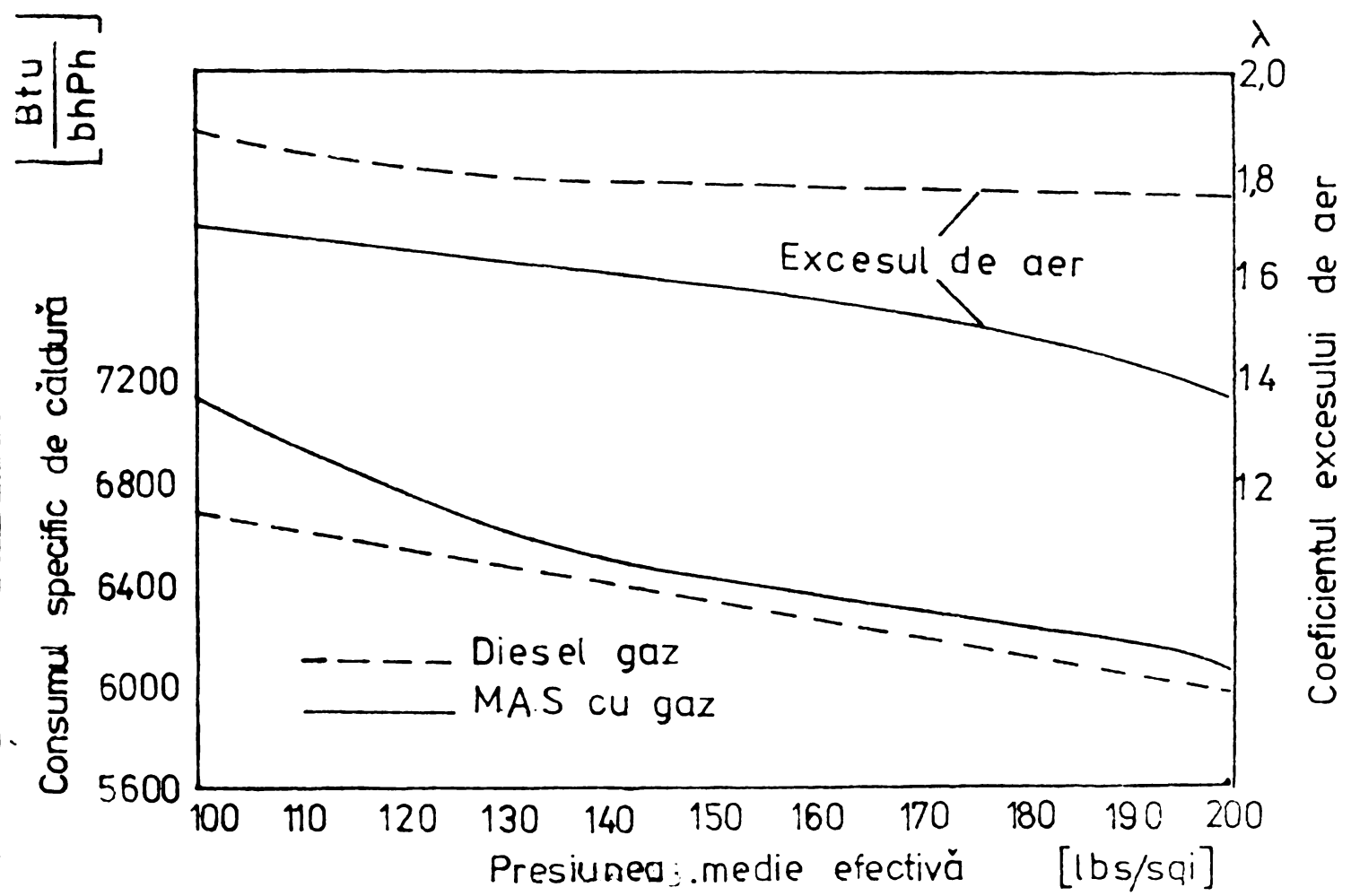


Fig 13

În ceea ce privește consumul specific de combustibil prezentat în această diagramă comparativ cu consumul specific de energie, se vede că la motorul Diesel-gaz, consumul este mai mic decât la m.a.s. cu gaz. ~~În lucrarea bib 39)~~

↓ Determinarea parametrilor arderii a fost făcută pornind de la o serie de diagrame indicate, care au fost desfășurate numai pe 90° RAC, în zona procesului de ardere, pentru a mări precizia de citire.

Prelucrarea datelor obținute cu ajutorul diagramelor indicate s-a făcut pe baza mediei valorilor citite în mai multe diagrame obținute pentru același punct, stabilindu-se elementele:

- presiunea maximă ;
- durata convențională a procesului de ardere.

Cercetarea experimentală a urmărit modul în care se modifică unii parametri caracteristici ai procesului de ardere, când se trece de la un combustibil lichid etalon (izooctan) la alimenta-rea cu gaze petroliere lichefiate.

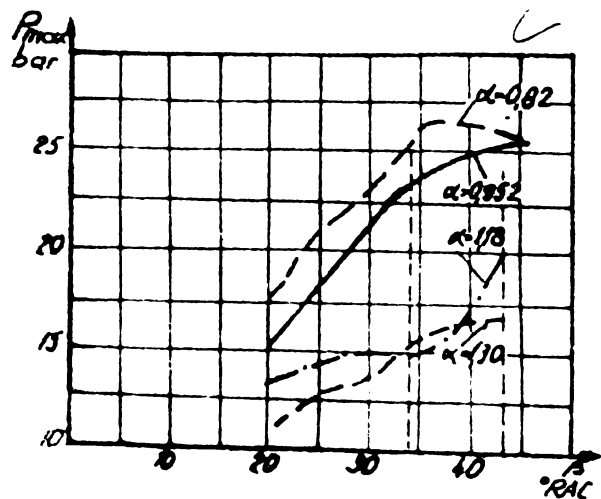


Fig.14.

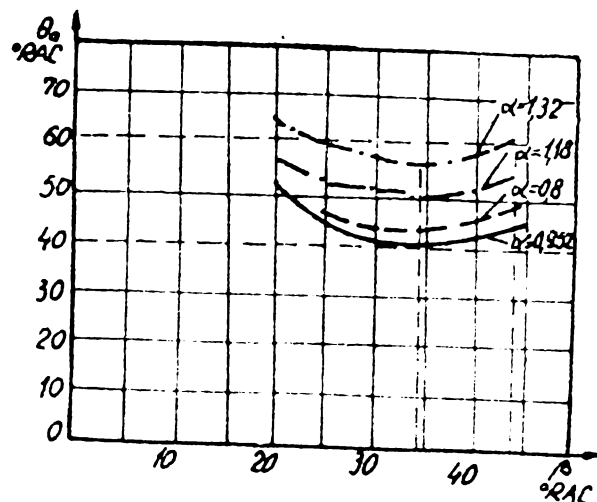


Fig.15.

În figurile 14 și 15 se prezintă variația presiunii maxime și durata convențională a procesului de ardere în funcție de avansul la declanșarea scînteii electrice, coeficientul excesului de aer, pentru cazul alimentării cu combustibil gazos.

Se constată că domeniul arderii stabile este cuprins între $\lambda = 0,82$ și $\lambda = 1,30$, prin urmare aproximativ același domeniu ca și în cazul funcționării cu combustibil lichid. Valoarea presiunii maxime este influențată de la simplu la dublu de variația avansului la declanșarea scînteii electrice și de variația dozajului. Durata convențională a arderii este influențată în mică măsură de valoarea unghiului de avans la declanșarea scînteii electrice, deși se remarcă un minimum al duratei convenționale a arderii, pentru un unghi de avans de aproximativ $\beta = 39^\circ$ RAC.

În schimb, coeficientul excesului de aer influențează simțitor durata arderii, valoarea pentru durata minimă a arderii fiind $\lambda = 0,952$.

Pornindu-se de la constatarea că diagrama indicată este optimă dacă presiunea maximă se realizează la $\alpha_m = 10..15^\circ$ RAC, s-a obținut prin prelucrarea datelor experimentale. Unghiul de variație al avansului optim la declanșarea scînteii electrice, pentru alimentarea cu gaz, $\beta = 35..45^\circ$ RAC (în funcție de coeficientul excesului de aer). Se constată că presiunea maximă este mult influențată, în cadrul acestui reglaj, de variația excesului de aer, în oarecare măsură este defectată și durata arderii.

Examinarea rezultatelor experimentale permite să se facă următoarele constatări:-valoarea presiunii maxime, realizată în cazul folosirii combustibilului gazos, corespunde celei pentru combustibilul lichid într-un domeniu larg de variație a coeficientului excesului de aer și de variația avansului la declanșarea

scînteii electrice (Fig.16). Durata totală a arderii nu diferă sensibil între motorul funcționînd pe gaz și benzină (Fig.17). Acest lucru indică faptul că puterea calorică a amestecului de combustibil fiind apropiată, puterea dezvoltată de motor nu va varia mult, iar încărcarea termică a pieselor va fi comparabilă la funcționarea cu cele două tipuri de combustibil;

- valoarea avansului optim la declanșarea scînteii electrice (precizat de durata minimă a arderii) este comparabilă în cazul folosirii gazelor combustibile cu cea din cazul utilizării izooctanului. Aceste elemente justifică alimentarea motoarelor cu gaz petrolier lichefiat, fără a modifica reglajul aprinderii și fără a schimba raportul volumetric de comprimare.

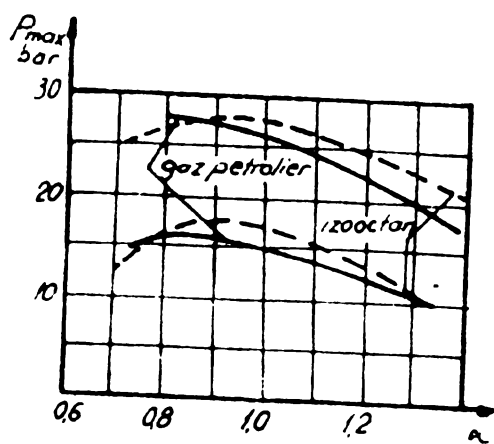


Fig.16.

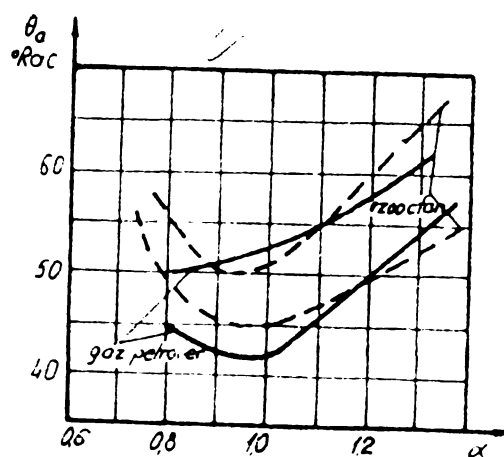


Fig.17.

2.3. Concluzii asupra stadiului actual al cercetării
în domeniul proceselor de ardere a gazelor liche-
fiate în motoare cu aprindere prin scînteie.

S-au consultat lucrări actuale de specialitate, din care rezultă următoarele concluzii:

- a) există foarte puține lucrări destinate cercetării arderii gazelor lichefiate în motoare și în majoritatea cazurilor sînt lucrări vechi, dinainte de anul 1960.
- b) Pentru studiul și cercetarea teoretică a procesului de ardere se pot folosi lucrările privitoare la arderea combustibililor lichizi în m.a.s., avînd în vedere faptul că nu există deosebiri esențiale între arderea combustibililor lichizi și gazoși.
- c) Lucrările consultate se referă în general la dispozitivele de formare ale amestecului, fără detalii cu caracter de cercetare-proiectare, care formează obiectul unor brevete.
- d) Analiza procesului de ardere se referă numai la emisiile poluante și în special la parametri de funcționare, comparativ cu funcționarea pe benzină.
- e) Puterea motorului (dacă nu se modifică raportul de comprimare) scade la funcționarea cu gaz față de cea de benzină, (cu 5-10%). Economicitatea motorului crește, (în condițiile de preț din anumite țări). Scade și consumul de ulei din cauză că pelicula de lubrefiant nu este spălată la pornire și anumite situații de funcționare (din timpul exploatării motorului cu benzină), deci se reduce uzura motorului la funcționare pe G.P.L.

2.4. Probleme de studii și cercetări ale tezei de doctorat

În lucrarea de față cercetările în domeniul motorului cu aprindere prin scînteie alimentat cu gaze petroliere lichefiate se vor orienta spre problemele care nu sînt cercetate și cunoscute din literatura de specialitate, în domeniul procesului de ardere.

Literatura referitoare la utilizarea gazului petrolier lichefiat G.P.L. drept combustibil pentru m.a.i. și mai ales pentru m.a.s. este la ora actuală insuficientă în ceea ce privește partea de studii și cercetări teoretice. Ea se limitează în domeniul tehnologiei de utilizare a aparatelor, respectiv prezintă modul de utilizare a G.P.L. ca agent motor pentru m.a.i. și în special pentru m.a.s.

Avînd în vedere acest fapt teza de doctorat se axează în special pe studii și cercetări experimentale efectuate pe motorul cu ardere internă cu aprindere prin scînteie. Se ridică diagrame pe baza cărora se trage concluzii asupra arderii, a fenomenelor auxiliare, a formării amestecului aer-gaz, calitatea amestecului pentru diferite sarcini.

De asemenea se face observații legate de comportarea motorului, de agentul motor, regimul termic și durabilitatea organelor din camera de ardere.

Desfășurarea procesului de ardere se urmărește prin înregistrarea diagramelor indicate, a fenomenului de dispersie cubică și prin studii care se efectuează asupra legii de degajare și utilizarea căldurii, a parametrilor principali și a fazelor arderii.

Studii și cercetări în acest domeniu se efectuează simultan și în cazul funcționării motorului pe benzină, făcînd în

acest fel comparații între cazul alimentării cu G.P.L. și cel al alimentării cu benzină.

Se calculează principalii parametri funcționali ai motorului, ridicându-se caracteristicile de turație și de sarcină, începând cu turația de mers în gol și mergând pînă la 10% peste turația nominală. Experimentările se extind pentru patru regimuri de sarcină $\lambda = 25, 50, 75, 100\%$. Avînd la bază rezultatele obținute se poate trage concluzii.

Ridicarea caracteristicilor complexe de dozaj pentru diferite regimuri de funcționare ale motorului, permite concluzii asupra economicității și durabilității motorului atît pentru alimentarea cu G.P.L. cît și cu benzină.

De asemenea, se studiază probleme legate de funcționarea și comportarea motorului.

Problema poluării se cercetează experimental, vizînd cei mai importanți compuși toxici, procentul de monoxid de carbon (CO) și a particulelor de plumb (Pb) precum și funinginea evacuată din toba de eșapament a motorului. Pe baza acestor date se efectuează comparații în ceea ce privește gradul de poluare a motorului în cele două cazuri, de funcționare pe G.P.L. și pe benzină.

3. RELATII PENTRU STUDIUL ANALITIC AL FORMARII
AMESTECULUI SI ARDERII IN MOTOARE CU APRINDERE
PRIN SCINTEIE ALIMENTATE CU GAZE PETROLIERE
LICHEFIATE

3.1. Relații analitice pentru formarea amestecului
aer-gaz

Din relațiile debitelor se deduce raportul de amestec aer-gaz :

$$m = \frac{f_a W_a}{f_g W_g} = \frac{f_a}{f_g} \sqrt{\frac{p_a - p_0}{p_g - p_0} \frac{S_a}{S_g}} \quad (3.1.1)$$

în care:

p_0 - presiunea din camera de amestec;

m - raportul aer-gaz;

f - secțiune de trecere din conducte de alimentare în amestecător;

W - viteză medie de curgere prin secțiunea de trecere;

ρ - densitatea în secțiunea de trecere

p - presiunea la ieșirea din secțiunea de trecere;

indicii a și g se referă la aer respectiv la gaz

Pentru o anumită valoare a lui m raportul necesar q al secțiunilor de trecere este:

$$q = \frac{f_a}{f_g} = m \sqrt{\frac{p_g - p_0}{p_a - p_0} \frac{S_a}{S_g}} \quad (3.1.2)$$

Dacă se notează

$$k = \sqrt{\frac{p_g - p_0}{p_a - p_0} \frac{S_a}{S_g}} \quad (3.1.3)$$

se obține relația simplificată

$$q = mk \quad (3.1.4)$$

care se reprezintă grafic în cap.5 - subcapitolul 5.2.

3.2. Relații analitice ale procesului de ardere a gazelor petroliere lichefiate

3.2.1. Caracteristica de degajare a căldurii

Caracteristica de degajare a căldurii reprezintă cantitățile de combustibil absolute sau relative arse din momentul aprinderii pînă la un moment dat (sau pînă la un unghi RAC dat).

și se poate determina experimental cu ajutorul diagramei indicate folosindu-se în acest scop ecuația conservării energiei sau primul principiu al termodinamicii.

$$dq = du + pdv \quad (3.2.1)$$

Integrarea ecuației diferențiale (3.2.1) pentru procesul de ardere nu este posibilă, ea nefiind o funcție integrabilă. Ca urmare integrarea se face grafic sau numeric. Astfel pentru calculul căldurii degajate se calculează prima dată caracteristica de degajare a căldurii.

3.2.1.1. Calculul caracteristicii de degajare a căldurii cu ajutorul diagramei indicate

Pentru calculul legii de degajare a căldurii, procesul de ardere se împarte în intervale egale (fig.3.1)(numărul de grade dintr-un interval este arbitrar; el trebuie ales astfel încît variația presiunii de-a lungul lui să poată fi considerată liniară)

Dacă se aplică primul principiu al termodinamicii iar pentru calculul lucrului mecanic se aplică metoda trapezelor

atunci căldura utilizată raportată la unitatea de cantitate de combustibil pentru intervalul $i, i+1$ se poate calcula cu relația:

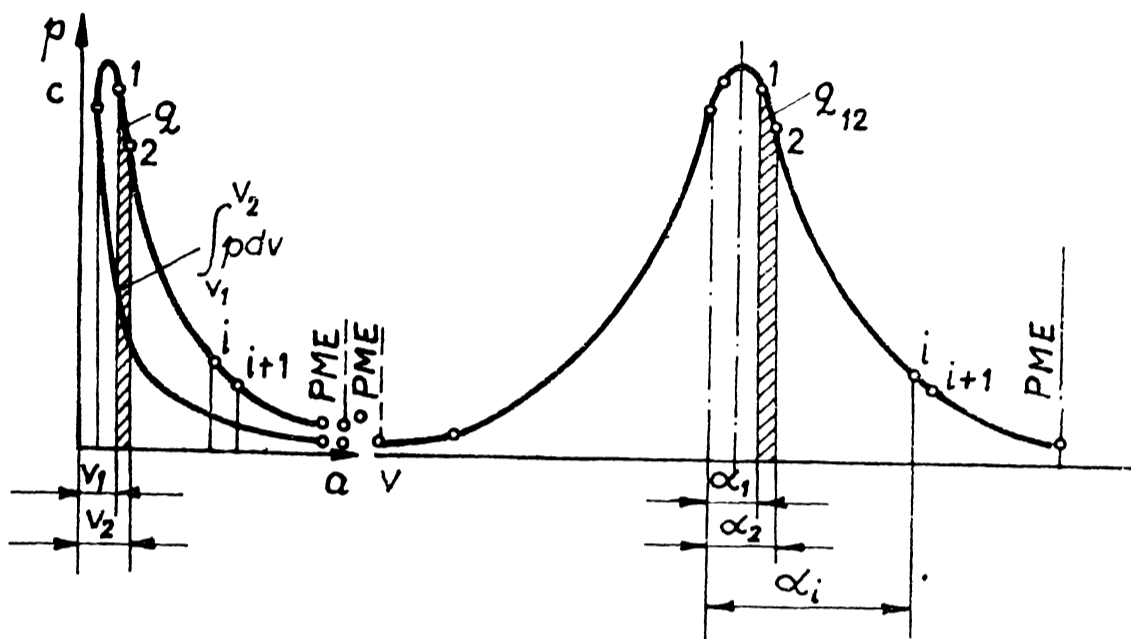


Fig.3.1.

$$q_{ui, i+1} = \frac{v_a}{\xi} \left\{ \frac{P_{i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - P_i \psi(\alpha_i)}{\chi_{i, i+1} - 1} + \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [\psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)] \right\} \quad (3.2.2)$$

Dacă $q_{ui, i+1}$ este dat în kcal/kg și p în kgf/cm^2 , relația (3.2.2) devine:

$$q_{ui, i+1} = \frac{v_a}{0,0427} \left\{ \frac{P_{i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - P_i \psi(\alpha_i)}{\chi_{i, i+1} - 1} + \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [\psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)] \right\} \quad (3.2.2')$$

$q_{ui, i+1}$ - căldura utilizată în intervalul $i, i+1$, raportată la un kilogram combustibil, care servește pentru creșterea energiei interne și producerea de lucru mecanic pe intervalul $i, i+1$

v_a - volumul specific al agentului motor la începutul procesului de comprimare m^3/kg .

$\chi_{i,i+1} = c_{pi,i+1}/c_{vi,i+1}$ - exponentul adiabatic pentru intervalul $i, i+1$, raportul dintre căldurile specifice medii la presiune constantă și volum constant.

$\psi(\alpha) = v/v_c$ - funcția variației de volum care poate fi calculată aproximativ cu relația

$$\psi(\alpha) = 1 + a\alpha^2 \quad (3.2.3)$$

în care:

$$a = 0,9 (\zeta - 1) \cdot 10^{-4} \text{ pentru } \alpha \leq 40^\circ$$

$$a = 0,87 (\zeta - 1) \cdot 10^{-4} \text{ pentru } \alpha = 40^\circ \dots 60^\circ$$

se introduce în grade de rotație a arborelui cotit și se măsoară față de p.m.i. la finele comprimării.

Formula exactă pentru $\psi(\alpha)$ este:

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\zeta - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (3.2.4)$$

Prin însumarea succesivă a valorilor $q_{ui,i+1}$, se obține variația căldurii utilizate raportate la unitatea de cantitate de combustibil de la începutul arderii pînă la un moment dat:

$$q_u = \sum_{i=1}^{i=4} q_{ui,i+1} \quad (3.2.5)$$

Variația relativă a căldurii utilizate pe interval, respectiv pînă la un moment dat se calculează cu:

$$\chi_{ui,i+1} = \frac{\lambda L_o}{H_i} q_{ui,i+1} \quad (3.2.6)$$

$$\chi_u = \frac{\lambda L_o}{H_i} \sum_{i=1}^n q_{ui,i+1} \quad (3.2.7)$$

În literatura de specialitate se mai folosește notația

$$X_u = \xi \quad \text{sau} \quad X_{u_{\max}} = \frac{\lambda L_0}{H_i} q_{u_{\max}} = \xi_{\max} \quad (3.2.8)$$

Raportul căldurilor specifice se poate calcula cu suficientă aproximație cu relațiile:

$$\text{pentru aer : } \alpha = 1,259 + \frac{76,7}{T} \quad (3.2.9)$$

$$\text{pentru gaze arse: } \alpha = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T} \quad (3.2.10)$$

Pentru amestecul de gaze arse și aer, expresia lui poate fi pusă sub forma :

$$\alpha_{i,i+1} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{i,i+1}} - \left(0,05 + \frac{0,0372}{\lambda}\right) \frac{x_{ui,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (3.2.11)$$

în care:

$T_{i,i+1}$ - temperatura medie a agentului motor în intervalul $i, i+1$.

Temperatura $T_{i,i+1}$ se poate calcula din ecuația de stare

$$T_{i,i+1} = \frac{P_{i,i+1} \cdot V_{i,i+1}}{n_{i,i+1} R} \quad (3.2.12)$$

$$n_{i,i+1} = \frac{n_i + n_{i+1}}{2} \quad \text{- numărul de kilomoli pe intervalul } i, i+1.$$

unde: n_i - numărul de kilomoli de produse de ardere

$$n_i = \mu_i \lambda L_0 \quad (3.2.13)$$

Coeficientul real de variație molară, necesar calculului lui T , variază în limite restrânse (1,03-1,05), ceea ce permite să se admită că variază liniar.

$$\mu_{i,i+1} = 1 + (\mu_{\max} - 1) \frac{\sum_{i=1}^{i=4} x_{ui,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (3.2.14)$$

In continuare se prezintă stabilirea variației raportului dintre căldura specifică la presiune constantă și căldura specifică la volum constant pentru gaze arse și pentru amestecul aer-gaz.

In lucrarea bib.46 sînt date relații pentru stabilirea lui α

$$\alpha = a + [b + (b_\lambda - b)x] \frac{1}{T} - (a - a_\lambda)x \quad (3.2.15)$$

In relația (3.2.15) coeficienții a , b , a_λ și b_λ sînt necunoscuți.

Pentru determinarea necunoscutelor a , b , a_λ și b_λ se calculează raportul x pentru amestecul aer-gaz corespunzător lui $x = 0$ și pentru gaze arse în cazul $x = 1$.

Calculul se efectuează pentru gaz petrolier lichefiat compus din 93% n-butan și 7% propan.

In cazul amestecului aer-gaz calculul căldurii specifice la presiune constantă se efectuează cu o formulă empirică

$$C_p = 1,74 + 1,74n + 1,33m + (-0,00486 + 0,00864n + 0,003545m)t \left[\frac{\text{kcal}}{\text{mol}^\circ\text{K}} \right] \quad (3.2.16)$$

unde:

n - numărul atomilor de carbon

m - numărul atomilor de hidrogen

$t^\circ \text{ } ^\circ\text{C}$ temperatura

α se stabilește în funcție de temperatură și de coeficientul excesului de aer și se reprezintă într-un sistem de axe de coordonate $\alpha = f\left(\frac{1}{T}\right)$. Intersecția dreptei $\alpha = f\left(\frac{1}{T}\right)$ cu ordonata determină valoarea lui a , iar panta sa pe a lui b .

Pentru determinarea lui a_λ și b_λ se stabilesc produsele arderii în funcție de amestecul inițial și de λ , după care se calculează participările gazelor, căldurile specifice

C_p și C_v și în final χ .

Cu valorile obținute pentru χ se reprezintă $\chi = f\left(\frac{1}{T}\right)$ pentru diferiți λ . Intersecția acestor drepte cu ordonate determină diferite valori a_1, a_2, \dots în funcție de numărul valorilor lui λ pentru care s-au calculat.

Se reprezintă $a_\lambda = f\left(\frac{1}{\lambda}\right)$ din care se deduce ecuația dreptei pentru a_λ de forma

$$a_\lambda = a_x + \frac{b_x}{\lambda} \quad (3.2.17)$$

unde:

a_x - intersecția cu ordonata;

b_x - panta dreptei.

Se notează pantele corespunzătoare fiecărei valori pentru cu $b_1; b_2; b_3; b_4, \dots$

Reprezentând aceste valori prin $b = f\left(\frac{1}{\lambda}\right)$ se obține ecuația dreptei b_λ :

$$b_\lambda = b_y + \frac{b_y}{\lambda} \quad (3.2.18)$$

în care:

a_y - intersecția dreptei cu ordonata;

b_y - panta dreptei

Pe baza metodei prezentate s-au obținut pentru:

- amestecul aer-gaz $a = 1,162$

$b = 94$

- gazele de ardere $a_\lambda = 1,212 + \frac{0,033}{\lambda}$

$b_\lambda = 95,1 + \frac{11,8}{\lambda}$

iar pentru χ expresia:

$$\chi = 1,162 + \left[94 + \left(1,1 + \frac{11,8}{\lambda} \right) x \right] \frac{1}{T} + \left(0,05 + \frac{0,033}{\lambda} \right) x \quad (3.2.19).$$

Calculul căldurii specifice și a exponentului

politropic pentru gaze arse a amestecului gaz-aer gaz 93%

n C_4H_{10} și 7% C_3H_8 .

MARIMEA	Simbol	RELATIA DE CALCUL	U.M.
Cantitatea teoretică de aer	L_0	$\frac{1}{0,21} \left(x_q + \frac{y_q}{4} - \frac{z_q}{2} \right) N_M^{(q)}$ unde N_{MCxy, H_y, O_z} - nr. de hMol din componenta q. x_q - atomi de C; y_q - atomide hidrogen z_q - atomi de oxigen	$\frac{k \text{ Mol Aer}}{k \text{ Mol comb.}}$
	CO_2 N_{MCO_2}	$\sum x_q N_M^{(q)} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	$\frac{\text{hMol subst}}{\text{hMol comb.}}$
	CO N_{MCO}	$0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	"
Gazele obținute prin arderea combustibilului	H_2O N_{MH_2O}	$\sum \frac{y_q}{2} N_M^{(q)} - 0,42 k \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	"
	H_2 N_{MH_2}	$0,42 k \frac{1-\lambda}{1+k} L_0$	"
	O_2 N_{MO_2}	-	"
	N_2 N_{MN_2}	$0,79 \lambda L_0 + N_{MN_2}^{(c)}$ azot din comb.	"
Cantitatea de încărcătură proaspătă	N_{M1}	$1 + \lambda L_0$	
Cantitatea de gaze rezultate prin arderea combust.	N_{M2}	$1 + 0,79 L_0 + \sum \left(x_q + \frac{y_q}{2} - 1 \right) N_M^{(q)}$	"
Compoziția molară a gazelor la sfârșitul arderii	X_i	$X_i = \frac{N_{Mi}}{N_{M2}}$ $i = CO_2; CO; H_2O; H_2; O_2; N_2$	$\frac{\text{hMol } i}{\text{kMOL amestec}}$
Calculul căldurii specifice la volumul constant	C_v	$C_v = \frac{\sum X_i \cdot U_{Mi}(T)}{T}$ $U_{Mi}(T)$ = energia internă a gazelor de ardere la temp. T hCal/hMol	$\frac{\text{kcal}}{\text{hMol amestec} \cdot K}$

MARIMEA	Simbol	RELATIA DE CALCUL	U.M.
Calculul căldurii specifice la presiune constantă	C_p	$C_p = \frac{\sum X_i I_{Mi}^{(T)}}{T}$ $I_{Mi}^{(T)}$ - entalpia gazelor de ardere la temperatu- ra T kcal/hMol	$\frac{\text{kcal}}{\text{hMol amestec K}}$
Exponent politropic	λ	$\lambda = \frac{C_p}{C_v}$	-

Calculul căldurii specifice și a exponentului politropic pentru încărcătură proaspătă. (Amestec gaz-aer ; Gaz; 93% nC_4H_{10} și 7% C_3H_8)

MARIMEA	Simbol	RELATIA DE CALCUL	U.M.
Căldura spe- cifică a gazului	C_{pi}	$C_{pi} = 1,74 + 1,74 \cdot n + 1,33 \cdot m + (-0,00486 + 0,00864 \cdot n + 0,003545m) \cdot t$ t °C ; m și n C_nH_m	$\frac{\text{kcal}}{\text{kmol} \cdot K}$
Căldura spe- cifică a a- mestecului de gaz	C_{pam}	$C_{pam} = \sum \mu_i C_{pi}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot K}$
Participarea volumică a gazului	ν_i	Se cunoaște din compoziție	%
Participarea masică a gazului	μ_i	$\mu_i = \nu_i \frac{M_i}{\sum \nu_i M_i}$	%
Căldura spe- cifică a aerului	$C_{p aer}$	Dată în tabele	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot K}$
Coeficientul excesului de aer	λ	$\lambda = \frac{m_a}{L_o \cdot m_c}$	Este dat pentru fiecare regim (de asemenea și L_o)

1	2	3	4
Numărul de cicluri pe oră	n_c	$n_c = \frac{n}{2} \cdot 60$	$\frac{\text{cicluri}}{h}$
Masa de aer pe ciclu	M_{ac}	$M_{ac} = \frac{M_o}{n_c}$; $M_o \left[\frac{\text{Kg aer}}{h} \right] =$ = consumul orar de aer(dat)	$\frac{\text{Kgaer}}{\text{ciclu}}$
Masa de gaz pe ciclu	M_{gc}	$M_{gc} = \frac{M_{ac}}{\lambda \cdot L_o}$	$\frac{\text{Kg gaz}}{\text{ciclu}}$
Masa de amestec (încărcătură proaspătă) pe ciclu	$M_{\hat{i}.p.c}$	$M_{\hat{i}.p.c} = M_{ac} + M_{gc}$	$\frac{\text{Kg } \hat{i}.p}{\text{ciclu}}$
Participarea masică a aerului în înc. proaspătă.	μ_a	$\mu_a = \frac{M_{\hat{i}.p.c} - M_{ac}}{M_{\hat{i}.p.c}} \cdot 100$	%
Participarea masică a gazului în înc. proaspătă	μ_g	$\mu_g = \frac{M_{\hat{i}.p.c} - M_{gc}}{M_{\hat{i}.p.c}} \cdot 100$	%
Căldura specifică a înc. proaspete	$C_{p\hat{i}.p}$	$C_{p\hat{i}.p} = \mu_a \cdot C_{p_{aer}} + \mu_g \cdot C_{p_{am}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$
Masa molară a amestecului de gaz	M_g	$M_g = \sum \nu_i M_i$	$\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$
Masa molară a gazelor comp.	M_i	Date în tabele	$\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$
Masa molară a aerului	M_a	Dat în tabele	$\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$
Constanta amestecului de gaz	R_g	$R_g = \frac{8314,47}{M_g}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$
Constanta aerului	R_a	Dat în tabele	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$
Constanta amestecului (încărcăturii proaspete)	$R_{\hat{i}.p}$	$R_{\hat{i}.p} = \mu_a \cdot R_a + \mu_g \cdot R_g$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$
Exponentul politropic	χ	$\chi = \frac{C_{p\hat{i}.p}}{C_{p\hat{i}.p} - R_{\hat{i}.p}}$	-

Legea de degajare a căldurii se calculează din diagrama indicată cu ajutorul relației:

$$X_i = X_u + X_p; \quad X_u = \xi_{\max} \cdot X_i; \quad X_i = X_u / \xi_{\max} \quad (3.2.20).$$

în care:

X - căldura relativă degajată prin arderea combustibilului la un moment dat.

X_p - căldura relativă pierdută prin imperfecțiunea arderii și prin cedarea de căldură la pereți. P

Partea corespunzătoare pierderii de căldură se poate calcula cu relația:

$$X_p = \left(\frac{1}{\xi_{\max}} - 1 \right) X_u \quad (3.2.21)$$

Această valoare este aproximativă ținând seama că valoarea căldurii pierdute prin pereți nu depășește (4-5)% din căldura degajată prin ardere. Se poate aprecia că această aproximație nu influențează prea mult legea de degajare a căldurii.

3.2.1.2. Prelucrarea datelor experimentale

Calculul căldurii utile se face cu ajutorul metodei iterației, admitându-se comparativ o valoare pentru ξ_{\max} , iar pentru calculul mărimilor pe interval se folosesc în prima aproximație valorile intervalului anterior.

La începutul calculului se admite $\mu_{1,2} = 1$ și $X_{u_{1,2}} = 0$. Apoi calculul se reface pînă cînd valorile lui $X_{1,2}$ se reproduc inclusiv pînă la a 5-a zecimală, numai după aceea se trece la intervalul următor. Dacă valoarea lui ξ_{\max} diferă de cea apreciată pînă la a 3-a zecimală, calculul se repetă.

4. METODA DE CERCETARE EXPERIMENTALA

A PROCESULUI DE ARDERE

4.1. Programul de cercetare

Programul de cercetare a fost organizat în trei faze principale.

1. Prima fază cuprinde determinarea principalelor parametri funcționali ai motorului alimentat cu benzină COR 98 și cu gaze lichefiate (G.P.L).
2. În a doua fază au fost efectuate cercetările experimentale asupra procesului de ardere și a emisiilor poluante pentru alimentarea cu benzină respectiv cu gaze lichefiate.
3. A treia fază a fost destinată analizei rezultatelor cercetărilor realizate în primele două etape.

Programul experimental a primei faze a cuprins patru regimuri de funcționare ale motorului, la sarcini de 25%, 50%, 75% și 100%; motorul funcționând după caracteristica de turație. Treptele de turație au fost de 500 r/min, între turația de mers în gol și turația maximă admisibilă cu 10% mai mare decât turația nominală, $N/\min n_N = 5250$ r/min.

Experimentele au fost efectuate similar atât pentru funcționarea motorului pe benzină COR 98, cât și pentru gaze petrolie-re lichefiate.

În cadrul programului din faza a doua au fost selectate regimurile de: putere maximă, consum specific minim și moment maxim, pentru cele patru sarcini experimentate în prima fază,

pentru care s-au înregistrat diagrame indicate $p-\alpha$, diagrame de comprimare fără aprindere, bare de presiune maximă și de comprimare.

Pentru toate regimurile de funcționare experimentate au fost măsurate procentele de monoxid de carbon conținut în gazele de evacuare și valorile factorilor de stare și funcționali.

O atenție specială a fost acordată factorilor care influențează formarea amestecului.

În faza a treia au fost prelucrate rezultatele cercetărilor prin:

1. Trasarea caracteristicilor motorului:

- caracteristicile de turație;
- caracteristicile de sarcină;
- caracteristicile complexe;
- caracteristicile de putere în funcție de dozaj;
- caracteristicile de variație a procentului de CO în funcție de sarcină și turație.

2. Prelucrarea diagramelor indicate pentru a determina:

- fazele arderii;
- viteza de variație a presiunii, maximă și medie în timpul fazei principale de ardere;
- gradul de dispersie ciclică;
- presiunea și temperatura de ardere;
- caracteristice de degajare a căldurii.

3. Evoluarea căldurii degajate în timpul arderii prin degere (Vibe)

4. Trasarea diagramelor de variație a dozajului în funcție de depresiunea din amestecător.

4.2. Ansamblul instalației experimentale

Instalația experimentală de cercetare a fost concepută și realizată pe baza programului de cercetare elaborat, schema sa fiind dată în fig.5 unde:

1. Motor;
2. radiator principal;
3. radiator schimbător de căldură suplimentar;
4. baie pentru răcirea suplimentară a uleiului din carter;
5. termorezistență de Pt 100 pentru măsurarea temperaturii apei de răcire la ieșirea din motor;
6. termorezistență de Pt 100 pentru măsurarea temperaturii apei de răcire la intrarea în motor;
7. termorezistență de Cu pentru măsurarea temperaturii uleiului din baia de ulei;
8. logometru pentru citirea temperaturii apei de răcire la ieșirea din motor;
9. logometru pentru citirea temperaturii apei de răcire la intrarea în motor;
10. logometru pentru citirea temperaturii uleiului din baia de ulei;
11. manometru pentru măsurarea presiunii uleiului în circuit,
12. carburator;
13. electrovalvă pe circuitul de benzină;
14. filtru de benzină;
15. pompă de alimentare;
16. aparat pentru măsurarea consumului de benzină prin metoda volumetrică;
17. rezervor de benzină;

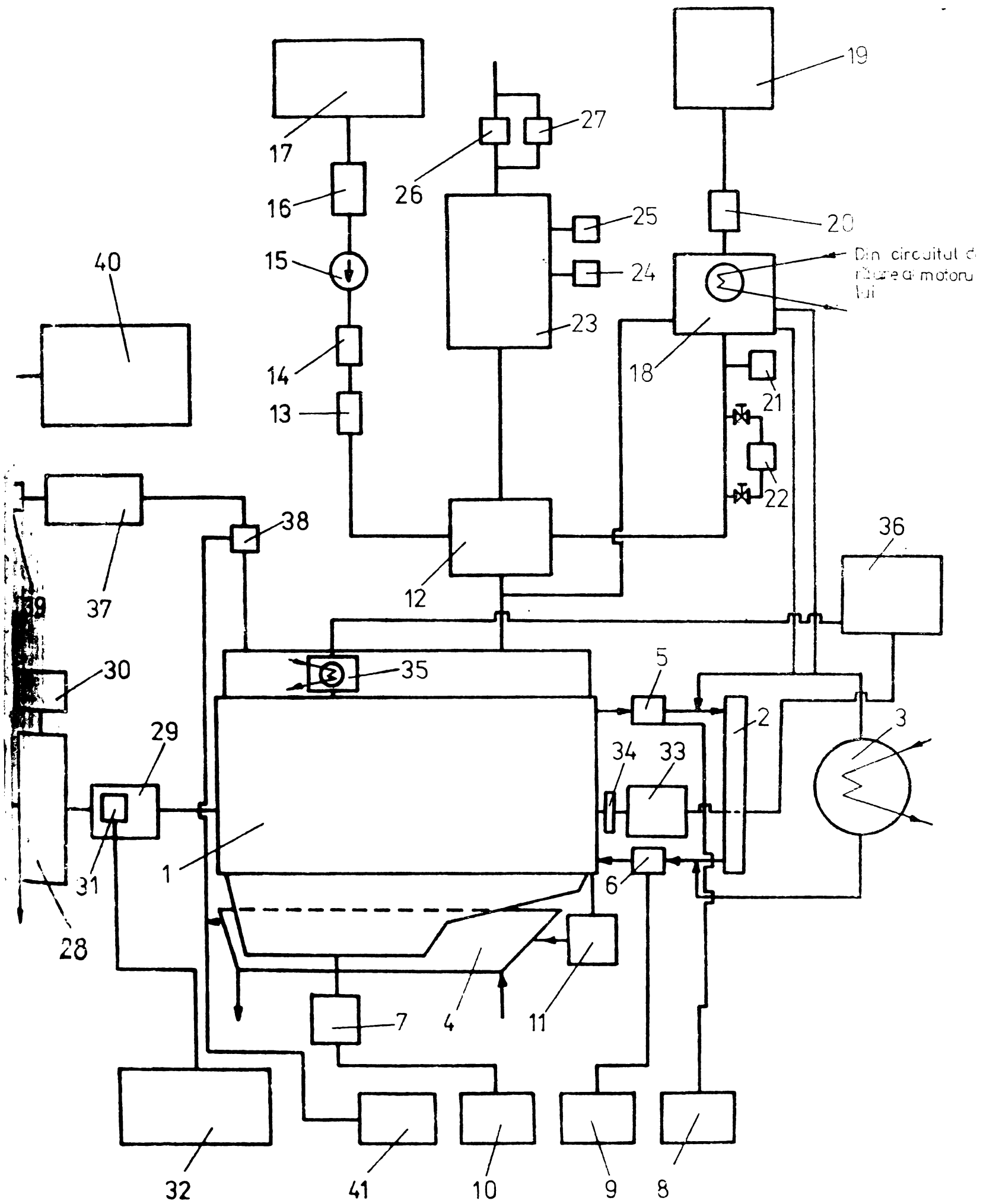


FIG. 4-1.

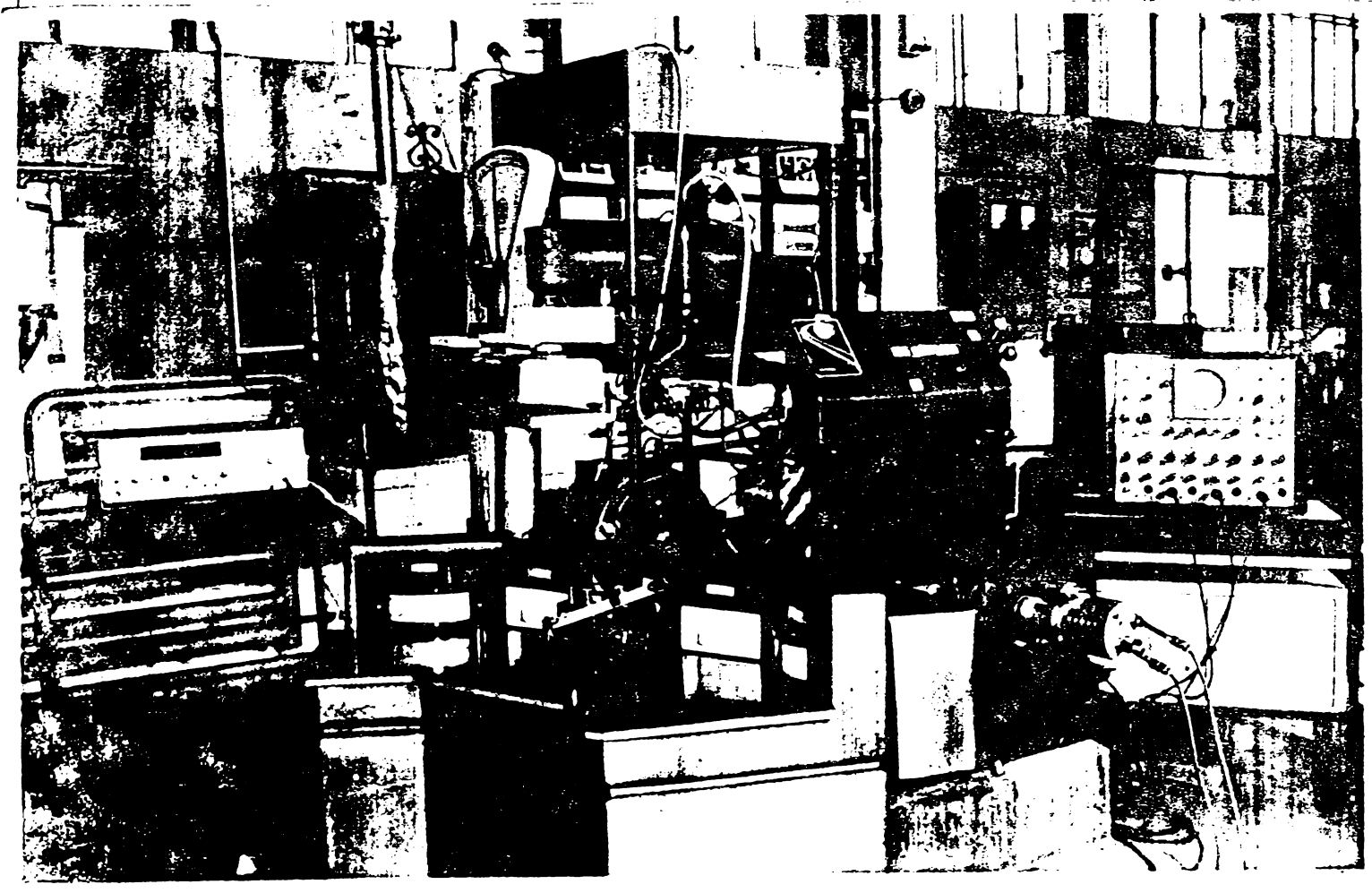


Fig.4.2.



Fig.4.3.

ИЗДАНИЕ 1974 г.
ИЗДАТЕЛЬСТВО

18. reductor de presiune a gazului și vaporizator încălzit cu apă din sistemul de răcire al motorului;
19. rezervor (butelie) de gaz;
- 19'. manometru pentru măsurarea presiunii în rezervorul de gaz;
20. electrovalvă pe circuitul de gaz;
21. piezometru pentru măsurarea presiunii gazului la intrarea în carburator;
- 21'. piezometru diferențial pentru măsurarea depresiunii în colectorul de admisie;
22. debitmetru (rotametrul) pentru măsurarea consumului de gaz;
- 22'. balanță (butelie mică) pentru măsurarea consumului prin cântărire
23. rezervor de liniștire (tampon) a aerului;
24. termometru pentru măsurarea temperaturii aerului;
25. piezometru pentru măsurarea căderii de presiune în rezervor;
26. diafragmă pentru măsurarea debitului de aer ce intră în motor;
27. piezometru diferențial pentru măsurarea căderii de presiune pe diafragmă;
28. frână hidraulică cu discuri perforate;
29. cuplaj elastic;
30. cântar pentru măsurarea puterii motorului (moment);
31. traductor inductiv pentru măsurarea turației;
32. numărător de impulsuri;
33. traductor de cursă;
34. cuplaj elastic;
35. bujie traductor de presiune;
36. osciloscop pentru înregistrarea diagramei indicate;
37. tobă de escapament;

38. termocuplă Fe-Ct pentru măsurarea temperaturii gazelor de , evacuare;
39. sistem de prelevare a gazelor de eșapament;
40. gazo-analizator;
41. milivoltmetru pentru citirea temperaturii gazelor de evacuare;
42. electromotor de pornire;
43. baterie de acumulator

4.3. Parametri fizici măsurați și metodele de măsurare

a. Ridicarea diagramei indicate.

Diagrama indicată s-a înregistrat prin metoda fotografierii de pe ecranul unui osciloscop cu două spoturi (tip P.M.4.R.M.T) R.D.G.), echipat cu traductor de cursă și traductor de presiune tip I.A.E 100 at/R.D.G., prevăzut cu bujie.

Fotografierea s-a făcut cu un aparat l montat prin intermediul unui fototub în fața ecranului osciloscopului. Timpul de expunere s-a fixat funcție de turația motorului. La fiecare regim s-au fotografiat 3 diagrame indicate, o diagramă cu bare de presiune și o diagramă de comprimare. Pe aceeași fotografie cu diagrama indicată s-a înregistrat și imaginea semnalului producerii scînteii electrice, cu ajutorul spotului al 2-lea. Timpul de expunere pentru fotografierea barelor de presiune a fost de 1 secundă.

b. Măsurarea turației

Măsurarea turației s-a efectuat prin:

- numărul impulsurilor furnizate de un traductor inductiv și un numărător de impulsuri (tip I.E.M.I.E : 0202/RSR);
- metoda stroboscopică, utilizînd semnalul primit de la o bobină înfășurată pe fișa bujiei cilindrului 1. Pentru comanda straboscopului numărul de impulsuri pe secundă, furnizat de acest traductor

citit direct pe cadranul stroboscopului și înmulțit cu 2, a dat turația motorului în rotații pe secundă.

Concomitent cu metodele prezentate, turația a fost controlată și cu un tahometru mecanic manual tip H6/R.D.G. Precizia de măsurare a turației a fost de $\pm 1\%$.

c. Măsurarea consumului de combustibil

Pentru măsurarea consumului de benzină s-a folosit metoda volumetrică cu vase etalonate, montate în paralel cu circuitul principal de alimentare.

Timpul de consum a 133 cm^3 de benzină a fost măsurat cu cronometru tip. .

Consumul de gaze petroliere lichefiate s-a măsurat prin metoda gravimetrică utilizându-se compensarea erorilor datorate instalației de măsurare. Timpul de consum a 100 de grame G.P.L. a fost măsurat cu același cronometru.

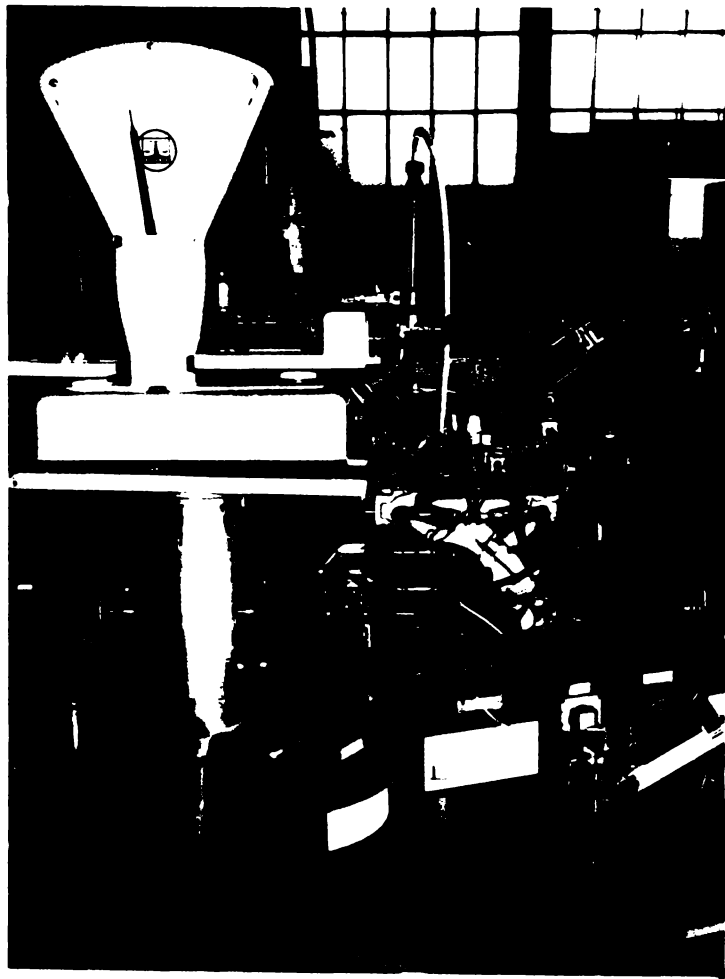


Fig.4.4.

Cele două metode de măsură a consumului de combustibil au asigurat erori maxime sub 1%.

d. Analiza gazelor evacuate

Măsurările s-au făcut pentru determinarea procentului volumetric de monoxid de carbon din gazele de evacuare, cu ajutorul analizatorului electronic Infralit/RDG și a analizatorului Orsat. Tevile de prelevare a gazelor de evacuare s-au executat din alamă pentru a se evita reacțiile chimice dintre CO_2 și H_2O favorizate de fier la temperatura de peste 500°C . Analizele s-au efectuat separat, pentru fiecare regim în parte.

În figura 4.5 se redă instalația experimentală compusă din aparatul stroboscopic și analizatorul de gaze Bosch și Infralit.

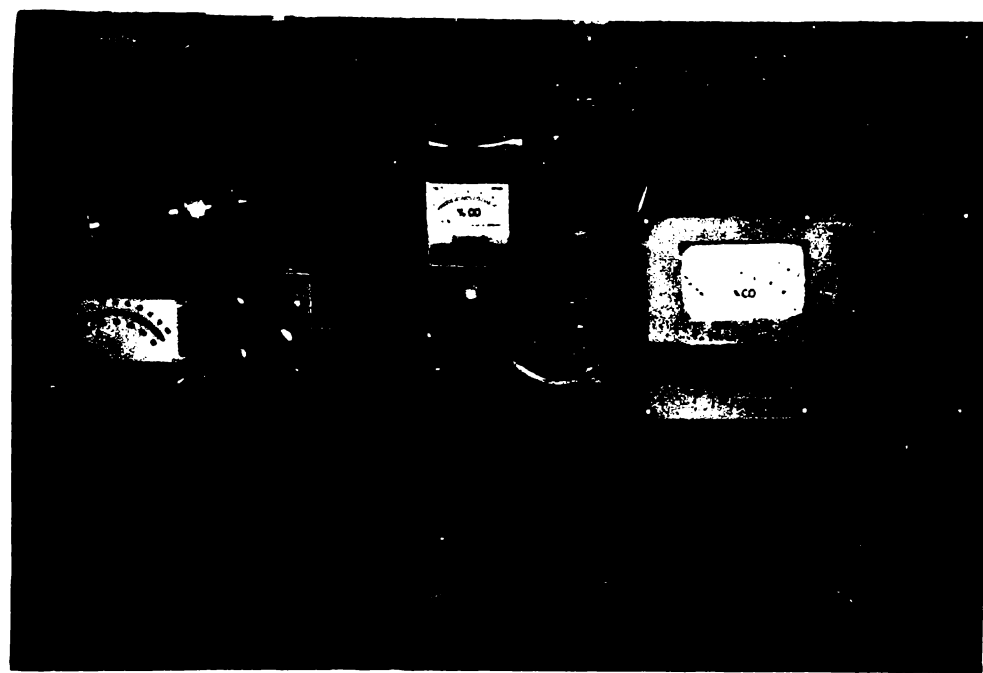


Fig.4.5.

e. Măsurarea avansului la producerea scînteii electrice.

Prin intermediul aparatului stroboscopic prevăzut cu un traductor de semnal format dintr-o bobină montată pe fișa bujiei de la cilindrul 1 s-a transmis semnalul producerii scînteii la al doilea spot al osciloscopului. Astfel momentul producerii scînteii

electrice a fost vizualizat pe ecranul osciloscopului, și s-a fotografiat simultan cu diagrama indicată a motorului.

Avansul la producerea scînteii electrice s-a măsurat, și printr-un sistem optic tot cu ajutorul stroboscopului. Astfel becul de neon al stroboscopului a luminat o placă gradată în fața căreia se deplasa un ac indicator fixat pe arborele motor. În momentul producerii scînteii, la aprinderea becului cu neon, se vizualizează acul indicator și se poate citi avansul.

Precizia asigurată de metodele descrise a fost de $\pm 1^{\circ}\text{RAC}$.

f. Măsurarea consumului de aer.

Debitul de aer consumat a fost măsurat cu un sistem de diafragme duble cu o precizie de $\pm 1\%$.

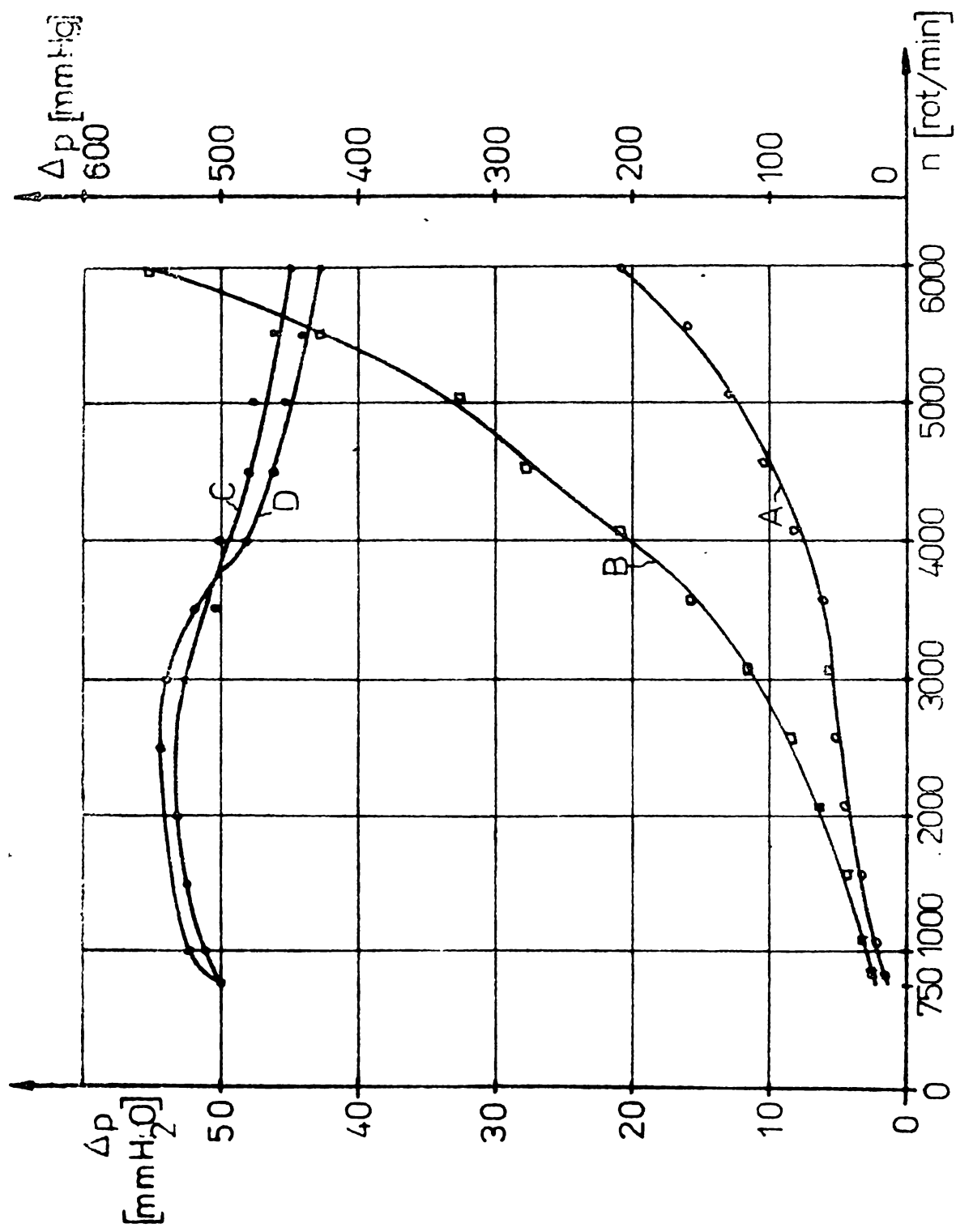
Condiția pentru ca să nu se modifice cantitatea de aer și cea de gaz aspirată în motor, dacă se demontează filtrul de aer și se înlocuiește cu o instalație de măsurat debitul de aer cu diafragmă este ca, diferența dintre depresiune din colectorul de admisiune la funcționarea în cele două cazuri menționate să fie neglijabilă. Din fig. 4.3. rezultă că această diferență este practic neglijabilă.

g. Determinarea condițiilor atmosferice

- Presiunea barometrică s-a citit pe aparatul Schroodt-Kiefer cu o precizie de $\pm 0,1$ mm Hg.
- Umiditatea relativă s-a măsurat cu un psihrometru cu o precizie de $\pm 3\%$.
- Temperatura aerului atmosferic a fost măsurată cu un termometru cu mercur cu o precizie de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

h. Măsurarea presiunii și temperaturii în sistemul de alimentare

- Temperatura uleiului, temperatura apei la intrarea și



- Fig. 1
- A Caderea de presiune in filtrul de aer [mmH₂O]
 - B Caderea de presiune in rezervorul de linistire [mmH₂O]
 - C Depresiunea in colectorul de admisiune folosind filtrul de aer
 - D Depresiunea in colectorul de admisiune folosind rezervor de linistire

ieșirea din motor au fost măsurate cu ajutorul termorezistențelor Pt 100, etalonate pentru logometrul tip IAKM. Termorezistențele Pt 100, au fost montate în circuitul de răcire și pe baia de ulei a motorului cu ajutorul unei reducții în așa fel încât să nu influențeze circulația apei și uleiului.

- Temperatura gazelor de evacuare s-a măsurat cu termocuple Pt-Pt₀, montate pe conductele de evacuare. Citirea temperaturii făcându-se la milivoltmetrul termocuplului.

- Temperatura aerului la intrarea în carburator s-a măsurat cu ajutorul termometrului cu mercur montat în circuitul de aer.

- Presiunea în colectorul de admisiune și diferența de presiune aer-gaz la intrarea în carburator s-a măsurat cu ajutorul manometrului diferențial cu mercur, apă și alcool și micromanometre cu alcool.

Precizia de măsurare a presiunilor a fost de $\pm 1 \text{ mm Col H}_2\text{O}$

Precizia de măsurare a temperaturilor a fost de $\pm 2^\circ\text{C}$.

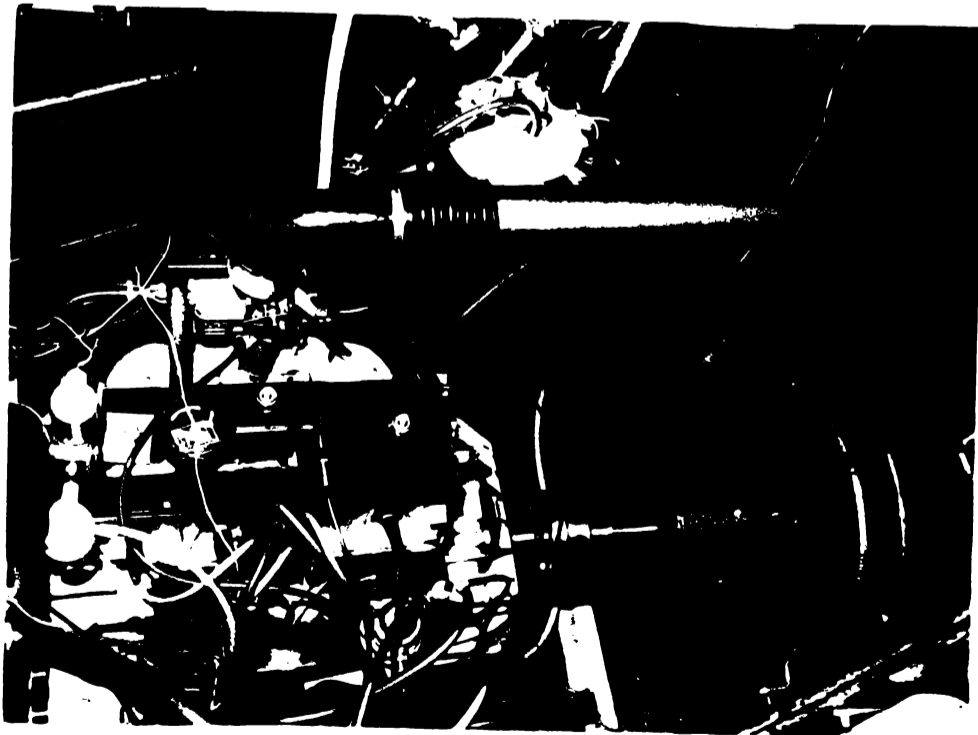


Fig.4.7.

i. Măsurarea poziției obturatorului.

Poziția obturatorului în funcție de sarcină a fost măsurată cu ajutorul unui dispozitiv micrometric montat pe axul clapetei obturatorului, citirea făcându-se pe un raportor cu ac cu o precizie de $\pm 1^\circ$.

j. Măsurarea forței de frînare

Pentru determinarea forței de frînare s-a folosit un cântar - Balanța Sibiu.

Forțele de frînare s-au determinat cu o precizie de ± 5 gf.

În fig.4.7 în partea dreaptă a imaginii se vede frâna hidraulică

4.4. Etalonarea aparaturii utilizate și precizia parametrilor mășurați.

4.4.1. Etalonarea aparaturii utilizate

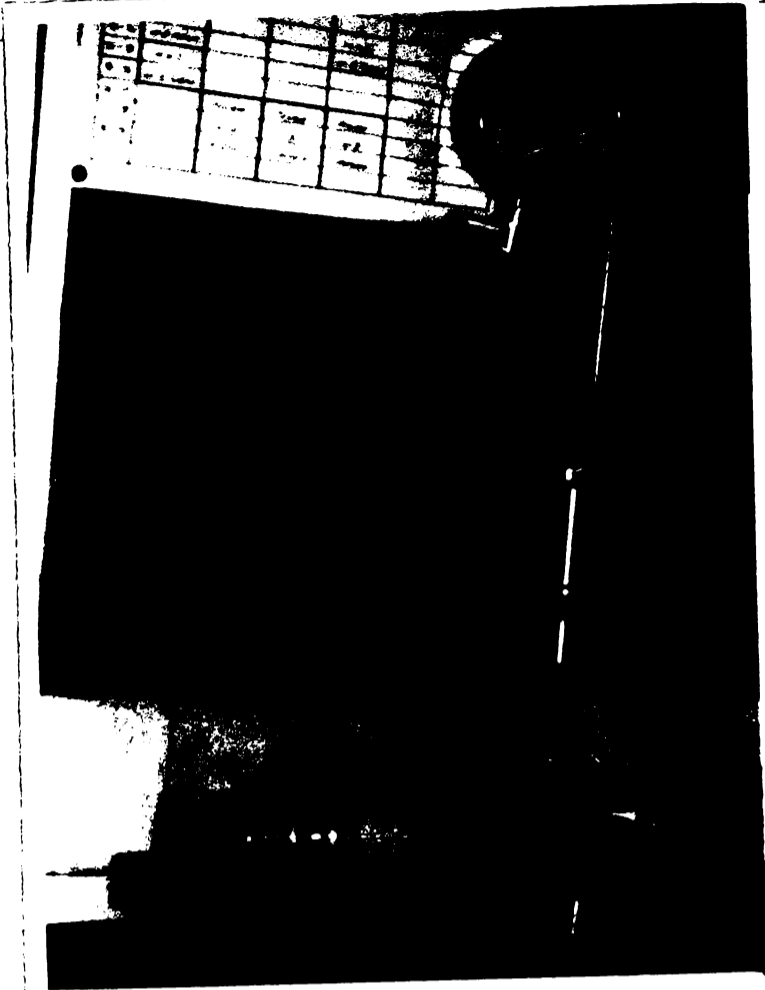
a) Etalonarea traductorului piezometric tip I.A.E.

Echipamentul folosit pentru vizualizarea și fotografierea diagramei indicate este prevăzut cu un traductor piezoelectric cu element de bujie care a fost etalonat pentru a funcționa cu acesta.

Pentru etalonarea traductorului cu bujie și compararea lui cu traductorul propriu al osciloscopului am folosit bomba de aer.

Traductorii au fost încărcăți din 5 în 5 atmosfere până la 60 at. Apoi s-a citit pe ecranul osciloscopului înălțimea la care se ridică spotul. Media a trei citiri, pentru aceeași încărcare s-a reprezentat într-o diagramă $h = f(p)$ pentru cele două traductoare.

În timpul etalonării traductorilor, butonul amplificatorului a fost fixat în poziția 3.



Pentru etalonarea traductoarelor piezoelectrice s-a folosit un manometru cu precizia de 0,05 at, cu două indicatoare care a asigurat o precizie de ansamblu a etalonării de $\pm 1\%$.

Fig.4.8

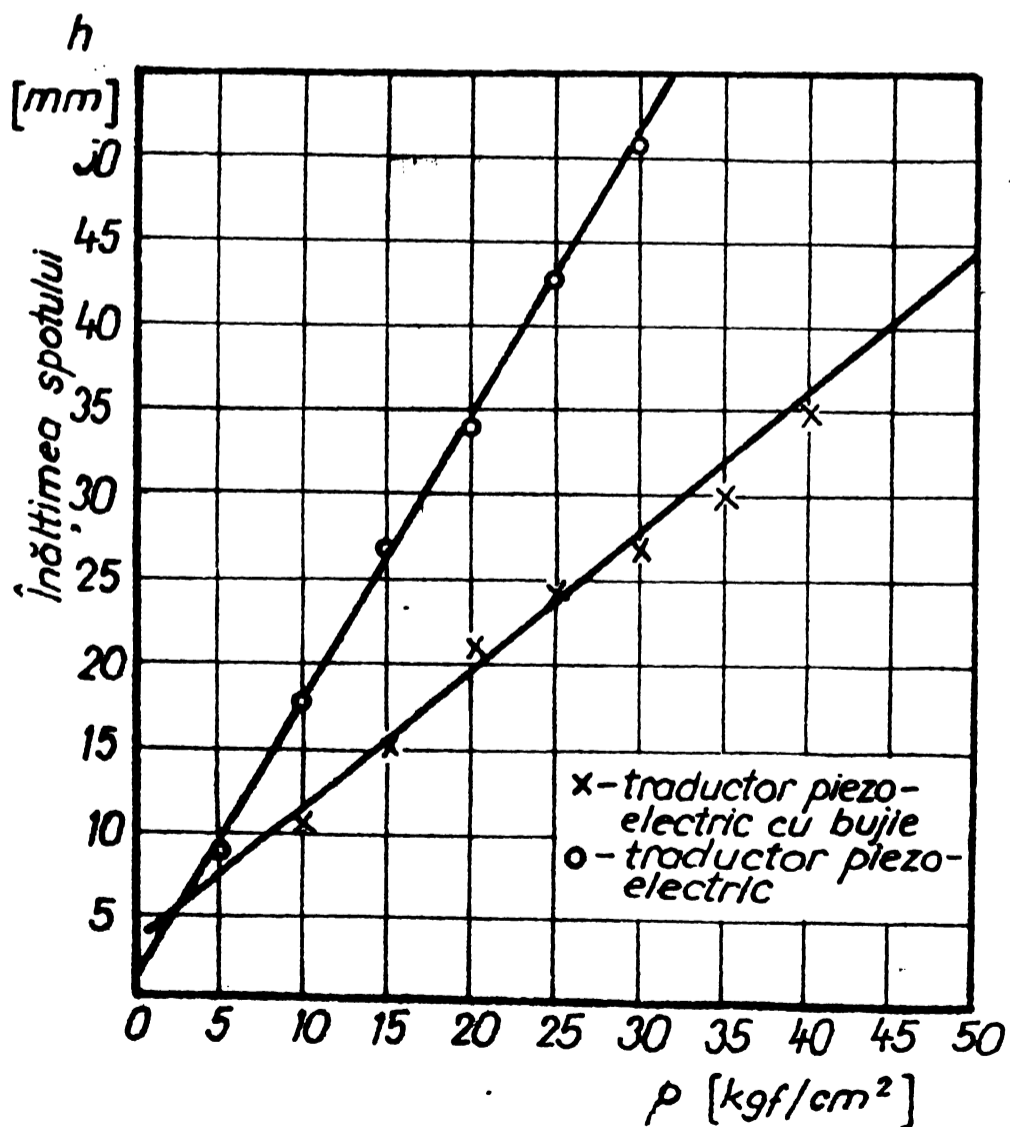


Fig.4.9

b) Sensibilitatea frânei hidraulice

Pentru a cunoaște sensibilitatea frânei hidraulice în funcție de diferite încărcări, am ridicat curba de sensibilitate $f = f(F)$ unde f [gf] reprezintă forța necesară pentru a scoate din echilibru frâna hidraulică încărcată cu forța F [kgf]. Forța F variază din 0,5 în 0,5 kgf până la 10 kgf. În figura 2.2 este reprezentată curba de sensibilitate a frânei hidraulice.

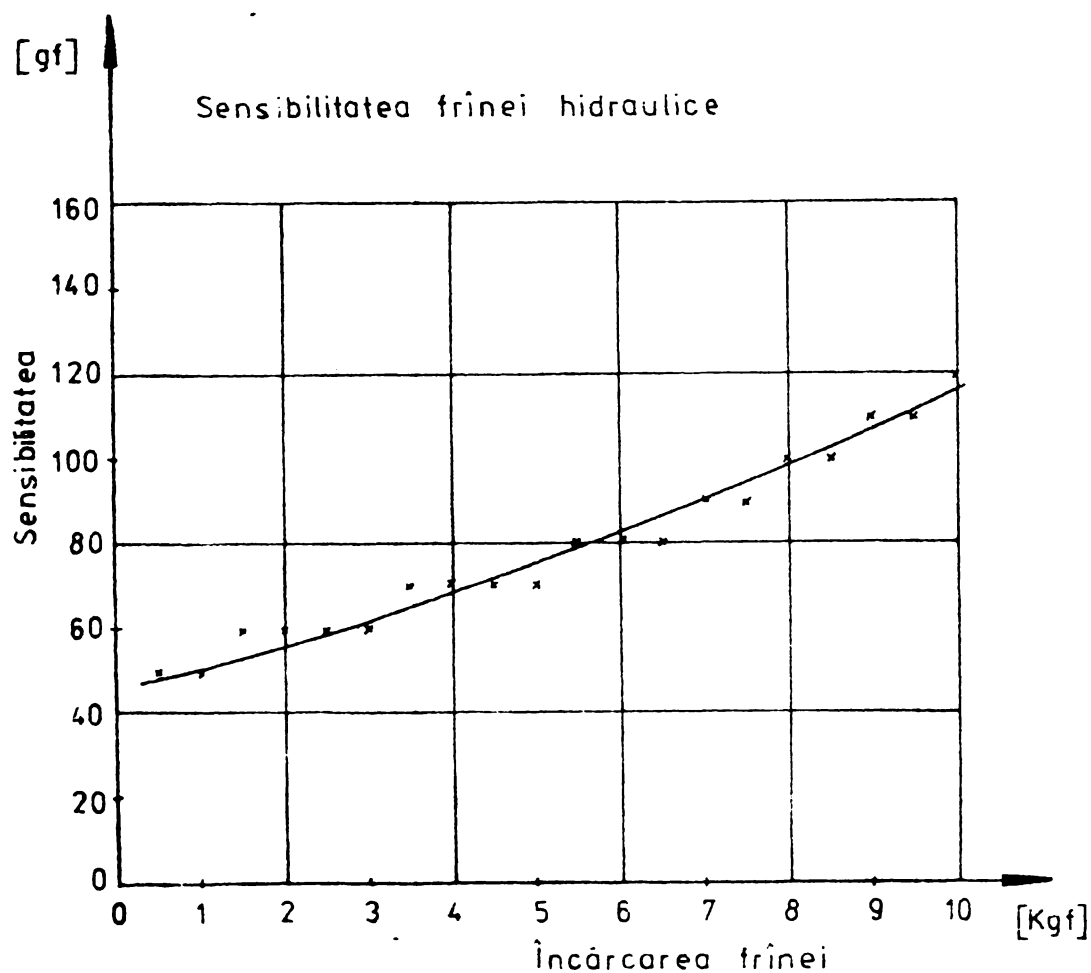


Fig. 4.10

c) Sensibilitatea balanței

Pentru măsurarea forței de frînare și determinarea consumului de combustibil a fost necesară cunoașterea sensibilității balanței utilizate la determinări. Pentru ridicarea curbei de sensibilitate $f=f(F)$ balanța a fost încărcată pe ambele talere

în trepte de 0,5 kgf pînă la 10 kgf și la diferitele încărcări s-a determinat f gf forța necesară dezechilibrării balanței. Rezultatele deținute au fost reprezentate în figura 2.3.

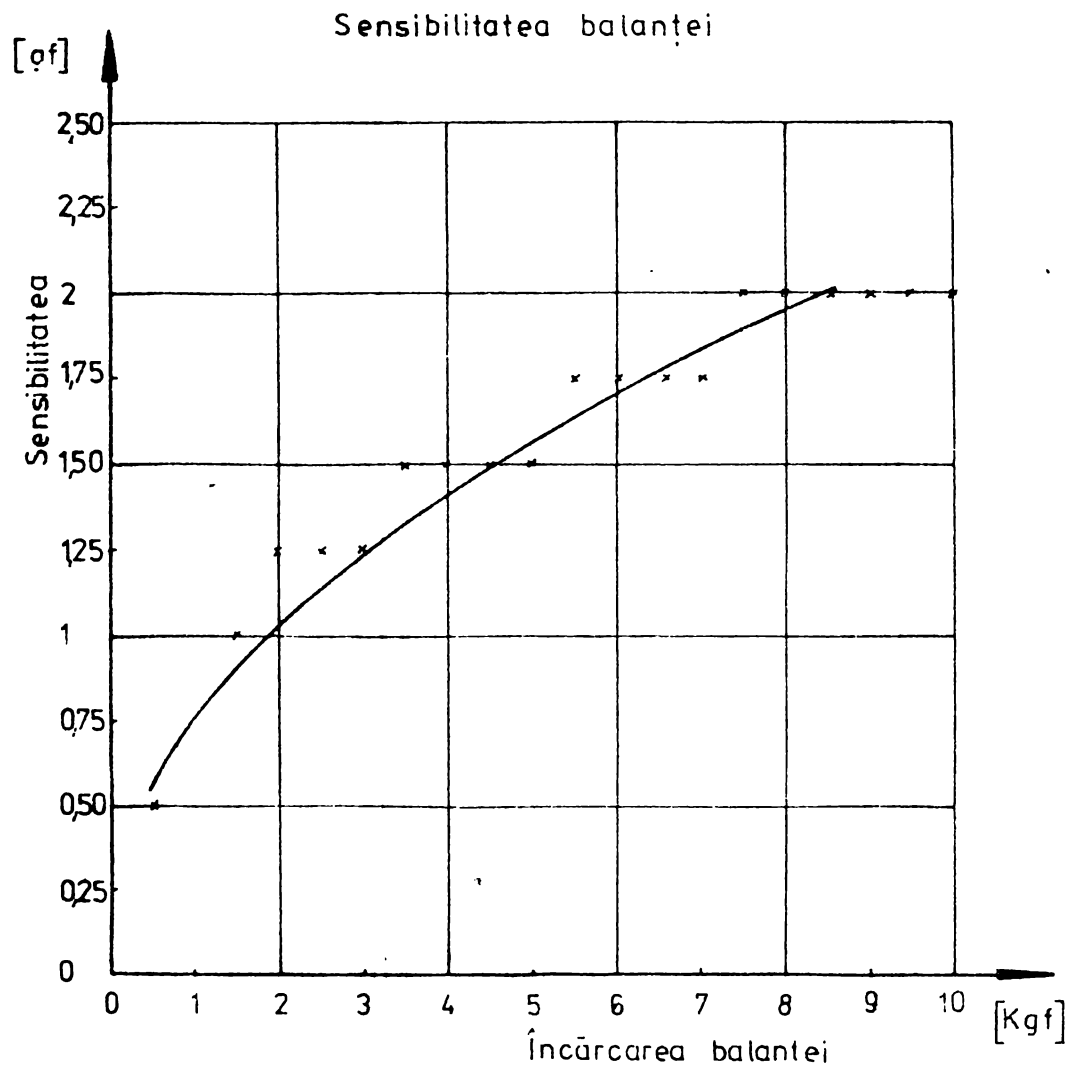


Fig. 4.11

4.4.2. Considerații asupra preciziei consumurilor de aer și combustibil

Condițiile de funcționare ale unui motor în stare de funcționare nu pot fi menținute ca și la un aparat de cercetări, chiar în cazul când se depun eforturile maxime în acest scop. Precărilor variază în timpul funcționării în urma rodajului și a uzurii și depind în primul rînd de uleiul de ungere. Starea uleiului variază foarte mult prin schimbarea condițiilor de funcționare prin murdărițe, prin diluare cu combustibil etc. Incertitudinile se manifestă la măsurarea momentului motor și a temperaturilor motorului. De exemplu, cu toate că se menține cu ajutorul mediului

de răcire temperatura aproape constantă a cilindrului și chiulasei, cedarea de căldură de la fluidul din motor, crește dacă frecarea pistonului nerăcit crește. Prin creșterea temperaturii pistonului căldura cedată aerului din carter crește.

Presiunile au fost citite cu următoarele erori: presiunea barometrică cu $\pm 0,1$ mm, presiunea uleiului cu 0,1 at, iar căderea de presiune prin diafragmă cu 0,5 mm.

Din ecuația debitului, care trece prin diafragmă, se deduce expresia erorii relative a debitului (se neglijează eroarea de determinare a secțiunii) .

$$E_G = \sqrt{E_\alpha^2 + E_e^2 + \frac{1}{4}(E_{\gamma_a}^2 + E_{\Delta p}^2)} \quad (4.1)$$

unde: indicii α , e , γ_a , Δp se referă la mărimile a căror eroare o determinăm.

La diafragmele duble nu sînt necesare corecții pentru gradul de ascuțire al muchiei din cauza compensării reciproce a influenței lui asupra debitului celor două diafragme. Tot astfel este neglijabilă și corecția coeficientului de debit pentru rugozitate. În concluzie se poate admite:

$$E_\alpha = E_{\alpha_e} = \pm 1,0 \%$$

în care: E_{α_e} - eroarea coeficientului de debit al diafragmei etalon

Eroarea corecției de compresibilitate: $E_e = 0$, fiindcă raportul dintre căderea de presiune în diafragmă și presiunea inițială:

$$\frac{\Delta p}{p} \ll 0,01 \quad (4.2)$$

Eroarea la determinarea greutății specifice: $E_{\gamma_a} = \pm 0,6\%$

Eroarea de determinare a căderii de presiune: $E_{\Delta p} = 1,5\%$.

Cu ajutorul relației (4.1) se stabilește că eroarea relativă de determinare a debitului este:

$$E_G = \pm 1,28 \%$$

Valoarea erorii relative a debitului este stabilită complet numai în cazul unui regim de curgere permanent, pentru curentul pulsator este necesar să se stabilească, dacă eroarea suplimentară din cauza pulsației curentului este în limite admisibile. Valoarea acestei erori depinde de forma variației curentului în funcție de timp la locul de măsurare, în condiții nefavorabile ea poate ajunge la zeci și chiar la sute de procente. Principalele erori de măsurare, care pot surveni din cauza pulsațiilor sînt:

1. Eroarea medie aritmetică. Aparatele de măsură din cauza inerției și amortizării înregistrează media aritmetică a diferențelor de presiune variabile din cauza pulsațiilor, diferențe cu care se calculează debitul. În realitate ar trebui să se extragă rădăcina patrată a fiecărei valori momentane a diferențelor de presiune, iar media aritmetică să se formeze cu rădăcinile patrute. Astfel de aparate nu există, de aceea ele indică valori mai mari decît acelea corespunzătoare debitului real.

2. Eroarea plusului de energie. Din cauza pulsațiilor avem o variație de energie în diafragmă, care falsifică măsurarea debitului. Eroarea este însă neglijabilă.

3. Eroarea undelor staționare. În urma producerii de unde staționare este posibil ca un nod de undă să se formeze chiar în diafragmă, influențînd precizia măsurării.

4. Eroarea variației coeficientului de debit α . Variațiile cifrei Reynolds din cauza pulsațiilor pot determina în unele cazuri variația lui α . Pentru un anumit debit, creșterea lui α

are ca efect scăderea presiunii diferențiale, de unde rezultă, că eroarea variației coeficientului de debit este contrară mediei aritmetice.

5. Eroarea provocată de variația de presiune în țevile de transmitere a presiunii. Din cauza variației în timp a valorilor amplitudinilor pulsațiilor în conducte se produc pierderi de presiune de valori diferite. În special robinetele de închidere pot provoca erori mari din cauza rezistențelor mari la curgere.

Dintre toate erorile posibile eroarea principală este eroarea mediei aritmetice, ea depinde de următorii factori:

- cifra caracteristică U , sau criteriul de liniștire;
- durata relativă a pulsațiilor;
- mediul pulsator;
- construcția mașinilor,

$$U = \frac{V_R \Delta p N}{Q_m \cdot p} \quad (4.3)$$

în care: V_R [m^3] - volumul spațiului tampon (al rezervorului) calculat între mașina cu piston și diafragmă.

Δp [kgf/m^2] - suma pierderilor de presiune de la mașină până la diafragmă, inclusiv pierderea în diafragmă

N [min^{-1}] - frecvența pulsației

Q_m [m^3/min] - debitul mediu în timp de o perioadă

Durata relativă a pulsației: s .

$$s = \frac{t_s}{t_o} 100 \% \quad (4.4)$$

unde: t_s - durata unei pulsații

t_o - durata unei perioade.

Valoarea criteriului de liniștire a fost calculată pentru debitul maxim și minim masic determinat prin măsurări, din care rezultă că pentru valorile calculate ale lui U și s , eroarea mediei aritmetice este mai mică decât 1% îndeplinind condiția cerută ca eroarea suplimentară datorită pulsației să nu fie mai mare de 1%. Eroarea totală este astfel:

$$E_{G_t} = 1,28\% + 0,28\% = 1,56\% \quad (4.5)$$

Eroarea de măsurare a combustibilului, ținând seamă de relația de calcul a consumului de combustibil:

$$G_c = \frac{V \cdot \gamma_c}{\tau} \quad (4.6)$$

eroarea relativă:

$$E_{G_c} = E_V + E_{\gamma_c} + E_{\tau} \quad (4.7)$$

admițând erorile absolute:

$$\begin{aligned} \Delta V &= 0,5 \text{ cm}^3 & (V &= 133 \text{ cm}^3) \\ \Delta \gamma_c &= 1 \text{ g/dm}^3 & (\gamma_c &\approx 732 \text{ g/dm}^3) \\ \Delta \tau &= 0,2 \text{ s} & (\tau &\geq 200 \text{ s}) \end{aligned}$$

rezultă:

$$E_c = 0,39\% + 0,14\% + 0,1\% = 0,63\% \quad (4.8)$$

5. REZULTATELE CERCETĂRII PROCESULUI DE ARDERE
PENTRU ALIMENTAREA CU BENZINA COR 98, GAZE
PETROLIERE LICHEFIATE G.P.L SI INTERPRETA-
REA LOR

5.1. Caracteristicile motorului alimentat cu benzină
COR 98 și gaze petrolere lichefiate

Trasarea caracteristicilor motorului cercetat a cuprins măsurarea și determinarea prin calcul a mărimilor prezentate în tabelul (5.1.1) și (5.1.2).

a. Mărimi măsurate:

- condiții atmosferice, presiunea barometrică p_b [mmHg];
 temperatura t_b [°C];
 umiditatea relativă φ [%];
- turația n [r/s];
- forța de frînare F [daN];
- timpul aferent consumului de combustibil t [s];
- depresiunea aerului la intrarea în carburator p_{ai} [mm H₂O];
- diferența de presiune aer-gaz la intrare în amestecător
 p_{agi} [mm H₂O];
- depresiunea din colectorul de admisiune p_{cad} [mm Hg];
- depresiunea din rezervorul de liniștire p_{rl} [mm H₂O];
- diferența de presiune la diafragmă p_{diap} [mm H₂O];
- temperatura aerului la intrarea în motor t_{aer} [°C];
- temperatura apei de la ieșirea din motor t_{apue} [°C];
- temperatura uleiului din baia de ulei t_u [°C];
- temperatura gazelor de evacuare t_{ge} [°C];

- avansul la producerea scînteii electrice β° [$^{\circ}$ RAC] ;
- procentul volumic de monoxid de carbon din gazele de evacuare CO [%] .

b. Mărimi calculate.

- Consumul de aer

S-a folosit o diafragmă dublă 28 avînd dimensiunile principale:

$$d' = 35 \text{ mm} \quad D = 50,5 \text{ mm} \quad d'' = 48 \text{ mm}$$

$$G = 1,252 \alpha \xi d^2 \sqrt{\Delta p \cdot \gamma_{\text{aer}}} \quad (\text{kg/h}) \quad (5.1.1)$$

$$m = \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (5.1.2)$$

în care:

$\Delta p = \text{mm H}_2\text{O}$ diferența de presiune măsurată la diafragmă;

$\gamma = \text{kg/m}^3$ - greutatea specifică

$$\gamma = \frac{p_b}{R \cdot T} \quad \gamma_{\text{aer}} = \frac{p_b \cdot \gamma_{\text{Hg}}}{29,27 \cdot T} \quad (5.1.3)$$

$$T = T_o + t_{\text{aer}} \quad (5.1.4)$$

$$d' = 3,5 \text{ cm}$$

$$\alpha \cdot \xi = 0,7537$$

$$G = 1,252 \cdot 0,7537 \cdot 3,5^2 \sqrt{\Delta p_d \cdot \gamma_{\text{aer}}} \quad (5.1.5)$$

$$G = 11,56 \sqrt{\Delta p_d \cdot \gamma} \quad (5.1.6)$$

- Consumul de combustibil lichid-benzină

A fost determinat prin metoda volumică; volumul măsurat fiind de 139 cm^3

$$C = \frac{V_B \cdot \gamma_B}{t} \quad (5.1.7)$$

$$\gamma_B = 0,7346 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$V_B = 139 \text{ [cm}^3\text{]} \text{ cantitate de benzină consumată în timpul } t$$

+ timpul

- La determinarea consumului de gaz s-a folosit metoda gravimetrică, cu o cantitate de $m_G = 100$ [gr] G.P.L.

$$c = \frac{m_G}{t} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.1.8)$$

- Momentul efectiv

$$M_e = F \cdot l \quad (5.1.9)$$

M_e [daNm] - momentul efectiv

F [daN] - forța de echilibrare a frânei

$l = 0,7162$ [m] lungimea brațului frânei hidraulice

- Puterea efectivă

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{716,2} \quad (5.1.10)$$

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{1000} \quad n = [\text{r/min}] \quad (5.1.11)$$

M_e [kgf] \cdot W

- Coeficientul de corecție pentru putere și moment

Relația după STAS 6635-75 este:

$$K_S = \left(\frac{100}{p} \right) \left(\frac{T}{298} \right)^{0.5} \quad (5.1.12)$$

p - [M Pa]

$T = T_0 + t_b$

t_b = Temperatura ambiantă

$T_0 = 273,15$ [°K]

- Puterea efectivă corectată P_{ec} , momentul efectiv

corectat M_{ec}

$$P_{ec} = P_e \cdot K_S \quad (5.1.13)$$

$$M_{ec} = M_e \cdot K_S \quad (5.1.14)$$

- Presiunea medie efectivă

$$p_e = \frac{900 P_e}{V_S \cdot i \cdot n} \quad [\text{kgf/cm}^2] \quad (5.1.15)$$

p_e c_p - puterea efectivă a motorului

V_S - [dm³] - cilindrul motorului

p_e [kgf/cm²] - presiunea medie efectivă

n [r/min] - turația motorului

i - numărul de cilindri

- Coeficientul excesului de aer .

- compoziția elementară a benzinei:

$$C = 0,854; \quad h = 0,142; \quad O = 0,004$$

- Cantitatea de aer stoichiometric necesară

$$L_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{h}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad \text{kg aer/kg comb} \quad (5.1.16)$$

$$\lambda = \frac{\dot{G}_{\text{aer}}}{G_c L_o} - \text{coeficientul excesului de aer;}$$

$$d = \frac{1}{\lambda} - \text{coeficientul de îmbogățire;}$$

- Consumul de aer stoichiometric pentru G.P.L

Luând în considerare că gazul lichefiat este format din:

93% butan (C₄H₁₀) și 7% propan (C₃H₈)

din [45] rezultă :

pentru arderea 1 kg butan C₄H₁₀ este necesar

$$L_o = 15,35 \quad \text{kg aer/kg C}_4\text{H}_{10}$$

pentru arderea 1 kg propan C₃H₈ este necesar

$$L_o = 15,6 \quad \text{kg aer/ kg C}_3\text{H}_8$$

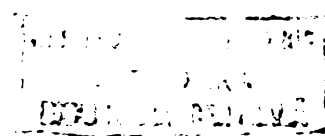
aerul necesar pentru arderea a 1 kg amestec butan-propan

se calculează astfel:

$$15,35 \times 93\% = 14,2755 \quad \text{kg aer/kg C}_4\text{H}_{10}$$

$$15,6 \times 7\% = 1,092 \quad \text{kg aer/kg C}_3\text{H}_8$$

$$L_o = 14,2755 + 1,092 = 15,3675 \quad \text{kg aer/kg(G.P.L)}$$



FISA DE INCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Institutia:	Sectia: Bancul de proba:	Inercarea:	Nr fisa:
Motorul: Seria: Tip:	Benzina COR:		
Temperatura aerului [°C]:	Densitatea rel la 20[°C]:	Reglaje:	
Presiunea barometrica [mmHg]:	Ulei:		
Umiditatea rel a aerului:	Carburator:		

Nr. crt.	Marimi masurate														Marimi calculate											OBSERVAȚII
	TURA	SAR	COMBUSTI-	PRESIUNI				AVANS	TEMPERATURI					CON-	CONSUM DE			COEF	PUTEREA		CUPLUL		PRESIUNEA		COEF.	
	n	F	BIL	P _{amb}	ΔP _{da}	P _{rl}	CO	β	t _{aer}	t _{apa}	t _{apa}	t _u	t _{ge}	G _a	C	c	K _s	P _e	P _{ec}	M _e	M _{ec}	P _e × 10 ⁶	P _{ec} × 10 ⁶	λ		
	rot/s	dan	cm ³	mmHg	mmHg	mmHg	%	RAC	°C	°C	°C	°C	°C	kg/h	kg/h	g/kWh	—	KW	KW	daNm	daNm	N/m ²	N/m ²	—		
1	95,33	8,73	139	30,8	250	125,7	90	2,5	55	26	66	75	87,5	705	139,5	11,9	304,4	1,0318	37,6	38,93	6,278	6,47	63,57	65,73	0,808	
2	86,7	9,94	139	31,5	240	121,7	86,66	2,2	52	28	68,5	78,5	86	705	136,77	11,7	301,6	1,038	38,79	40,26	7,12	7,39	69,45	71,6	0,806	
3	77,3	10,82	139	37,6	190	97,33	69,33	2,1	48	29	69,5	82	87	690	122,2	9,8	259,5	1,04	37,68	39,2	7,75	8,04	75,73	78,68	0,859	
4	70	12,1	139	38,5	180	88	62,66	2	47	30	72,3	83,3	87,7	670	116,3	9,5	248,6	1,042	38,12	39,71	8,66	9,02	84,37	88,29	0,844	
5	61,7	12,31	139	39	160	75,33	52	2,1	46	31	74	86,7	89	636,7	107,5	9,4	275,8	1,043	34,15	35,63	8,73	9,02	86,33	90,25	0,788	
6	54,7	12,7	139	40,8	150	65	45,33	2,5	42	32	75	87,5	89,3	601,7	99,6	9	288	1,045	31,28	32,7	9,12	9,52	88,68	92,61	0,763	
7	46,7	12,54	139	49,6	110	45,66	31,33	2,7	34	33	74,3	87,2	88	543,3	83,4	7,4	281,3	1,047	26,35	27,59	8,98	9,42	87,31	91,23	0,777	
8	36,7	12,1	139	59,5	90	43,25	59,67	2,8	31	33	72,5	85	85	530	81,2	6,2	301,6	1,047	20,53	21,5	8,91	9,32	86,33	90,74	0,903	
9	28,7	11,62	139	73,6	80	41,25	53,67	2,8	25	32,9	72	83,7	83,3	530	79,5	4,99	332,9	1,047	15,01	15,72	8,34	8,73	81,42	85,35	0,905	SARCINA φ = 100%
1	96,65	5,81	139	47,1	161	79	57,7	0,95	60	33	84,2	87,7	91,7	654,7	109,6	8,92	354,7	1,047	25,26	26,45	4,159	4,355	40,52	42,48	0,847	
2	87,5	7,39	139	49,4	180	72	49,7	0,85	55	31,8	83,7	87	85,7	641,3	104,9	8,17	279	1,045	29,116	30,43	5,287	5,525	51,7	53,96	0,885	
3	77,33	8,22	139	51,6	155	69	48,7	0,8	55	34,8	85,7	89	81	641,3	102,2	7,99	287	1,05	28,61	30,04	5,886	6,18	57,39	60,23	0,882	
4	69,33	9,15	139	53,9	137	63	44,7	0,75	53	36	88	90,7	89	630	97,4	7,89	275,9	1,052	28,56	30,05	6,553	6,893	63,77	67,2	0,851	
5	63,32	9,29	139	56,6	124,5	57	39,7	0,65	52	36,5	88	92	88	611,7	92,6	6,83	258,2	1,053	26,42	27,82	6,66	7,04	64,65	68,18	0,935	
6	55	8,91	139	61,4	115	50,3	35,7	0,85	45	36,9	88	92	87,2	598,3	86,9	6,18	281,3	1,054	22,01	23,19	6,376	6,72	62,1	65,43	0,969	
7	44	10,01	139	69,2	83,6	42	28	0,95	40	37	88	92	84	556,7	79,4	5,49	277,2	1,054	22,03	23,22	7,171	7,558	69,88	73,58	0,997	
8	37,44	7,92	139	92	63,3	31	21	1,5	30	36,25	88	91,7	82	503,3	68,3	4,2	315,3	1,053	13,314	14,02	5,679	5,981	58,27	58,27	1,121	SARCINA φ = 75%
1	95,32	4,09	139	47,1	123,7	60	42	0,9	62	32	75,3	79	86,66	630	95,7	7,8	445,6	1,045	17,5	18,29	2,92	3,16	28,45	30,41	0,846	
2	84	5,13	139	49,4	135	57,33	40,33	0,85	60,66	31	74	77,3	76	593	93,7	7,44	383,2	1,044	19,4	20,25	3,6	3,98	35,9	37,47	0,867	
3	76,66	6,2	139	51,6	117,7	56	39,66	0,85	55	33	78	80	87,7	613	92,3	7,12	332,8	1,047	21,4	22,41	4,4	4,79	43,2	45,13	0,894	
4	70	7,57	139	53,9	95,66	52,33	37	0,8	53	34	82	85	87,7	602	89,1	6,8	284	1,049	23,8	24,97	5,4	5,91	52,97	46,1	0,903	
5	62,67	8,04	139	56,6	87,33	50,33	34,66	0,8	55	34,5	83,3	84,3	86	598	87,3	6,5	286,7	1,05	22,7	23,84	5,8	6,32	56,11	58,86	0,926	
6	55,33	8,72	139	61,4	75	45,33	31	0,85	44,3	35	84	87,3	85,7	578	82,8	5,98	276	1,051	21,7	22,81	6,3	6,83	60,82	63,77	0,954	
7	44,01	8,36	139	69,2	60	39,33	27,33	0,93	40	35,7	86	89,3	83	555	77	5,3	293,5	1,052	18,03	18,97	6,4	7,034	62,78	65,73	1,001	
8	37,43	7,65	139	92	39,66	29,66	20	0,98	30	36	86,33	90	80,2	607	66,8	4	311	1,052	12,9	13,57	5,5	6,01	53,46	56,28	1,151	SARCINA φ = 77%
1	95,4	1,7	139	63	80	40,3	28	0,75	66,3	35	75,3	78	86,2	560	78,04	5,83	800,5	1,051	7,287	7,658	1,216	1,278	11,77	12,75	0,923	
2	84	2,55	139	62,3	87	40	28	0,7	60	34,5	75,7	77,7	82	552	77,82	5,9	611,55	1,049	9,642	10,114	1,825	1,914	17,76	18,64	0,909	
3	76,6	2,56	139	64	64,3	40	28	0,7	54,3	35	77,3	79,2	87	559	77,82	5,74	467,5	1,051	12,29	12,917	2,55	2,681	24,92	26,2	0,934	
4	66,8	5,86	139	67,4	65,66	39	26,7	0,65	53	35,5	80	82,7	86,3	552	76,7	5,45	309,9	1,051	17,61	18,51	4,188	4,401	40,91	43,2	0,97	
5	62,6	6,27	139	68,5	47,33	36	25	0,65	55	36	82,7	85,7	84	537	73,6	5,37	307,3	1,052	17,88	18,813	4,561	4,798	44,34	46,6	0,945	
6	55,2	7,01	139	70,7	48	35	24	0,75	44	36	81	83	83	540	72,6	5,2	297,6	1,052	17,44	18,35	5,028	5,284	58,76	61,8	0,962	
7	46	8,32	139	83,3	28,66	31	21	0,9	40	36,7	82,5	84,7	82,7	515	68,3	4,4	255,5	1,053	17,22	18,134	5,955	6,27	58,1	61,12	1,07	
8	36,6	7,51	139	98	25	27	17,7	0,95	30	36,7	83,7	83,7	82	493	63,7	3,75	303,1	1,053	12,36	13,02	5,375	5,66	54,35	57,29	1,171	SARCINA φ = 77%

Intocmit _____ Verificat _____ Data _____ Diagrama nr _____

FISA DE INCERCARE PE BANC A MOTORULUI

Institutie:	Bancul de proba	Inercarea:	Nr. fisa:
Motorul: Seria: Tip:	Gaz:		
Temperatura aerului: [°C]	Densitatea rel. la 20 [°C]:	Reglaje:	
Presiunea barometrica: [mmHg]	Ulei:		
Umiditatea rel. a aerului:	Carburator:		

Marimi masurate														Marimi calculate										OBSERVAȚII		
Nr. crt.	TURA	SAR	COM	PRESIUNI					POLU-	TEMPERATURI				AER	CONSUM DE			COEF	PUTEPEA		CUPLUL		PRESUNEA		COEF.	
	TIA	CINA	BUSTI						ARE					COMBUSTI-	COEF			MOTOR		MEDIE		EXCES				
	n	F	t	Pai	DPai	Pced	Pri	DPda	CP	β	ta	ta2	ta3	ta4	Gc	c	c	Ks	Pa	Pec	Me	Mec	P10		P100	λ
rot/s	daN	[s]	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	mmHg	%	RAC	°C	°C	°C	°C	kg/n	kg/h	g/kWh	---	KW	KW	daNm	daNm	N/m2	N/m2	---		
1	96	8,09	52,85	200	86,6	223	86,7	131	0,15	65,0	32,3	83	86,3	680	141,6	10,21	292,1	1,037	35,0	36,3	5,8	6,01	56,5	58,6	0,903	
2	87,6	9,31	50,7	132,6	84,6	180	65,7	102	0,20	63,3	32,25	83,5	90,6	659	124,7	8,89	241,8	1,041	36,7	38,2	6,67	6,94	65	67,7	0,913	
3	78,2	10,3	63,5	108	71	150	56,7	89	0,15	62,3	33,75	84	90	622	116,2	8,503	235,1	1,042	36,2	37,7	7,36	7,67	71,8	74,8	0,889	
4	70	10,8	69,6	105,7	66	150	53,7	80	0,15	60	35,0	86,7	90	618	110	7,758	227	1,044	34,1	35,7	7,76	8,1	71,65	79	0,922	
5	62	10,7	73,05	100,3	40	130	48	72	0,20	58	36	89,3	90	600	104,1	7,392	247,3	1,046	30	31,3	7,68	8,03	74,86	78,3	0,916	
6	54	11	81,3	90,7	36	97	37	55,3	0,15	52	35,75	89	88	560	91,3	6,642	247,3	1,046	27	28,14	7,92	8,3	77,26	81,8	0,894	
7	46	11,3	90,5	78	26	80	29	44,3	0,15	45	35,25	88	87	540	81,79	5,96	254,1	1,045	23,5	24,5	7,92	8,48	79,1	80,9	0,892	SARCINA α = 100% p = 75,8 [mm Hg]; ta = 26°C; ψ = 90°
1	96	6,35	40,1	88	54	109,6	53	84	0,18	75	35,5	85,7	92	620	112,4	8,977	327,4	1,048	27,34	28,66	4,748	4,975	44,2	46,3	0,815	
2	38	7,8	45,5	60	51	162	47,7	76,7	0,25	72	34,85	87	89	625	107,5	7,912	255,4	1,047	32,4	33,93	5,59	5,853	54,5	57,1	0,884	
3	78,2	8,83	47,5	40	41	141,3	44,7	72	0,25	63	35,83	86	91	610	104,1	7,578	243,2	1,049	21,1	32,62	6,369	6,681	61,7	64,7	0,873	
4	70	9,1	48,8	38	36	126	40	62,3	0,30	62	37,0	88	88	605	96,54	7,377	256,8	1,051	28,64	30,1	6,51	6,841	63,5	66,7	0,851	
5	62,4	9,5	50,4	36	32	114	37	57,3	0,15	60	37,0	88,7	89	600	92,56	7,143	267,7	1,051	26,59	27,95	6,779	7,125	66,1	69,5	0,843	
6	55	10,03	56,6	32	28,3	98	34	53	0,15	56	37,25	89	88	580	88,98	6,36	255,4	1,068	24,85	26,54	7,187	7,676	70,1	74,8	0,910	
7	46,6	10,73	63,8	30	22	70	27	43,7	0,20	47	37,0	89	86	553	80,84	5,643	250	1,051	22,51	23,66	7,686	8,078	75	78,8	0,932	SARCINA α = 75% p = 73,2 [mm Hg]; ta = 28°C; ψ = 50°
1	95,4	4,41	47,6	71,7	30	150	35	60	0,3	76	34	79,3	91	560	95,19	7,563	399,5	1,046	18,92	19,79	3,154	3,298	30,74	32,17	0,819	
2	88	5,25	53,2	51,7	30	140	34	58,3	0,25	73	33	80	82	560	93,99	6,766	324,7	1,044	20,81	21,73	3,763	3,928	36,69	38,3	0,904	
3	77,6	6,39	56,1	31	28	125	32,7	56,7	0,2	68	35	80,7	90,7	567	92,45	6,417	286,7	1,048	22,32	23,39	4,575	4,795	44,61	46,74	0,937	
4	69,4	7,02	58,1	30	25	115	30	48,7	0,2	67	36	84	88	567	85,6	6,196	281,3	1,049	21,95	23,39	5,032	5,279	49,06	51,43	0,899	
5	60,73	7,8	59,8	27,3	23,7	98	29	46	0,15	70	36	84,7	88	560	83,2	6,02	274,5	1,049	21,88	22,95	5,579	5,853	54,4	57,46	0,897	
6	54,6	7,9	61,2	24	20	80	26	42,7	0,35	58	36,3	85	87,3	540	80,16	5,882	303	1,049	19,36	20,31	5,643	5,920	55,01	57,71	0,886	
7	46,6	8,6	67	22	18	70	23	38,7	0,45	78	36	85	84	520	76,31	5,373	298,9	1,049	17,96	18,84	6,133	6,433	59,79	62,73	0,924	SARCINA α = 50% p = 72,1 [mm Hg]; ta = 28°C; ψ = 41°
1	96	1,67	55,4	53,3	13,3	215	20	38	0,45	76	33,25	71	86,7	480	76,25	6,498	400,8	1,041	7,21	7,506	1,194	1,243	11,64	12,13	0,763	
2	88	2,21	60,7	53	13,3	200	19,5	37	0,45	75	33,0	74	84	480	75,08	5,93	678	1,041	8,743	9,102	1,58	2,214	15,4	16,04	0,823	
3	78	3,34	62,9	52	12	153	19	36	0,30	72	33,5	71	86,3	467	73,86	5,723	487,8	1,042	11,74	12,23	2,393	2,494	23,34	24,32	0,839	
4	69,33	3,93	63,8	51,7	11,7	180	18,5	32	0,30	72	34,0	72	85	480	61,54	5,643	459,2	1,043	12,27	12,8	2,812	2,933	27,41	28,6	0,802	
5	61,6	4,88	64,7	50,7	10	160	18	31	0,35	68	34,0	74,7	84	480	68,29	5,564	411,7	1,043	13,53	14,11	3,494	3,644	34,06	35,52	0,798	
6	54	4,621	73,3	49	10,3	150	17	29	0,45	60	34,5	76	80,3	480	66,08	4,911	436,1	1,044	11,23	11,73	3,309	3,454	32,18	33,65	0,875	
7	45,5	4,66	83,3	45,7	9,0	120	16	27	0,50	48	34,0	77	78,0	450	63,42	4,337	455,2	1,043	9,516	9,93	3,336	3,479	32,53	33,86	0,957	SARCINA α = 25% p = 70,8 [mm Hg]; ta = 28°C; ψ = 33°

Intocmit:	Verificat:	Data:	Diagrama nr:
-----------	------------	-------	--------------

5.1.1. Caracteristicile de turație

↓ Din analiza caracteristicilor de turație pentru funcționarea pe benzină COR 98 și pe G.P.L. rezultă modul de comportare al motorului respectiv variația puterii efective, a consumului orar, a consumului specific și a momentului motor în funcție de turație.

$$1.- \underline{P_e = f(n)}$$

Din curbele $P_e = f(n)$ se constată: Fig. 5.1, 5.2

a.- Puterea efectivă maximă este mai mare cu 2-7% la funcționarea pe benzină decât pe cea cu gaze lichefiate. Scăderea puterii maxime și în general a puterilor la funcționarea pe gaze lichefiate se explică prin:

- scăderea coeficientului de umplere γ_v din cauza preîncălzirii suferite de amestec în urma vaporizării gazului lichefiat în vaporizator, spre deosebire de benzină care se vaporizează în sistemul de admisiune, reducînd temperatura amestecului;
- randamentul indicat real maxim $\gamma_{i \max}$ se deplasează spre valori mai mari ale coeficientului excesului de aer decât benzină, astfel puterea calorică a amestecului de aer combustibil scade;
- randamentul mecanic γ_m este mai mic la funcționarea pe gaze lichefiate din cauză scăderii puterii indicate datorită cauzelor menționate mai sus și a creșterii regimului termic.

b.- Alura variației puterii efective în funcție de turație $P_e = f(n)$ este similară la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate cu cea pe benzină, ceea ce se explică prin influența turației asupra factorilor care determină mărimea puterii efective

$$\left(\frac{\gamma_i}{\lambda}, \gamma_v, \gamma_m \right).$$

c.- Puterea efectivă scade brusc în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate în comparație cu cea pe benzină la sarcina de 25% din cauza îmbogățirii amestecului ($\lambda_g = 0,76 \div 0,96$; $\lambda_B = 0,9 \div 1,17$).

La sarcinile de 75% și 50% puterea efectivă pentru cele două cazuri de funcționare variază foarte puțin, coeficientul excesului de aer avînd valori foarte apropiate.

2.- C = f(n)

Din cauza înrăutățirii formării amestecului la funcționarea pe gaze lichefiate odată cu creșterea turației, consumul orar de combustibil are tendința de creștere mai rapidă la funcționarea pe gaze lichefiate decît pe benzină.

3.- C_e = f(n)

Din punct de vedere al consumului specific minim sarcinile de 100%, 75% și 50% sînt mai economice la funcționarea pe gaze lichefiate decît pe benzină.

- Curbela de consum specific variază mai lent în funcție de turație la funcționarea pe gaze lichefiate și sînt aproape paralele, ceea ce asigură o economicitate bună într-un domeniu mai larg de turații decît la funcționarea pe benzină;
- la sarcina de 25% alura curbei de consum specific la funcționarea pe gaze lichefiate se menține, dar valorile consumului sînt mai ridicate decît la funcționarea pe benzină.

Consumul specific mai mare la funcționarea pe benzină la sarcinile menționate este determinat de depunerea de picături de benzină pe pereții sistemului de admisiune și de repartiție neuniformă a combustibilului pe cilindri.

Creșterea importantă a consumului specific la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate în cazul sarcinii de 25 % este

rezultatul înrăutățirii arderii din cauza scăderii coeficientului excesului de aer ($\lambda_g = 0,76 + 0,96$).

Trebuie să se menționeze faptul că în timpul funcționării motorului compoziția gazului din rezervor variază, totodată variază și masa gazului debitat (compoziții G.P.L. au densități diferite). Astfel cu toate că la amestecător intră același volum de gaz, masa sa va fi diferită în funcție de participările componentelor gazului.

4.- $M_e = f(n)$

- la sarcinile de 50% și 75% curbele momentelor pentru funcționarea cu gaze petroliere lichefiate au valorile apropiate de cele de benzină; la sarcină de 75% sînt chiar mai mari decît la alimentarea cu benzină, ceea ce le conferă o comportare mai bună la tracțiune.
- valorile momentului maxim sînt mai mari în cazul funcționării pe benzină decît pe gaze petroliere lichefiate;
- turațiile corespunzătoare momentului maxim $n_{M_{e_{max}}}$ sînt mai mari la benzină decît la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate;
- gradul de adaptabilitate la tracțiune a autovehiculului se exprimă prin coeficientul de adaptabilitate la tracțiune și prin coeficientul de turație sau coeficient de elasticitate.

$$G = \frac{M_{e_{max}}}{M_{e_p}} \quad (5.1.1)$$

în care: $M_{e_{max}}$ - momentul efectiv maxim

M_{e_p} - momentul efectiv pentru puterea efectivă maximă

$$\mu = \frac{n_M}{n_p} \quad (5.1.2)$$

unde:

n_M - turația la momentul efectiv maxim

n_p - turația la puterea efectivă maximă

Valorile pentru ξ și μ în funcție de sarcină sînt cuprinse în tabelul 5.1.

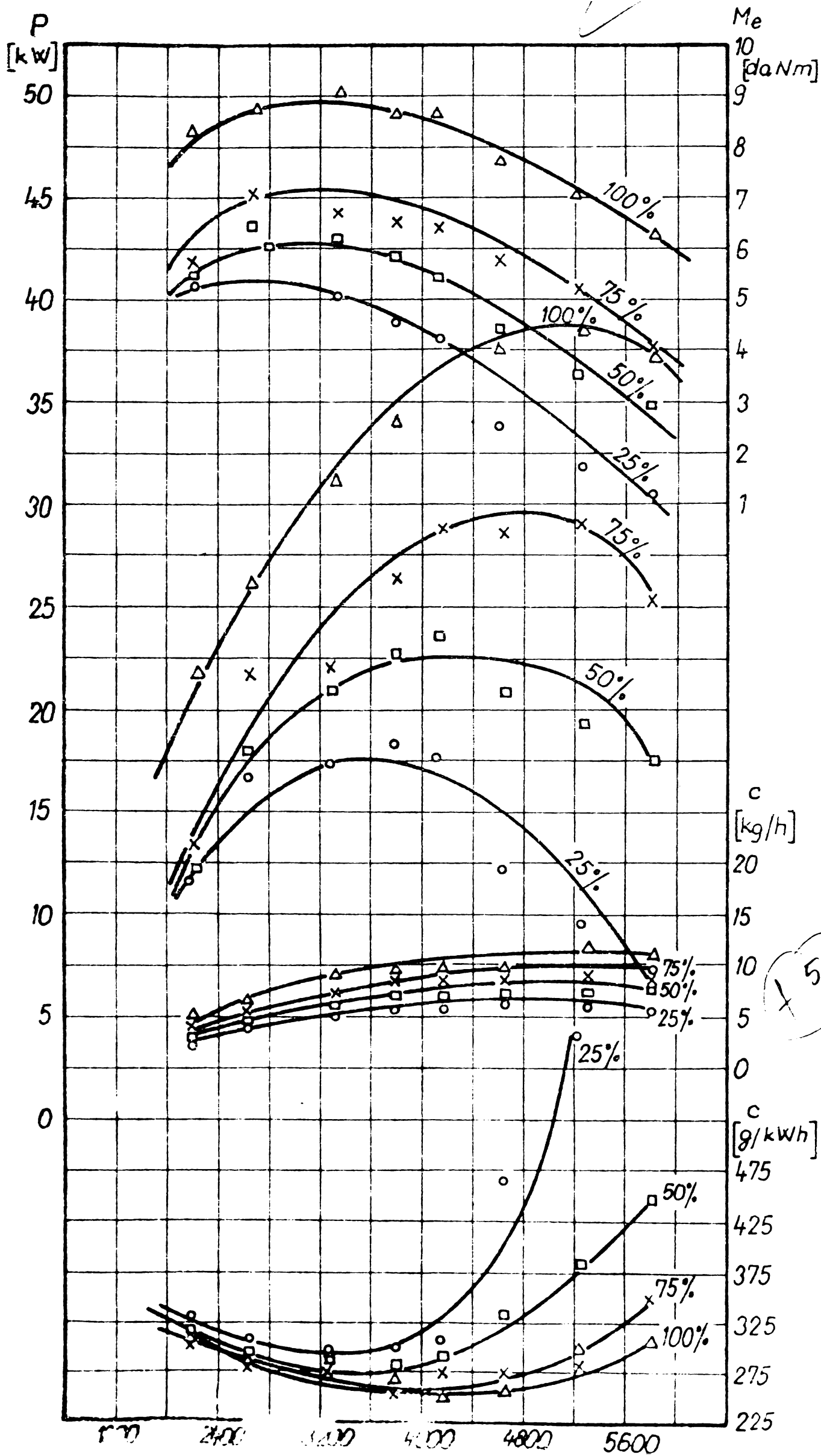
Tabelul 5.1.

Nr	Sarcina $\%$	G.P.L		Benzină COR 98	
		ξ_g	μ_g	ξ_b	μ_b
1	100%	1,22	0,618	1,28	0,630
2	75%	1,37	0,53	1,36	0,506
3	50%	1,34	0,602	1,185	0,640
4	25%	1	1	1,305	0,745

Din tabelul 5.1. rezultă:

- coeficientul de adaptabilitate are la sarcina de 100 % valori ceva mai mici decît media motoarelor autoturismelor europene cu cilindreea totală de 1,1-1,5 l, atît pentru gaz cît și pentru benzină, valoarea în cazul alimentării cu benzină fiind mai mare decît pentru gaze lichefiate, ceea ce înseamnă un grad de adaptabilitate la tracțiune mai bun;
- la sarcinile de 75% și 50% adaptabilitatea la mersul pe gaze petroliere lichefiate este superioară aceleia pe benzină;
- la sarcina de 25% adaptabilitatea la tracțiune este foarte slabă la funcționarea pe gaze lichefiate față de cea pe benzină, ceea ce ^{se} explică prin înrăutățirea indicilor energetici și economici la această sarcină

./.



5.1

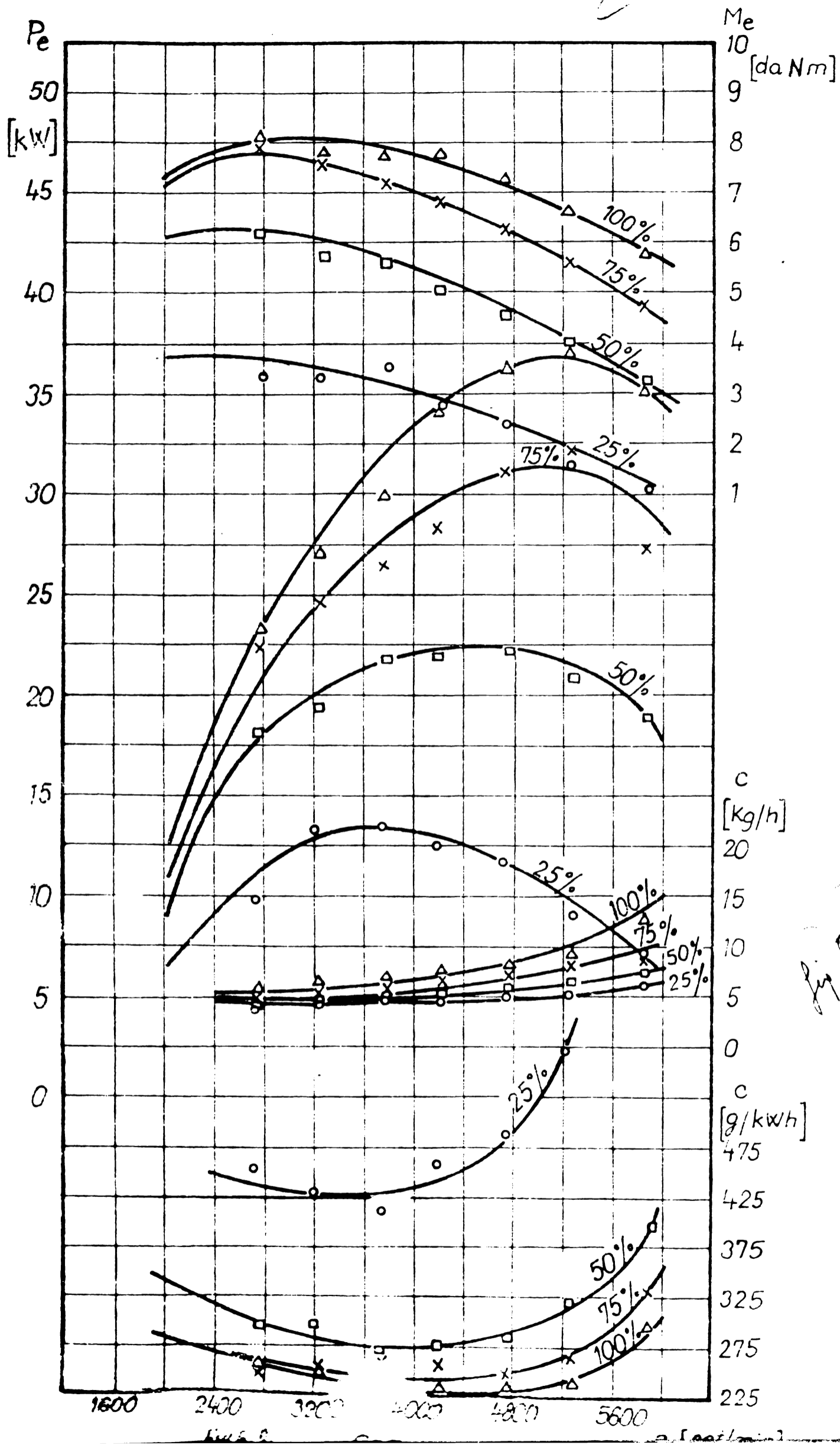


Fig 5.2

5.1.2. Caracteristicile de sarcină

Din examinarea caracteristicilor de sarcină, fig.5.3 se constată:

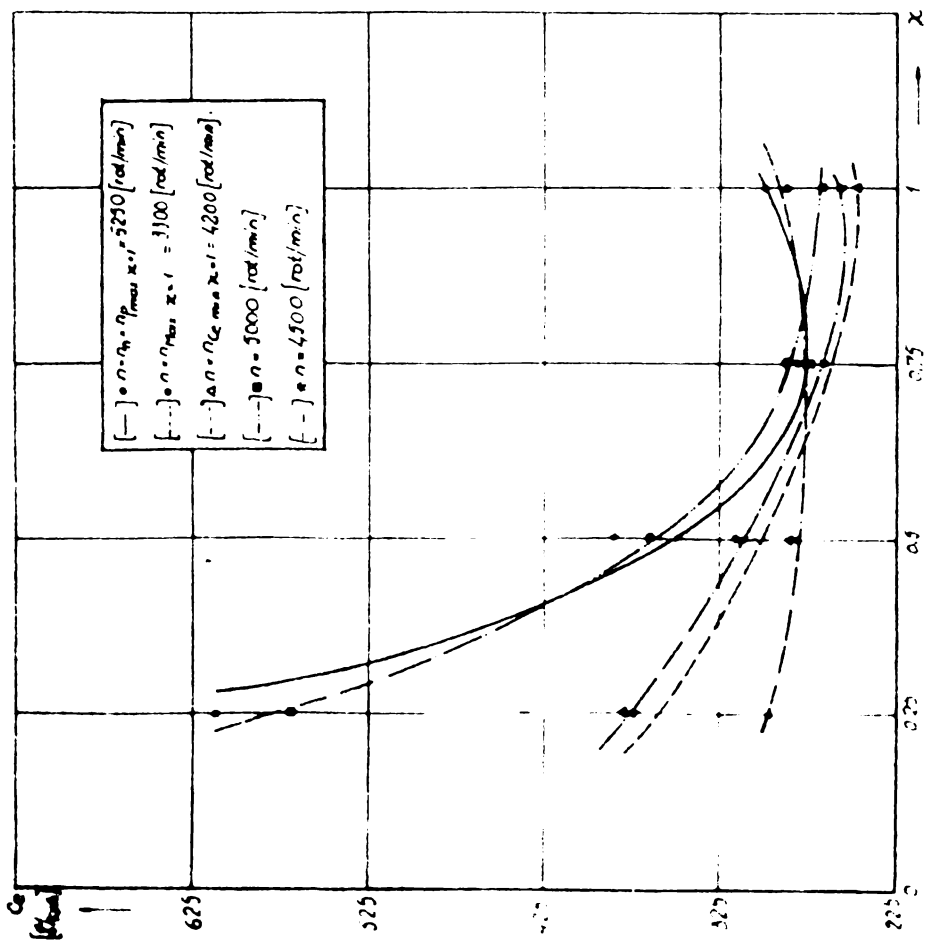
- 1 - Toate familiile de caracteristici au aceeași alură crescătoare cu scăderea sarcinii.
- 2 - Caracteristicile la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate prezintă următoarele particularități:
 - influența mică a turației asupra consumului specific de combustibil la sarcini de 100%, 75% și 50%;
 - consumuri specifice de combustibil mai reduse decât la benzină pentru toate sarcinile la turații mai mari decât 3000 r/min;
 - creșterea rapidă a consumului specific de combustibil pentru $\lambda < 0,5$ la sarcina de 25% pentru $\lambda < 0,5$ și turații mai mici de 3000 r/min.
- 3 - Caracteristicile la funcționare pe benzină se disting prin:
 - consumul specific de combustibil are variații mari în funcție de turație;
 - consumul specific pentru turația corespunzătoare momentului maxim este aproape constant în funcție de sarcină.

Particularitățile caracteristicilor mai sus menționate se explică prin:

- în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate valorile lui λ variază în limite restrânse, între 0,80-0,92 cu tendința de scădere a domeniului de variație odată cu creșterea sarcinii în timp ce la funcționarea pe benzină domeniul de variație este larg;

α

Bemáinô



G.P.L.

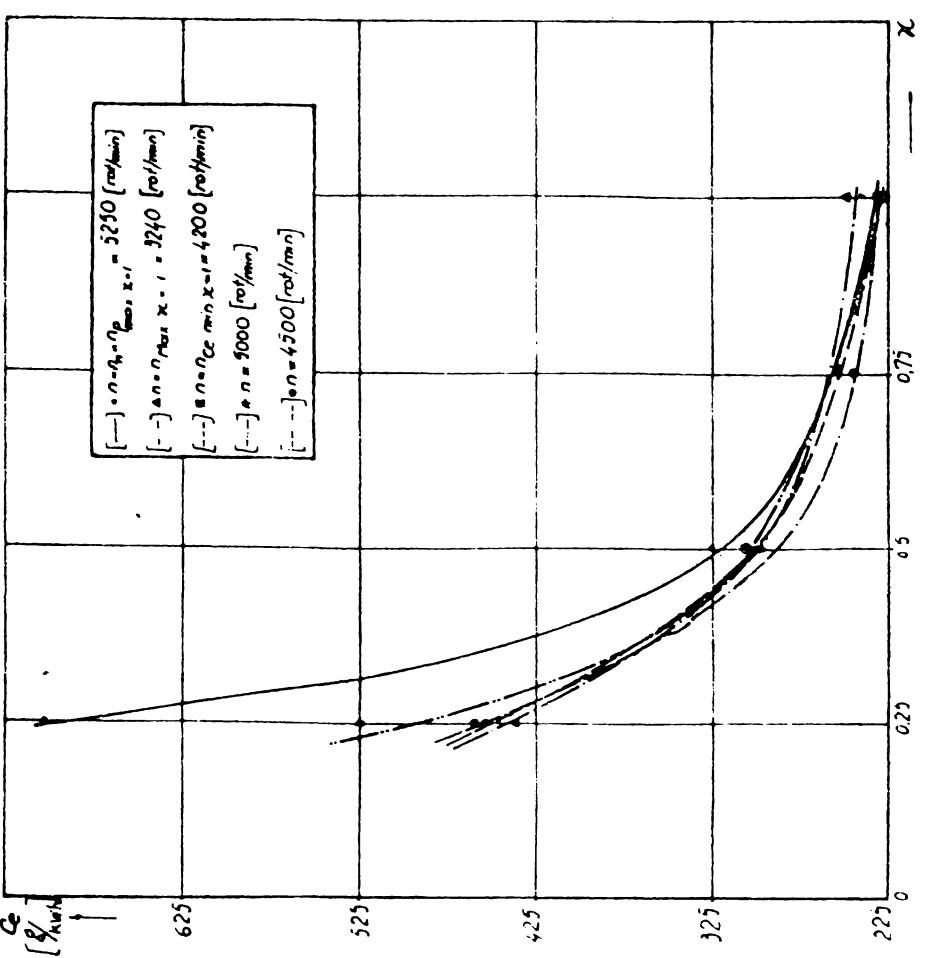


Fig 5.3

- la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate valorile coeficientului excesului de aer λ au tendința de creștere odată cu creșterea sarcinii, în timp ce pentru benzină au tendință descrescătoare;
- pentru turațiile de 2750, 3250, 4250 și 4750, la funcționarea pe benzină se constată domenii de variație liniară a coeficientului excesului de aer în funcție de sarcină;
- variația liniară a consumului specific de combustibil în funcție de sarcină pentru $n_{M_{max}}$, în cazul alimentării cu benzină se explică prin compensarea efectului de scădere a lui λ odată cu creșterea sarcinii (înrautățirea arderii) cu efectul de creștere a randamentului mecanic cu creșterea sarcinii.

5.1.3. Caracteristicile complexe

Caracteristicile complexe fig.5.4 evidențiază următoarele aspecte principale:

1 - Polul economic la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este $C_e = 230$ g/kwh, iar pe benzină $C_e = 250$ g/kwh, rezultă că motorul are un consum specific mai redus în cazul funcționării pe gaze lichefiate.

2 - Caracteristicile complexe (topogramele) au o alură mai aplatazată pentru funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.

Astfel de exemplu pentru caracteristica cu $C_e = 275$ g/kwh la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate, domeniul de turație este de 2200 ÷ 5700 r/min, cel de sarcini de 0,5 ÷ 1, iar momentele efective sînt cuprinse între 5,25 ÷ 7,50 daNm. La funcționarea pe benzină pentru aceeași caracteristică de consum, turațiile variază între 2800 ÷ 5300 r/min, sarcinile între 0,5 ÷ 1, iar momentele între 5,5 ÷ 9 daNm. Rezultă astfel că domeniul de turații posibile este mai mare la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate, sarcinile sînt aproximativ aceleași. momentele efective obținute sînt mai mari.

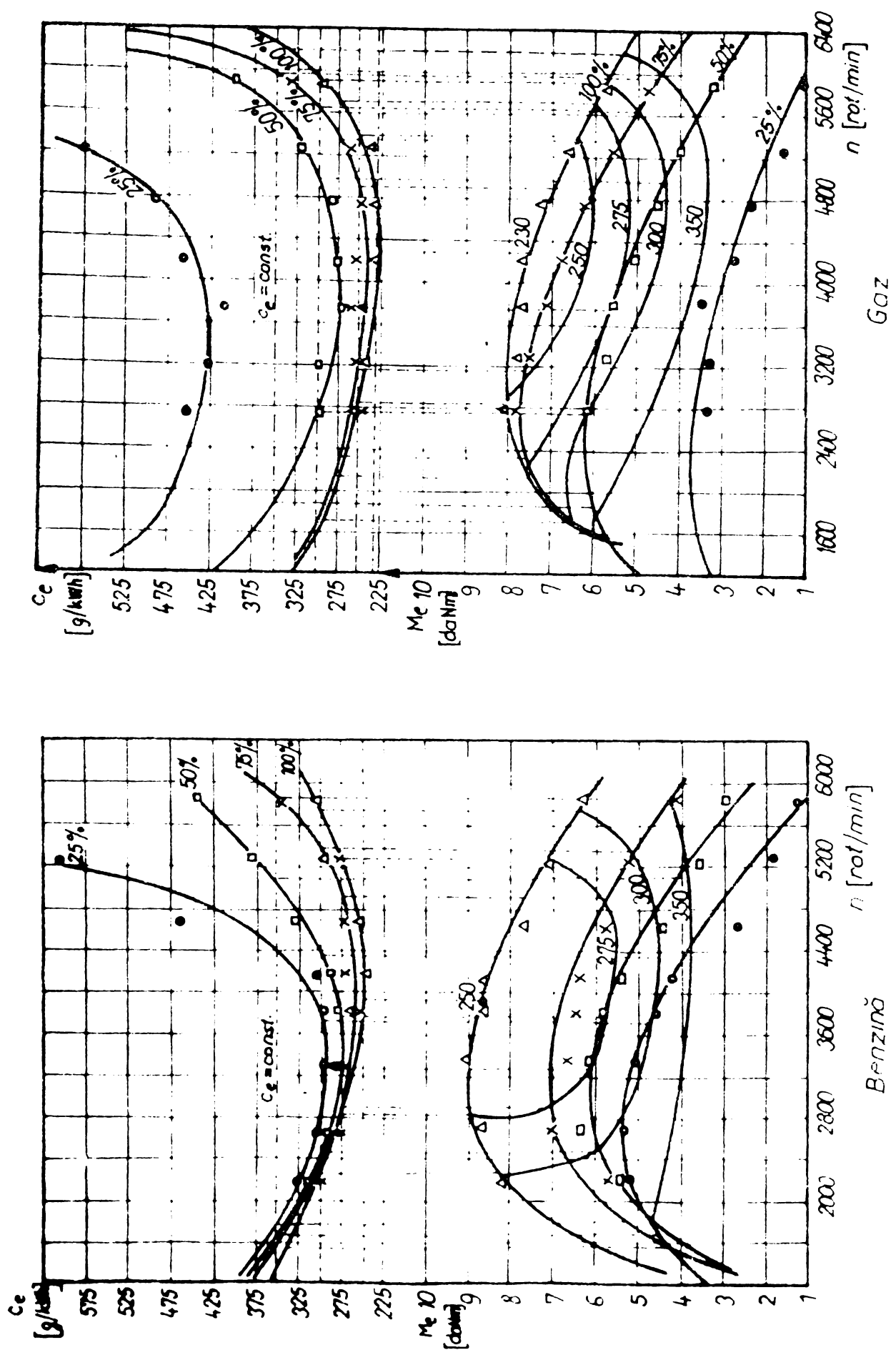


Fig 5.4

5.1.4. Caracteristicile puterii în funcție de dozaj

Prelucrând statistic rezultatele obținute din caracteristica de dozaj $P_{ec} = f(\lambda)$ pentru $n = \text{const.}$ și $\alpha = \text{const.}$ la funcționarea pe benzină și pe gaz (G.P.L) se evidențiază următoarele :

- Puterile maxime la turație constantă, sînt cu aproximativ 6% mai mici la funcționarea motorului cu gaz decît la funcționarea pe benzină.

- Domeniul de variație al puterii la turație constantă este mai mare în domeniul turațiilor pînă la 4200 rot/min dacă motorul arde gaz, (G.P.L.) peste această turație, domeniul de variație al puterii e mai mare cînd motorul funcționează cu benzină.

- Puterile maxime pentru gaz se realizează la un coeficient al excesului de aer (λ_G) cu 12% mai mare ca (λ_B) pentru benzină, deci cu un amestec mai sărac.

- Puterile minime la funcționarea cu gaz se obțin la un coeficient al excesului de aer λ cu 11% mai scăzut ca puterile minime la funcționarea cu benzină, deci cu un amestec mult mai bogat, ne-economic.

- Abaterile minime ale coeficienților excesului de aer pentru benzină și gaz se înregistrează la turația de consum minim: 4% la regimul de putere maximă și aproximativ 6% la putere minimă corespunzătoare la această turație.

Pe baza caracteristicii de dozaj $P_{ec} = f(\lambda)$ Fig.5.5 la turație constantă se poate trage concluzia că funcționarea pe gaz este avantajoasă la turații peste 3000 rot/min și la puteri mari ale motorului, cînd se realizează amestecuri mult mai economice pe gaz decît pe benzină fără penalizări de putere prea mari.

Diagramele $P_{ec} = f(\lambda)$ la sarcină constantă Fig.5.6. evidențiază și mai clar concluzia de mai sus.

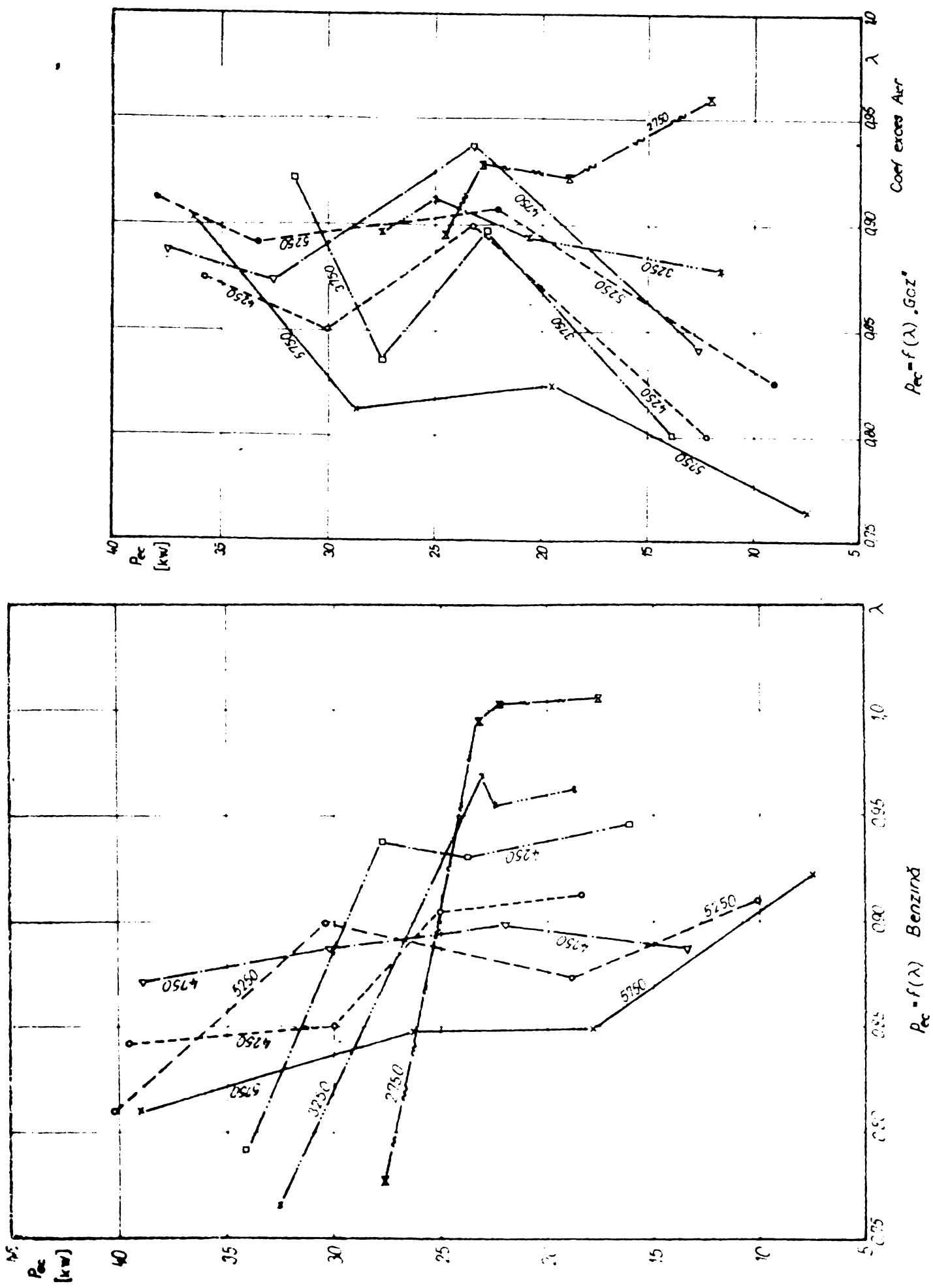


Fig 5.5

La sarcina de 25% cînd motorul funcționează pe benzină, se realizează amestecuri mult mai sărace ca la funcționarea pe gaz.

La sarcina de 50% se păstrează acest raport $\lambda_G < \lambda_B$ însă la sarcina de 75% diferențele dintre coeficienții excesului de aer pentru gaz și benzină nu mai sînt mari și, în plus, puterile obținute la funcționarea pe gaz, la același λ au fost mai mari. Se remarcă însă, în caracteristica de dozaj, cînd motorul funcționează cu gaz, numărul mare de bucle ale curbelor experimentale, ceea ce indică inconstanța variației puterii funcție de coeficientul excesului de aer, remarcă valabilă la toate regimurile. Această variație neuniformă a puterii $P_{ec} = f(\lambda)$, se explică pe baza influenței vaporizatorului-regulator ale cărei supape sînt reglate direct de presiunea din colectorul de admisie și orice variație de presiune, datorită creșterii turației, de exemplu, va influența funcționarea acestui regulator și implicit va influența asupra calității amestecului. De aceea în caracteristica de dozaj $P_{ec} = f(\lambda)$ la funcționarea pe gaz nu se poate stabili o curbă de optim, ci un domeniu de λ optim care este mai mare sau mai mic funcție de caracteristica de răspuns a regulatorului la variațiile de presiune din colectorul de admisie.

Această influență este mult mai mare la sarcini mai sczute, la sarcina maximă se obțin variații mari de putere pentru un λ variabil într-un domeniu mult mai redus ca la benzină în jurul valorii $\lambda = 0,9$. Diferențele de putere la $\chi = 100\%$ între funcționarea pe benzină și gaz sînt mici (2,5 CP) cînd λ optim pentru benzină este 0,81 deci corespunzător unui amestec mult mai bogat (față de $\lambda_{gaz} = 0,89$ la P_{max} $\chi = 100\%$).

Concluzia ce se desprinde din analizarea rezultatelor experimentale relevate prin caracteristicile de dozaj este că funcționarea

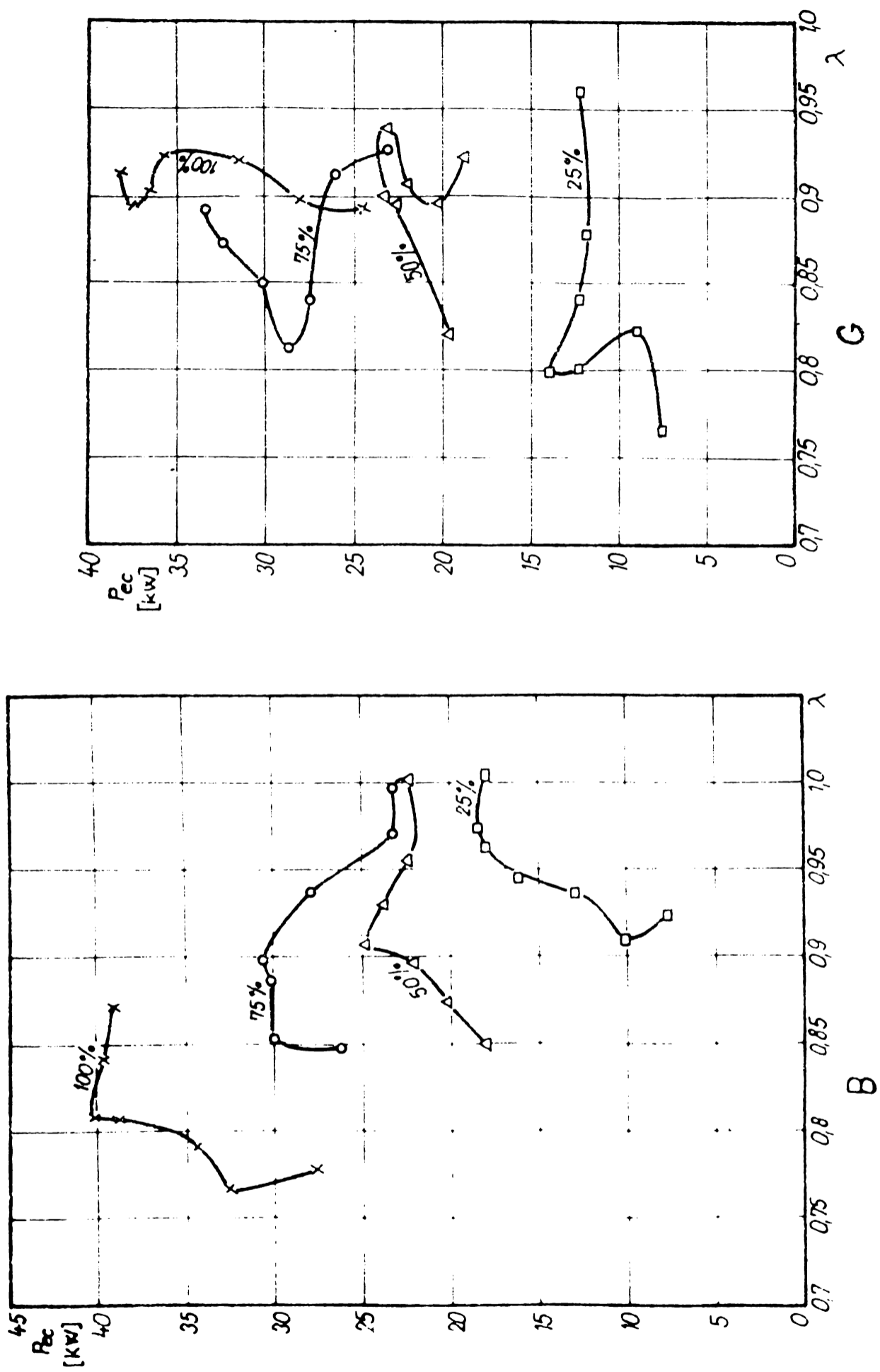


Fig 5.6

pe gaz este avantajoasă la sarcini peste 75%, cînd aceleași puteri ca la funcționarea cu benzină, se obțin cu un amestec gaz-aer sensibil mai sărac ca amestecul corespunzător aer-vapori de benzină.

5.2. Caracteristicile de variație ale dozajului amestecului aer-gaz în funcție de depresiunea din amestecător

Raportul de amestec aer-gaz depinde de presiunea din conducta de aer, de presiunea din conducta de gaz, de secțiunile acestor conducte precum și de depresiunea din amestecător.

Conform 32 , raportul de amestec aer-gaz m este :

$$m = \frac{f_a w_a}{f_g w_g} = \frac{f_a}{f_g} \sqrt{\frac{p_a - p_0}{p_g - p_0} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_g}} \quad \text{vezi p. 44 (5.2.1)}$$

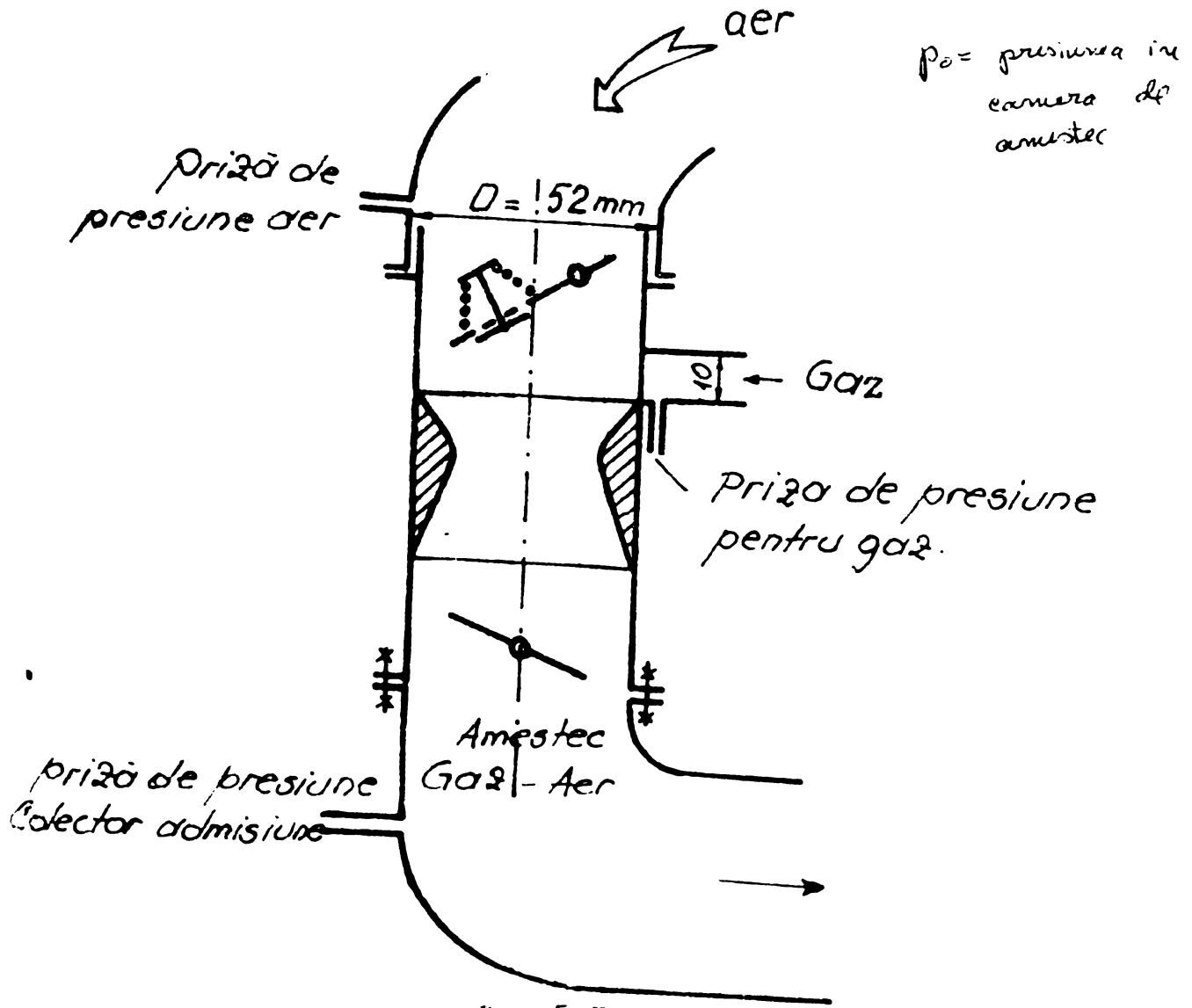


Fig. 5.7.

Pentru un anumit m . raportul necesar al secțiunilor q este:

$$q = \frac{f_a}{f_g} = m \cdot k \quad (5.2.2) \quad k = \sqrt{\frac{p_g - p_o}{p_a - p_o} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_g}} \quad (5.2.3)$$

$$h = p_g - p_a \quad (5.2.4)$$

Luînd $\frac{p_a}{p_g} = \frac{1}{2}$ și $f_a = 52 \text{ mm}$; $f_g = 10 \text{ mm}$ se construiesc curbele

teoretice și experimentale ale diagramei Hellen-Schmidt (fig.5.8) cu ajutorul datelor din tabelul 5.2.1.

În figura 5.7 este prezentată o schemă a carburatorului amestecător pentru funcționarea pe gaz și locurile preizelor de prelevare a depresiunilor.

În diagramele Hellen Schmidt sînt reprezentate valorile lui k în funcție de depresiunea din camera de amestec, pentru $h = \text{const.}$

Reprezentînd pe aceste diagrame punctele obținute experimental motorul funcționînd la sarcinile $\chi = 100\%$; 75% ; 50% ; 25% se obțin curbele experimentale $k = f(\Delta_{pea})$ la sarcină constantă.

Din examinarea acestor curbe experimentale $k = f(\Delta_{pea})$ pentru $x = \text{const.}$ rezultă următoarele:

- curbele experimentale de sarcină constantă sînt cuprinse între curbele de $h=10$ și $h=80$ [mm H₂O] ceea ce asigură avantajul unui mers stabil al motorului la diferite sarcini.
- mersul cel mai stabil al motorului se obține pentru $\chi=50\%$, deoarece curba de sarcină $\chi=50\%$ este cuprinsă între $h=15$ și $h=25$ mm H₂O, ca și la funcționarea la sarcină $\chi=75\%$;
- mers mai puțin stabil al motorului se obține pentru $\chi=100\%$ și respectiv pentru $\chi=25\%$.

Din aceste observații rezultă recomandarea ca motorul să funcționeze în domeniul sarcinilor $\chi=50\%$ și $\chi=75\%$ cînd există avantajul unui mers foarte stabil al motorului.

Nr	h'	Teoretic				Experimental					x
		-p _g	-p _a	-p _o	k	h	-p _g	-p _a	-p _o	k	
1	10	190	200	3500	0,708	86	113	200	3032	0,717	
2	"	180	190	3000	0,708	84	48	138	2448	0,720	
3	"	170	180	2500	0,708	71	37	108	2040	0,720	
4	"	160	170	2000	0,709	66	39	105	2040	0,719	100 %
5	"	150	160	1500	0,709	40	60	100	1768	0,715	
6	"	140	150	1000	0,711	36	54	90	1319	0,717	
7	"	130	140	500	0,716	26	52	78	1088	0,716	
8	20	180	200	3500	0,704	54	34	88	2592	0,714	
9	"	160	180	3000	0,709	51	9	60	2203	0,715	
10	"	140	160	2500	0,710	41	1	40	1921	0,714	
11	"	120	140	2000	0,710	36	2	38	1713	0,714	75 %
12	"	100	120	1500	0,712	32	4	36	1550	0,714	
13	"	80	100	1000	0,714	28	4	32	1332	0,714	
14	"	60	80	500	0,723	22	8	30	952	0,715	
15	30	170	200	3500	0,710	30	42	71	2040	0,712	
16	"	140	170	3000	0,710	30	22	51	1904	0,712	
17	"	110	140	2500	0,711	28	3	31	1700	0,713	
18	"	80	110	2000	0,712	25	5	30	1564	0,712	50 %
19	"	50	80	1500	0,714	23	4	27	1332	0,713	
20	"	20	50	1000	0,718	20	4	24	1088	0,713	
21	"	0	20	500	0,721	18	4	22	952	0,713	
22	40	160	200	3500	0,711	13	2	53	2942	0,713	
23	"	120	160	3000	0,712	13	8	53	2720	0,713	
24	"	80	120	2500	0,713	12	11	52	2080	0,714	
25	"	40	80	2000	0,714	11	12	51	2448	0,712	25 %
26	"	0	40	1500	0,716	10	14	50	2176	0,713	
27	"	-	-	-	-	10	24	49	2040	0,711	
28	"	-	-	-	-	9	35	45	1632	0,709	
29	50	150	200	3500	0,712	-	-	-	-	-	
30	"	100	150	3000	0,713	-	-	-	-	-	
31	"	50	100	2500	0,714	-	-	-	-	-	
32	"	0	50	2000	0,716	-	-	-	-	-	
33	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
34	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
35	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
36	60	140	200	3500	0,713	-	-	-	-	-	
37	"	80	140	3000	0,714	-	-	-	-	-	
38	"	20	80	2500	0,715	-	-	-	-	-	
39	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
40	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
41	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
42	"	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

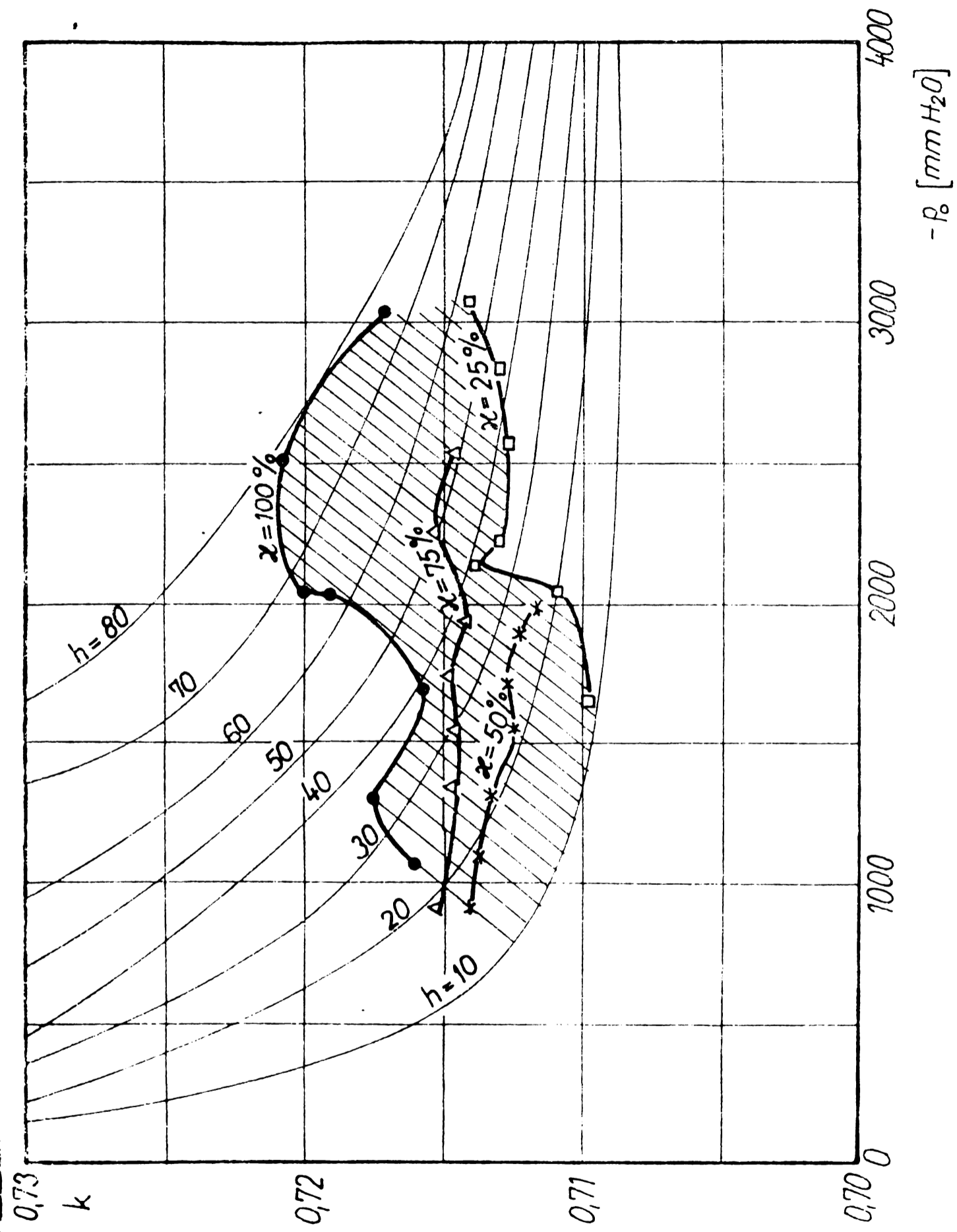


Fig.5.5.

5.3. Parametrii procesului de ardere

- Calculul temperaturii în punctul de desprindere T_d
de pe diagrama indicată

Formula de calcul a temperaturii în punctul de deprindere

este:

$$T_d = T_a \left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \quad (5.3.1)$$

în care:

T_a = temperatura de admisie a amestecului [$^{\circ}k$]

p_a - presiunea la admisie [bar]

p_d - presiunea în punctul de desprindere [bar]

m_c - exponentul politropic mediu în faza de compresiune.

Conform (28) formula de calcul a temperaturii T_a este :

$$T_a = \frac{T'_0 + \gamma T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}}{1 + \gamma} \quad (5.3.2)$$

în care: T'_0 este temperatura amestecului în urma încălzirii sale
la trecerea prin colectorul de admisie $T'_0 = T_0 + \Delta T$

T_0 - temperatura mediului ambiant

ΔT - creșterea de temperatură datorită încălzirii în
sistemul de admisie

T_0 - se măsoară,

T - se alege statistic (din tabela 13.12 pag.241 bib.28)

T_r - temperatura gazelor reziduale ales statistic funcție de
tipul motorului din tab (13.11, pag.240 bib.28)

p_r - presiunea gazelor reziduale la începutul admisiei, cal-
culat funcție de tipul motorului cu formule aproxima-
tive [bar]

$$p_r = p_0 + 0,000316 \left(\frac{\pi D^2}{4 f_{emax}} w_{pm} \right)^{1,5} = p_0 + 0,00465 w_{pm}^{1,5} \quad (5.3.3)$$

pentru motoare rapide

în care:

w_{pm} - viteza medie a pistonului [m/s]

D - alezajul

f_{emax} - aria maximă controlată de supapa de evacuare m^2 .

χ_r - raportul căldurilor specifice $\chi_r = \frac{c_{pr}}{c_{vr}}$ pentru gazele de ardere ale combustibililor lichizi de proveniență petrolieră

- coeficientul gazelor reziduale calculat cu formula:

$$\gamma = \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \cdot \frac{1}{Z_v} \cdot \frac{1}{\xi - 1} \quad (5.3.4)$$

în care:

ξ - este gradul de compresie al motorului

Z_v - coeficientul de umplere calculat cu formula:

$$Z_v = \frac{p_o \cdot T_o}{p_o T_o (\xi - 1)} \left[\xi - \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{\chi_r}} \right] \quad (5.3.5)$$

exponentul politropic mediu la comprimare se calculează cu formula:

$$m_c = \frac{\log p_c - \log p_a}{\log \xi} \quad (5.3.6)$$

în care:

p_c - este presiunea la sfârșit de comprimare stabilit convențional ca fiind presiunea în punctul mort interior pe diagrama indicată desfășurată $p - \alpha$.

$$\text{temp. la admisie } T_a = \frac{T_o + T_t \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{\chi_r - 1}{\chi_r}}}{1 + \gamma} \quad (5.3.7)$$

T (10 ÷ 45) °K

$T_r = 1000$ K.; $P_r = 1,1 p_o$

$p_r = p_o + 0,00465 w_{pm}^{1,5}$ kg/cm²

T_a (300 ÷ 350) °K

$\gamma = \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \cdot \frac{1}{Z_v} \cdot \frac{1}{\xi - 1}$ coeficientul gazelor reziduale (5.3.8)

$$T'_0 = T_0 + T - \text{Temperatura în colectorul de admisie (5.3.9)}$$

$$p_0 = 1,01 \text{ at. } r = 1,288 - \text{exponentul politropic al gazelor reziduale}$$

$$T_0 = 293 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\gamma_v = \frac{p_a \cdot T_0}{p_0 T'_0 (\gamma - 1)} \left[\gamma - \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{r}} \right] - \text{coeficientul de umplere}$$

$$p_a = p_0 - 0,00465 w_{pm}^{1,5} \text{ kgf/cm}^2$$

$$1. P_{\max} \eta = 100\% \text{ Benzină } n = 5250 \text{ r/min } w_{pm} = \frac{n \cdot S}{30}$$

$$w_{pm} = \frac{5250 \cdot 77 \cdot 10^{-3}}{30} = 13,4750 \text{ m/s}$$

$$p_a = 1,01 - 0,00465 \cdot 13,4750^{1,5} = 0,8 \text{ at.}$$

$$p_r = 1 + 0,00465 \cdot w_{pm}^{1,5} = 1,2 \text{ at -presiunea gazelor reziduale.}$$

$$T'_0 = 305 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\gamma_v = \frac{0,77 \cdot 293}{1 \cdot 305 \cdot 7,5} \left[8,5 - \left(\frac{1,2}{0,8} \right)^{\frac{1}{1,288}} \right] = 0,7032$$

$$\gamma = \frac{1,23}{0,77} \cdot \frac{293}{1000} \cdot \frac{1}{0,7032} \cdot \frac{1}{7,5} = 0,066$$

$$T_a = \frac{305 + 0,066 \left(\frac{0,77}{1,23} \right)^{\frac{0,288}{1,288}} \cdot 1000}{1,066} = 340 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$m_c = \frac{\log p_c - \log p_a}{\log 8,5} = \frac{\log 14 - \log 0,8}{\log 8,5} = 1,3374 \quad (5.3.10)$$

exponentul politropic la comprimare

$$x_d = \frac{77}{2} (1 - \cos \alpha) + \frac{77}{8 \cdot 3,325} (1 - \cos 2\alpha) = 0,9775 \text{ mm.}$$

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} \cdot x + v_c = \frac{\pi \cdot 77^2}{4} \cdot 0,9775 + 42000 = 46551,852 \text{ mm}^3 (5.3.11)$$

$$V_c = 42 \text{ cm}^3$$

$$T_d = T_a \left(\frac{p_d}{p_a} \right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = 340 \left(\frac{9,00}{0,8} \right)^{\frac{0,3374}{1,3374}} = 626,13 \text{ } [^\circ\text{K}] (5.3.12)$$

	P_{max} 100% B	P_{max} 100% G	M_{max} 100% B	M_{max} 100% G	C_{min} 100% B	C_{min} 100% G
P_0	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at	1,0056 at
T_0	296 K	296 K	296 K	296 K	296 K	296 K
n	5250 r/min	5250 r/min	3280 r/min	3240 r/min	4200 r/min	4200 r/min
W_{pm}	13,475 m/s	13,475 m/s	8,4187 m/s	8,316 m/s	10,78 m/s	10,78 m/s
T_0'	305 K	395 K	305 K	335 K	305 K	335 K
P_a	0,8 at	0,89 at	0,892 at	0,88 at	0,841 at	0,88 at
T_a	340 K	366 K	336,47 K	350 K	330 K	366 K
P_r	1,2 at	1,106 at	1,1036 at	1,1171 at	1,17 at	1,17 at
T_r	1000 K	900 K	1000 K	900 K	1000 K	900 K
γ	0,066	0,0648	0,051	0,0059	0,059	0,067
$\%$	0,7032	0,76	0,84	0,78	0,8116	0,76
P_c	14 at	13,5 at	13,5 at	13,76 at	15 at	15 at
M_c	1,3374	1,3	1,27	1,3	1,3463	1,3463
T_d [K]	626/625	680	536,4/524,7	630	653/681	700
P_d	9 at	10,75 at	10 at	11,25 at	12 at	11 at
ϵ	0,16 %		2,18 %		4 %	

5.3.1. Fazele arderii

În fig.5.9 ÷ 5,27 sînt prezentate diagramele indicate pentru sarcini de 100 % și 50 %, la regimurile de putere maximă, consum specific minim și moment maxim, pentru care s-au trasat diagrame de variație α_i , α_p , $\alpha_f = f(n)$ și $p'_m = f(n)$, fig.5,28 și 5,29, totodată rezultatele prelucrării la sarcina de 100%, pentru cele trei regimuri caracteristice, sînt trecute în tabelul 5.3.1.

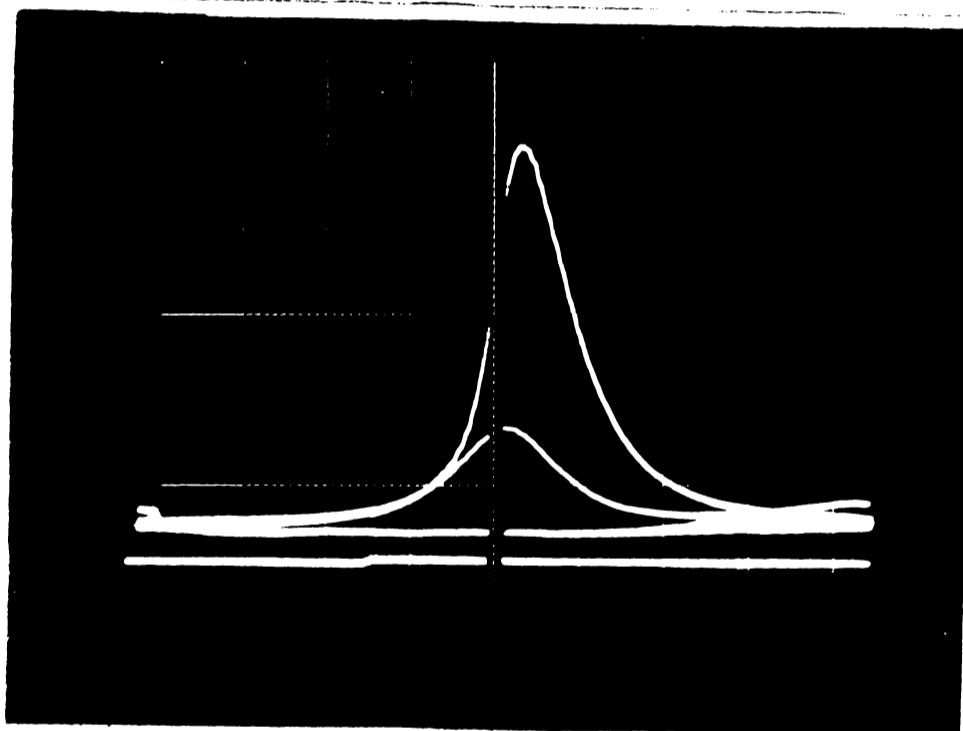


Fig. 5.9.

Din analiza diagramei din fig. 5.28 și 5.29 rezultă:

- α_i , faza inițială a arderii, are o tendință de creștere odată cu creșterea turației, determinată de intensificarea turbulenței, ceea ce are ca efect întârzierea apariției nucleului de flacără;
- pentru toate regimurile valorile lui α_i la funcționarea cu gaze petroliere lichefiate sînt mai mari decît în cazul funcționării pe benzină ca urmare a influenței gradului de omogenitate mai ridicat al amestecului aer-gaz față de benzină.

- α_p , faza principală a arderii, variația sa în funcție de turație este normală, respectiv crește odată cu scăderea turației, datorită scăderii turbulenței.
- valorile lui α_p , pentru benzină, sînt mai mari decît pentru gaze petroliere lichefiate, din cauza omogenității mai mari a amestecului aer-gaz, totodată valorile turațiilor pentru regimuri similare sînt ceva mai mici la funcționarea pe benzină decît la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.
- α_f , faza finală a arderii, crește relativ puțin cu creșterea turației, tendință justificată de creșterea cantității de combustibil care arde în timpul destinderii;
- valorile fazei finale sînt mai mari pentru amestecurile aer-gaze petroliere lichefiate decît în cazul benzinei, datorită vitezei de reacție mai mici ale amestecurilor de aer-benzină.
- p'_{max} , viteza maximă de creștere a presiunii de ardere, la sarcină plină, variază relativ puțin în funcție de turație, din cauza valorilor lui λ care se mențin aproape constante, ca urmare a creșterii valorilor coeficientului excesului de aer pentru regimul de consum minim, rezultă o scădere lentă către turația corespunzătoare consumului minim.
- în general, valorile lui p'_{max} , pentru regimuri similare au valori mai mari în cazul alimentării cu gaze petroliere lichefiate în comparație cu cea pe benzină, din cauza avansului la aprindere mai mare.
- p'_m , viteza medie de creștere a presiunii de ardere, are o alură de variație similară cu cea a lui p'_{max} .

Fig.5.10

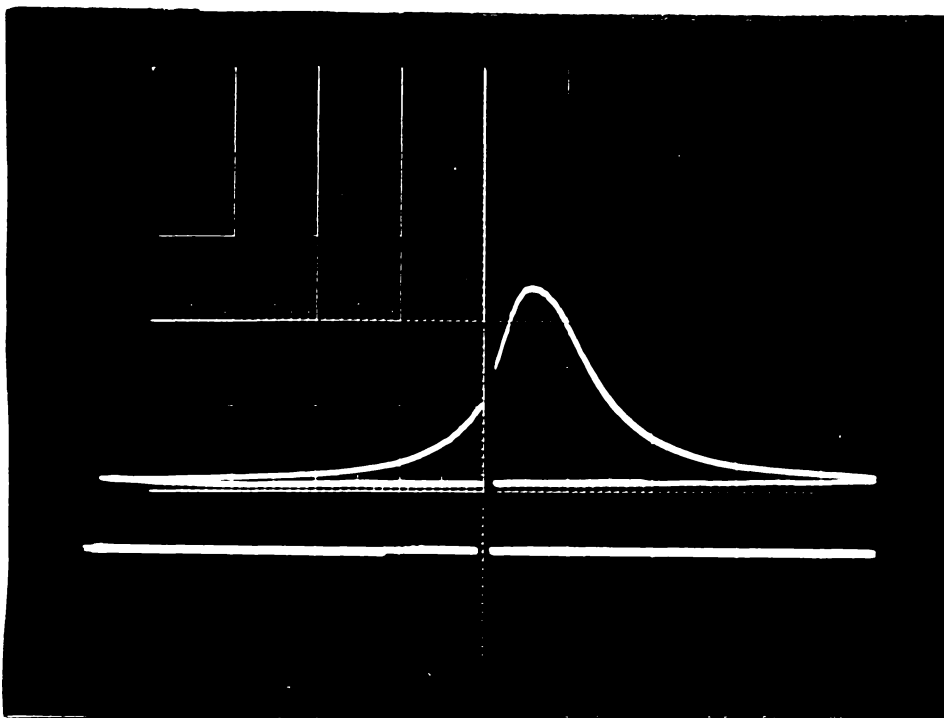
B. $\lambda = 100\%$, P_{\max} 

Fig.5.11

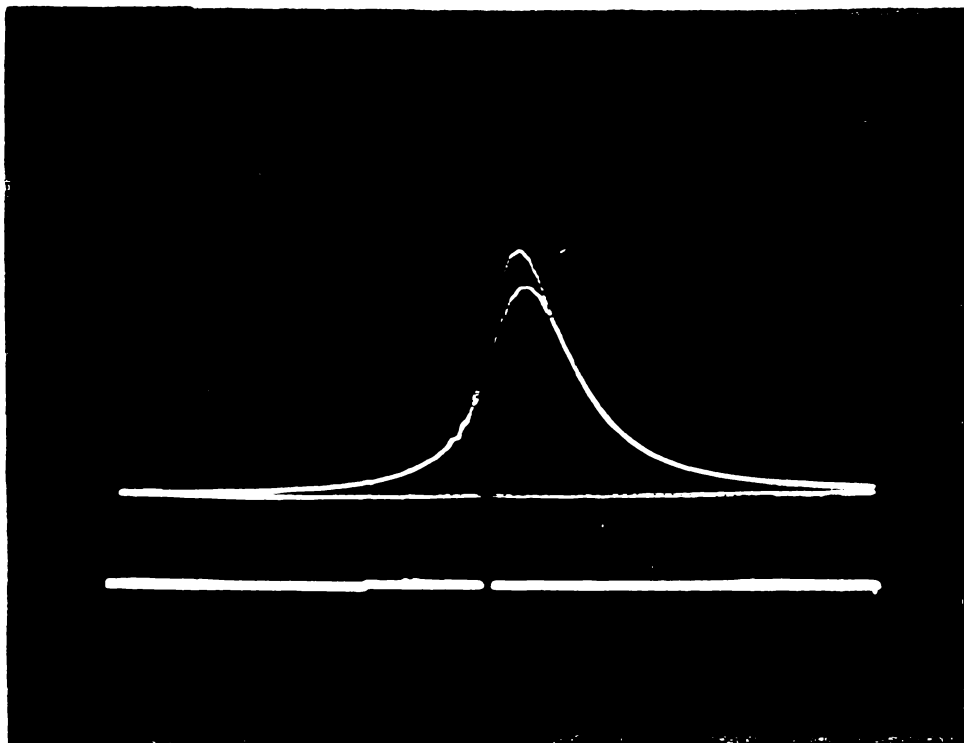
G. $\lambda = 100\%$ P_{\max} 

Fig.5.12

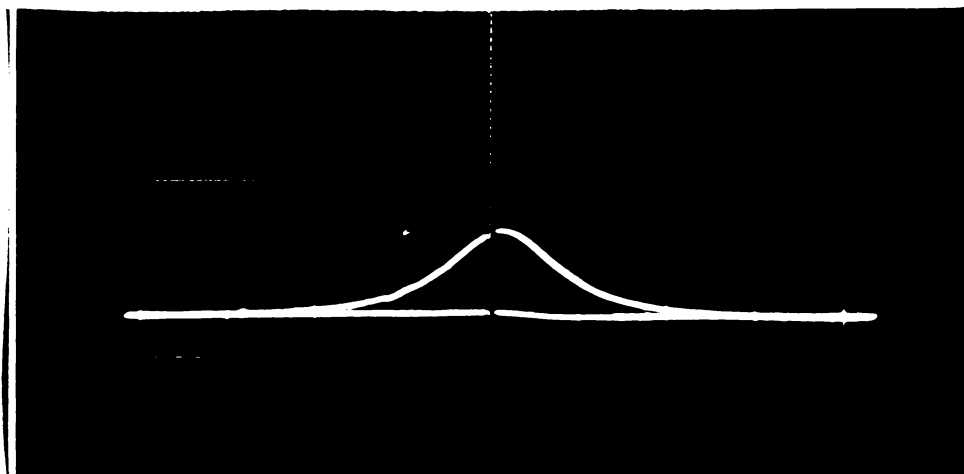
Diagrama de
comprimare $\lambda = 100\%$ P_{\max} 

Fig.5.13

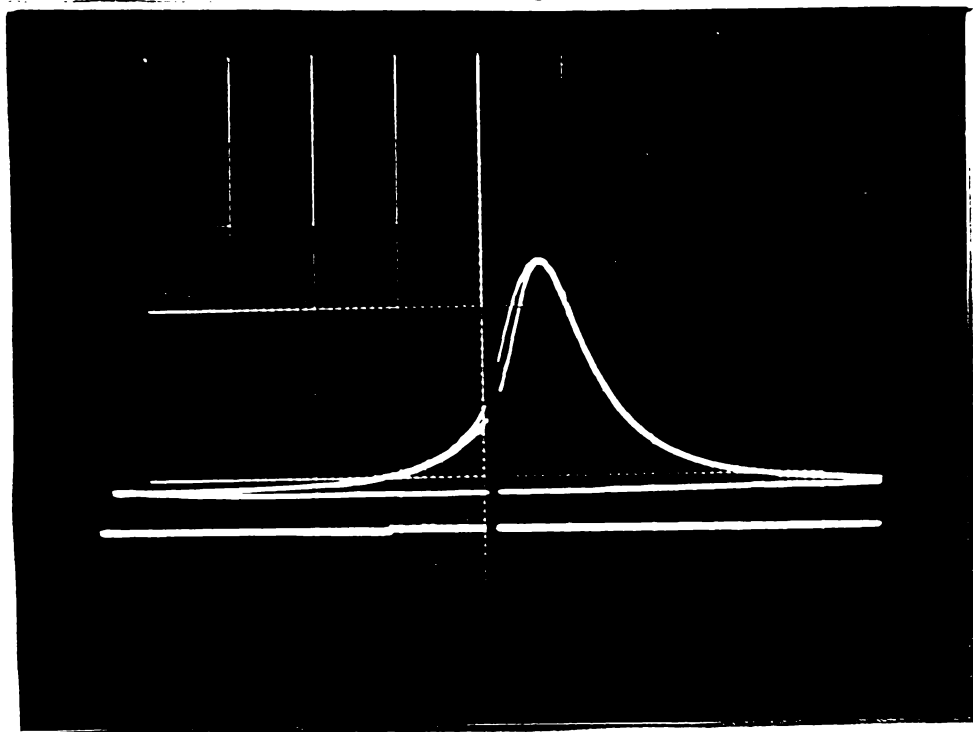
B. $\mathcal{H} = 100\%$ • M_{\max} 

Fig.5.14

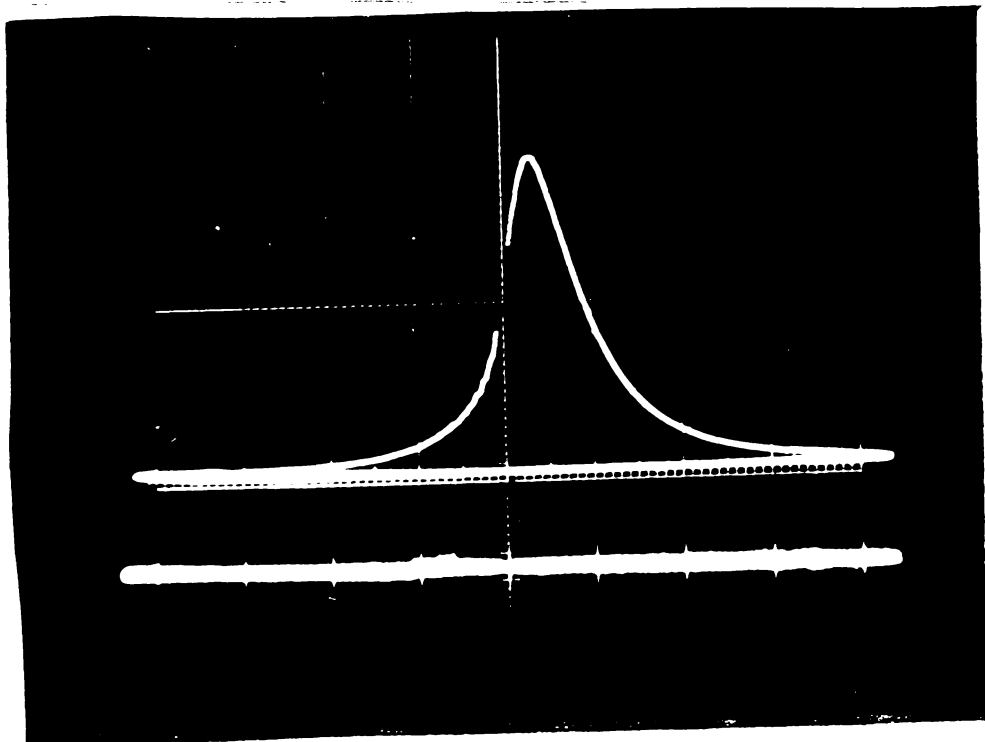
G. $\mathcal{H} = 100\%$ • M_m 

Fig. 5.15

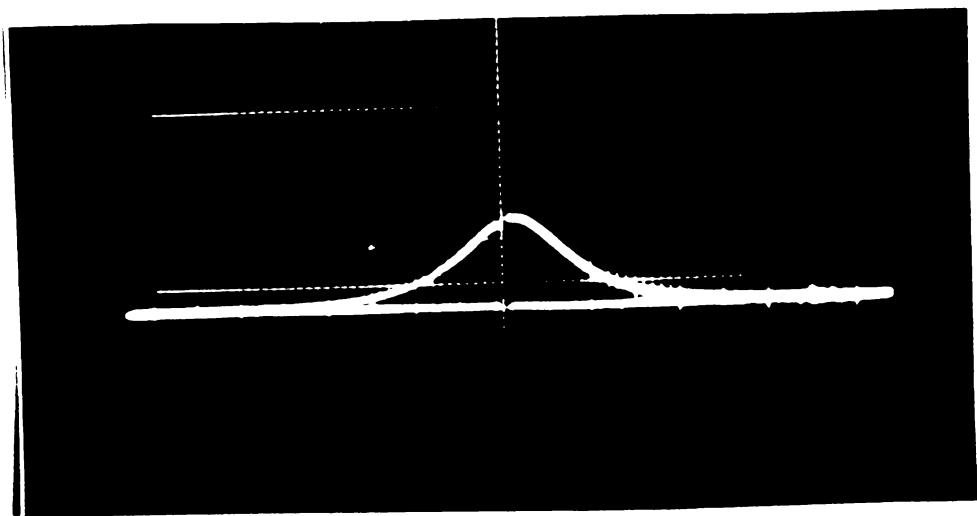
Diagrama de
comprimare $\mathcal{H} = 100\%$ M_{\max} 

Fig.5.16

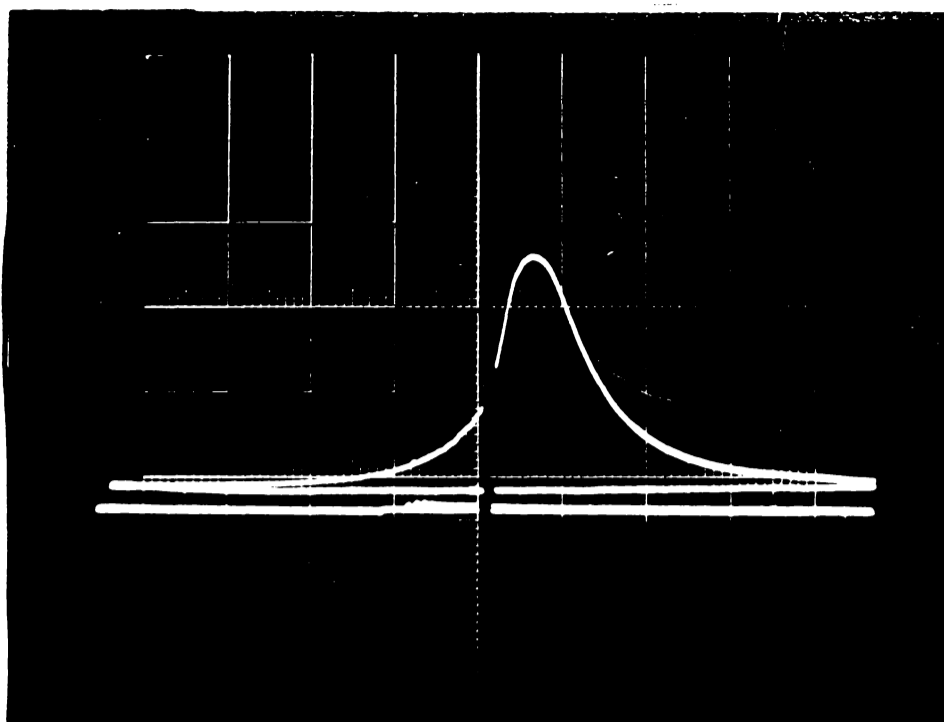
B. $\mathcal{X} = 100\%$ C_{mi} 

Fig.5.17

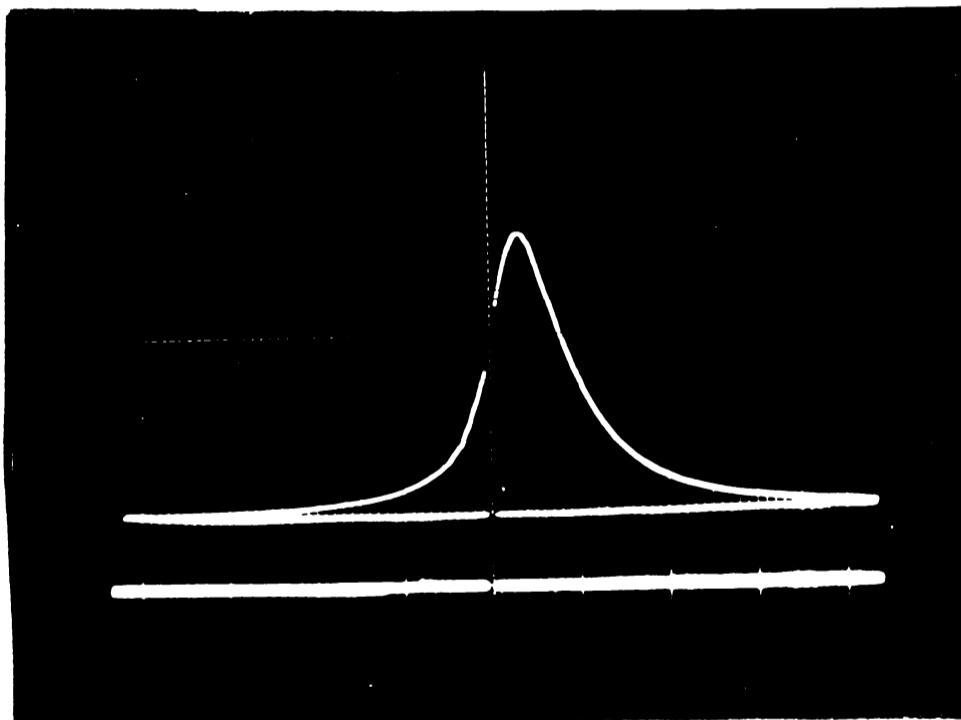
G. $\mathcal{X} = 100\%$ C_{min} 

Fig.5.18

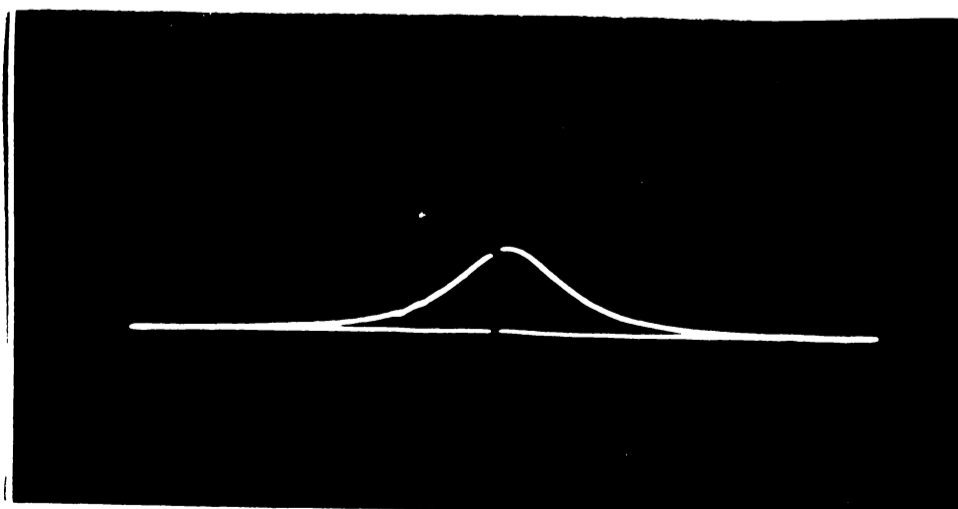
Diagrama de
comprimare $\mathcal{X} = 100\%$ C_{mil} 

Fig.5.19

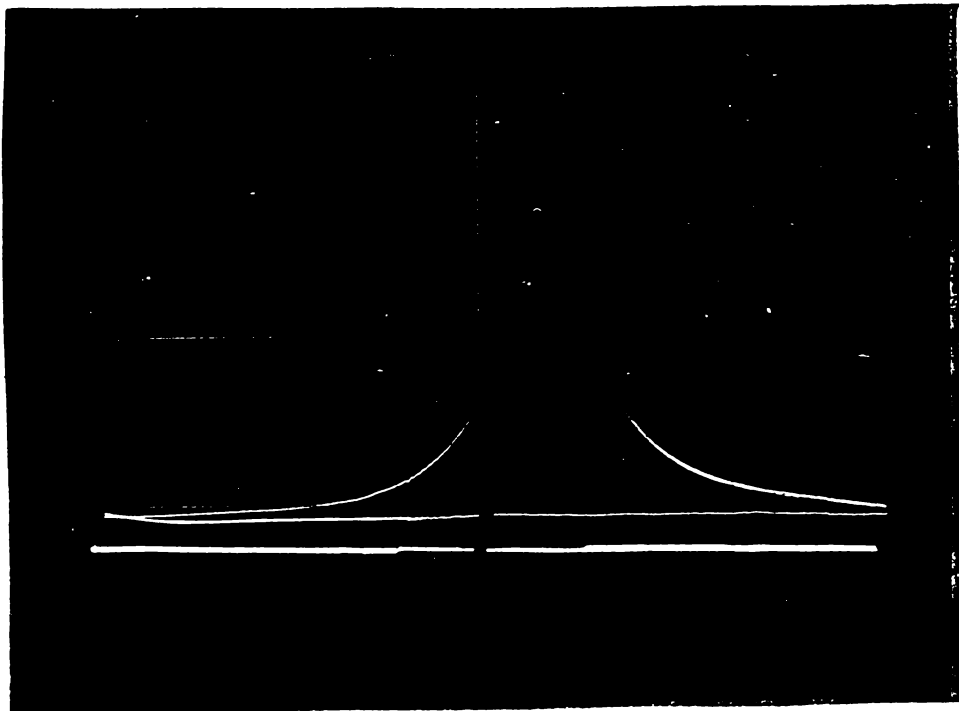
B. $\chi = 50\%$ P_{\max} 

Fig.5.20

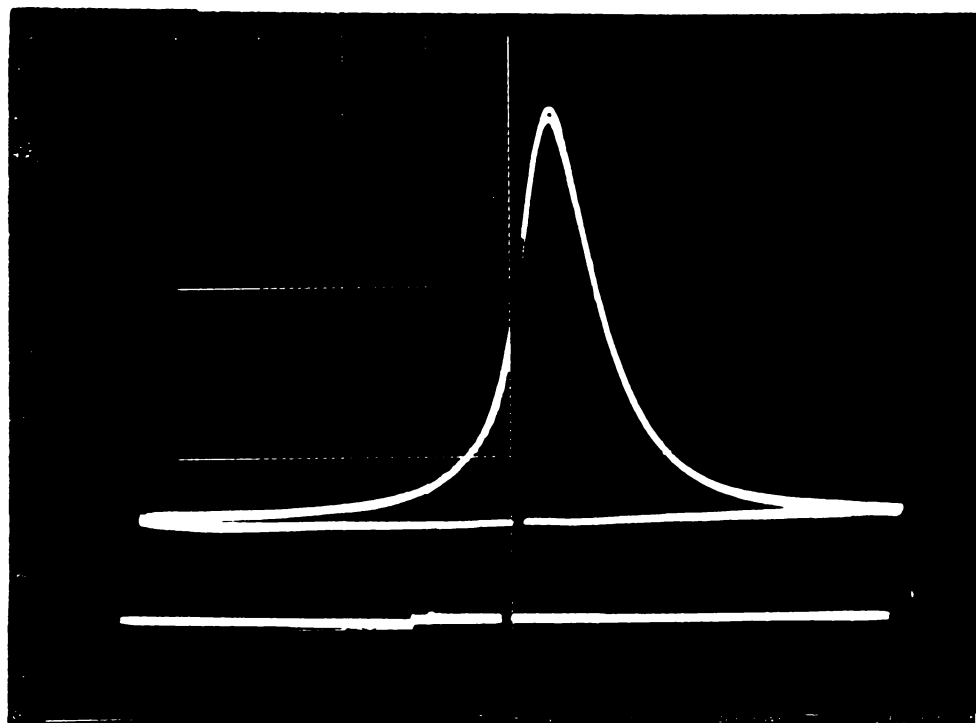
G. $\chi = 50\%$ P_{\max} 

Fig.5.21

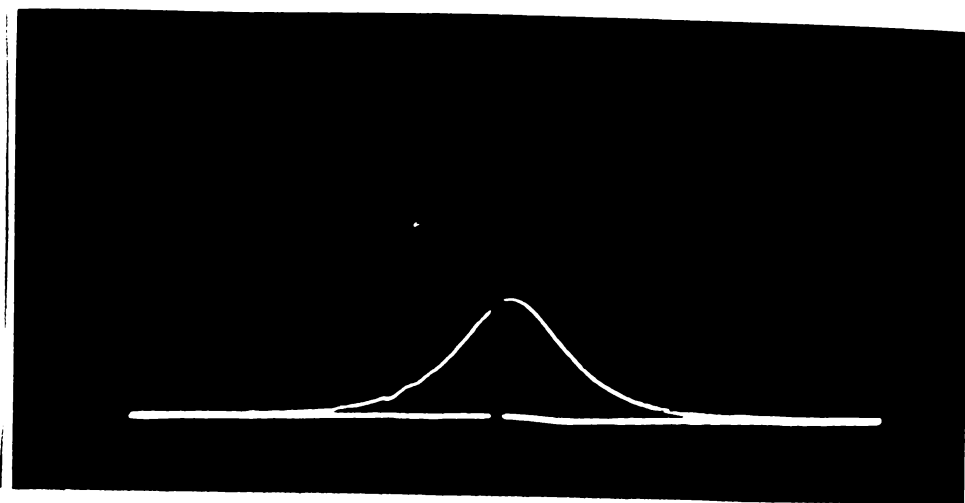
Diagrama de
comprimare $\chi = 50\% P_{\max}$ 

Fig. 9.22

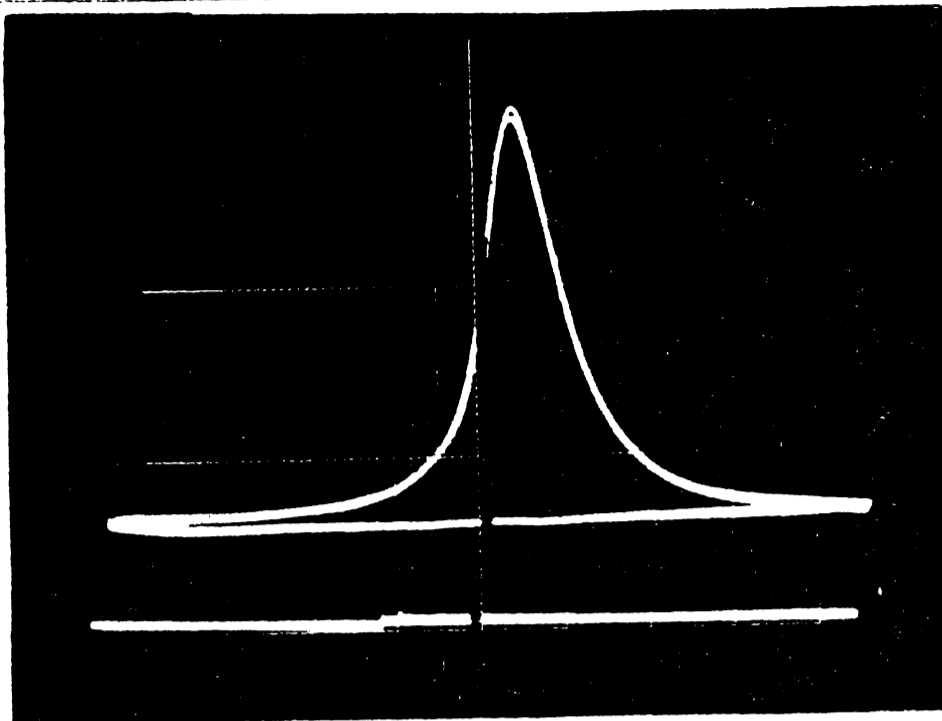
B. $\chi = 50\%$ M_{\max} 

Fig. 5.23

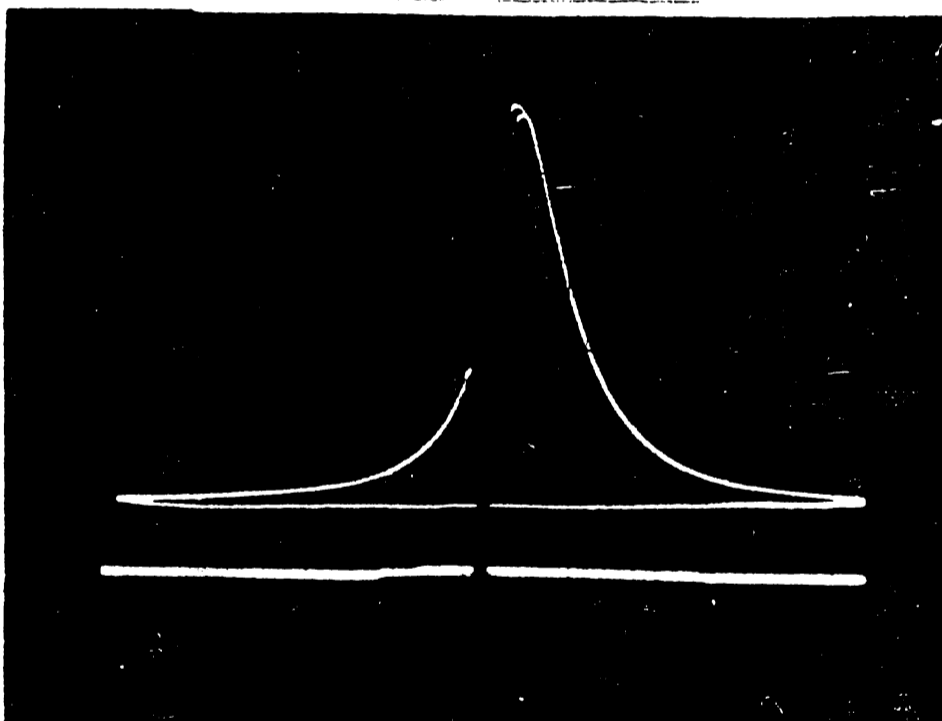
G. $\chi = 50\%$ M_{\max} 

Fig. 5.24

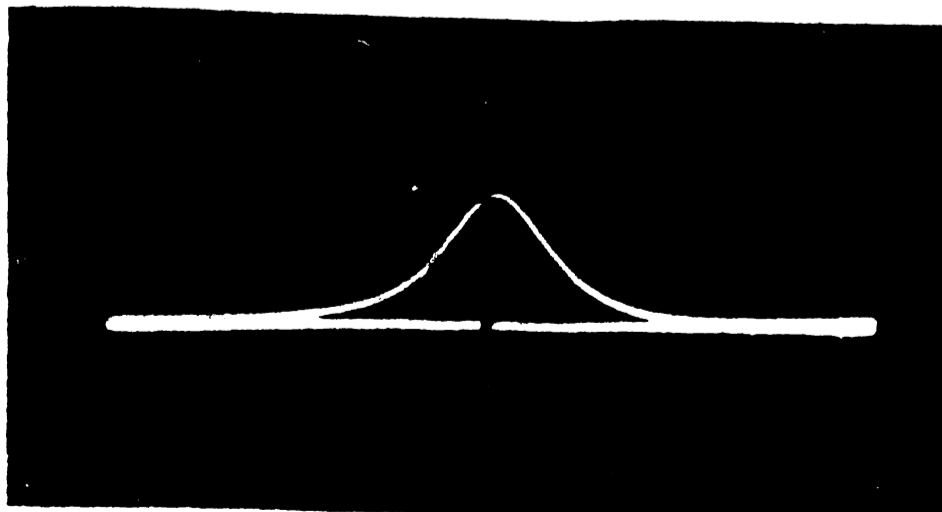
Diagrama de
comprimare $\chi = 50\%$ M_{\max} 

Fig.5.25

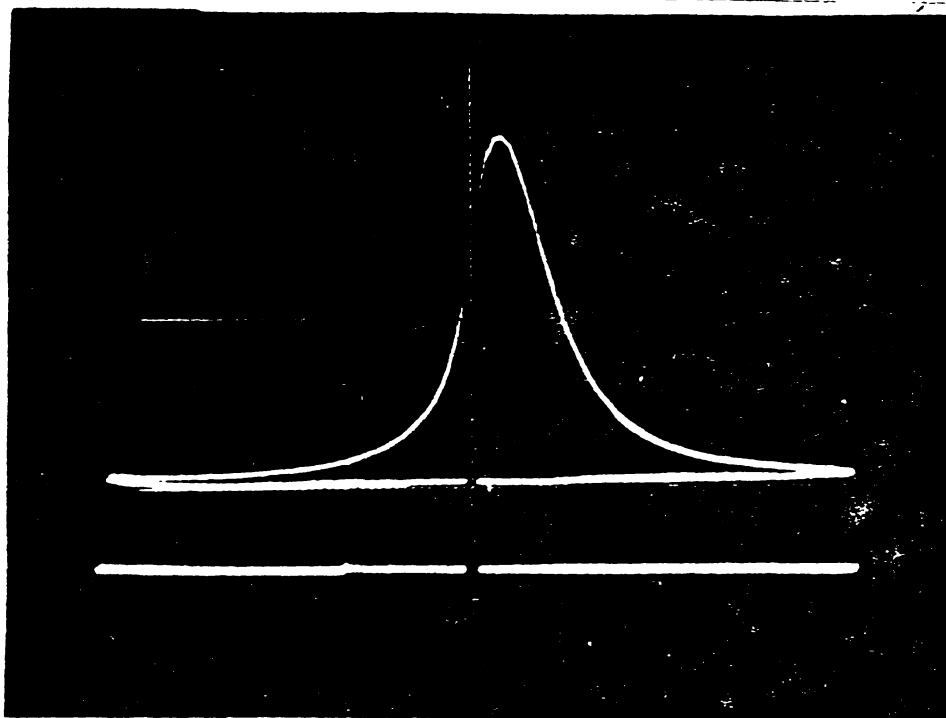
B. $\lambda = 50\%$ C_{\min} 

Fig.5.26

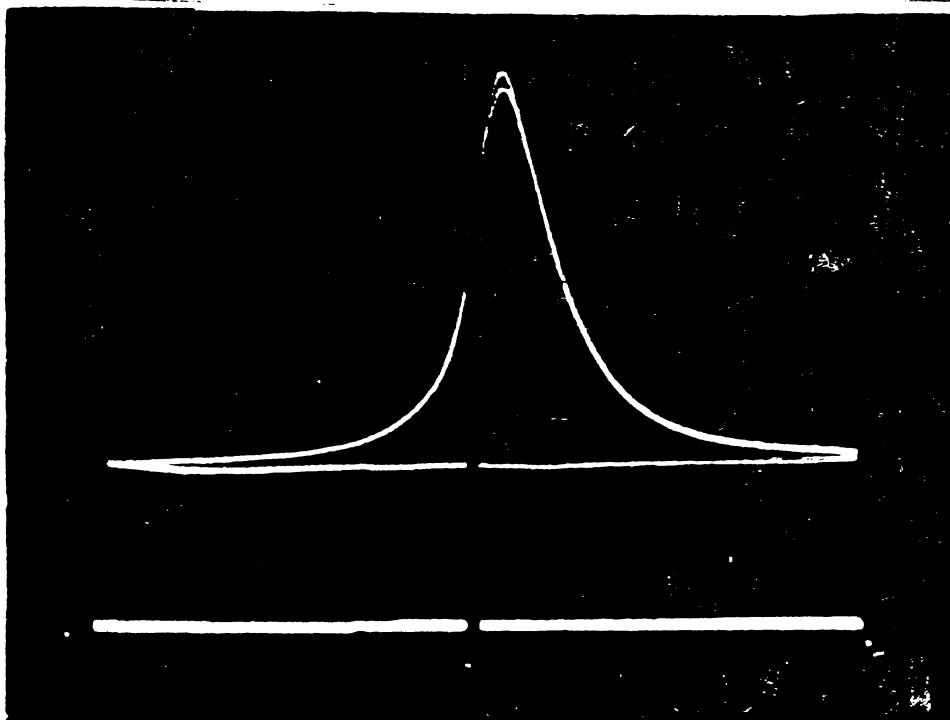
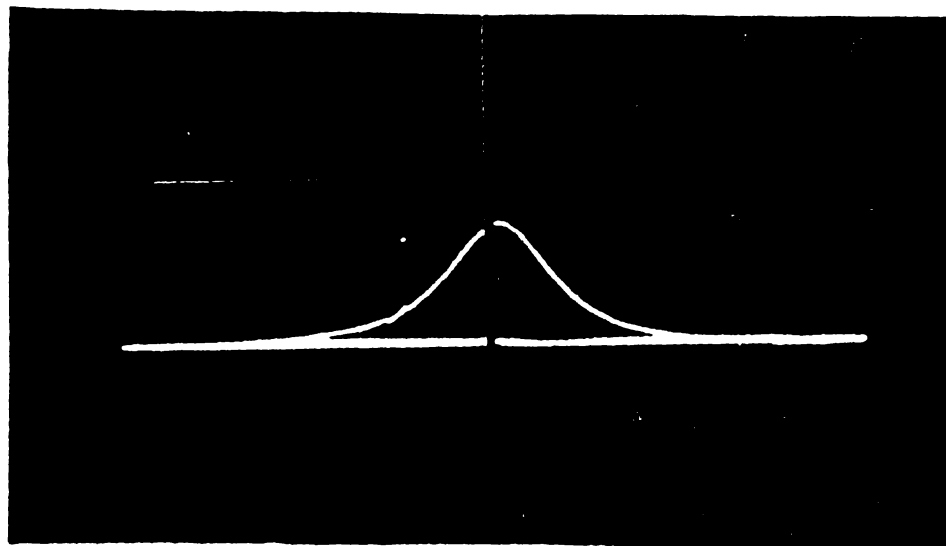
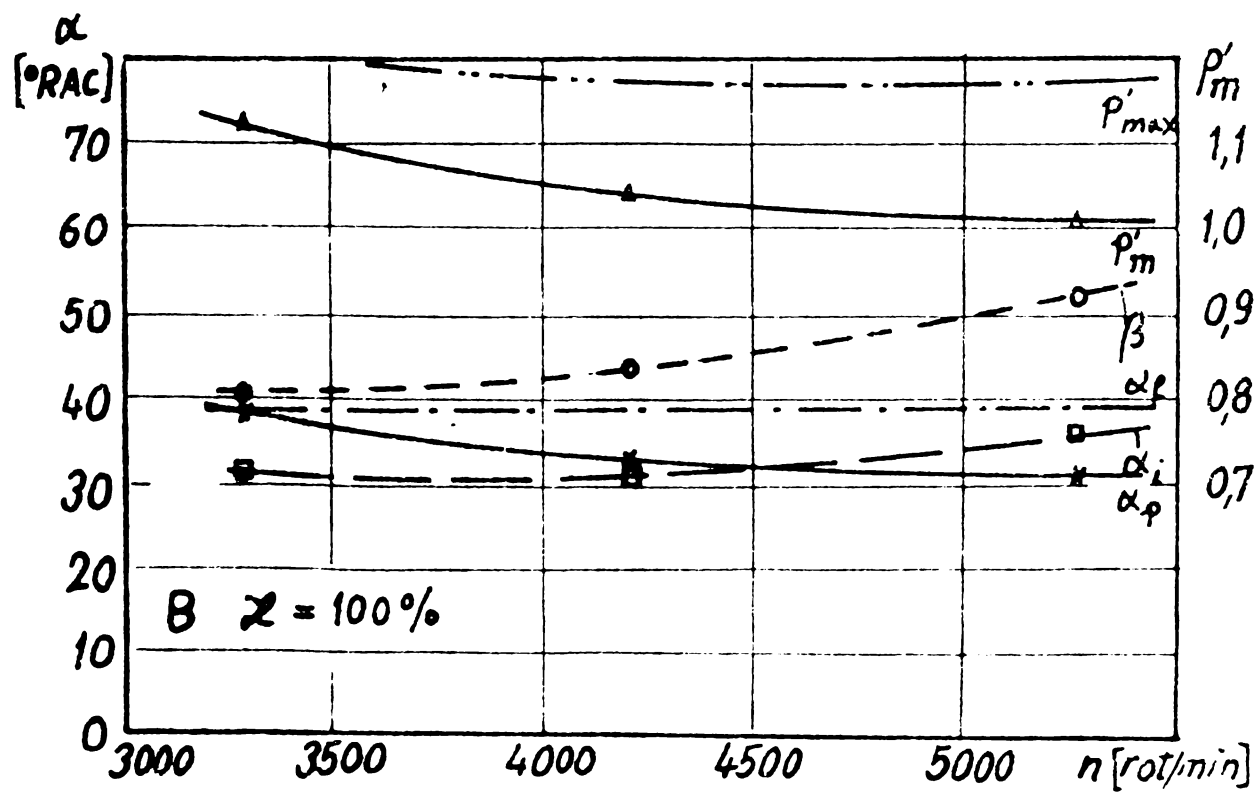
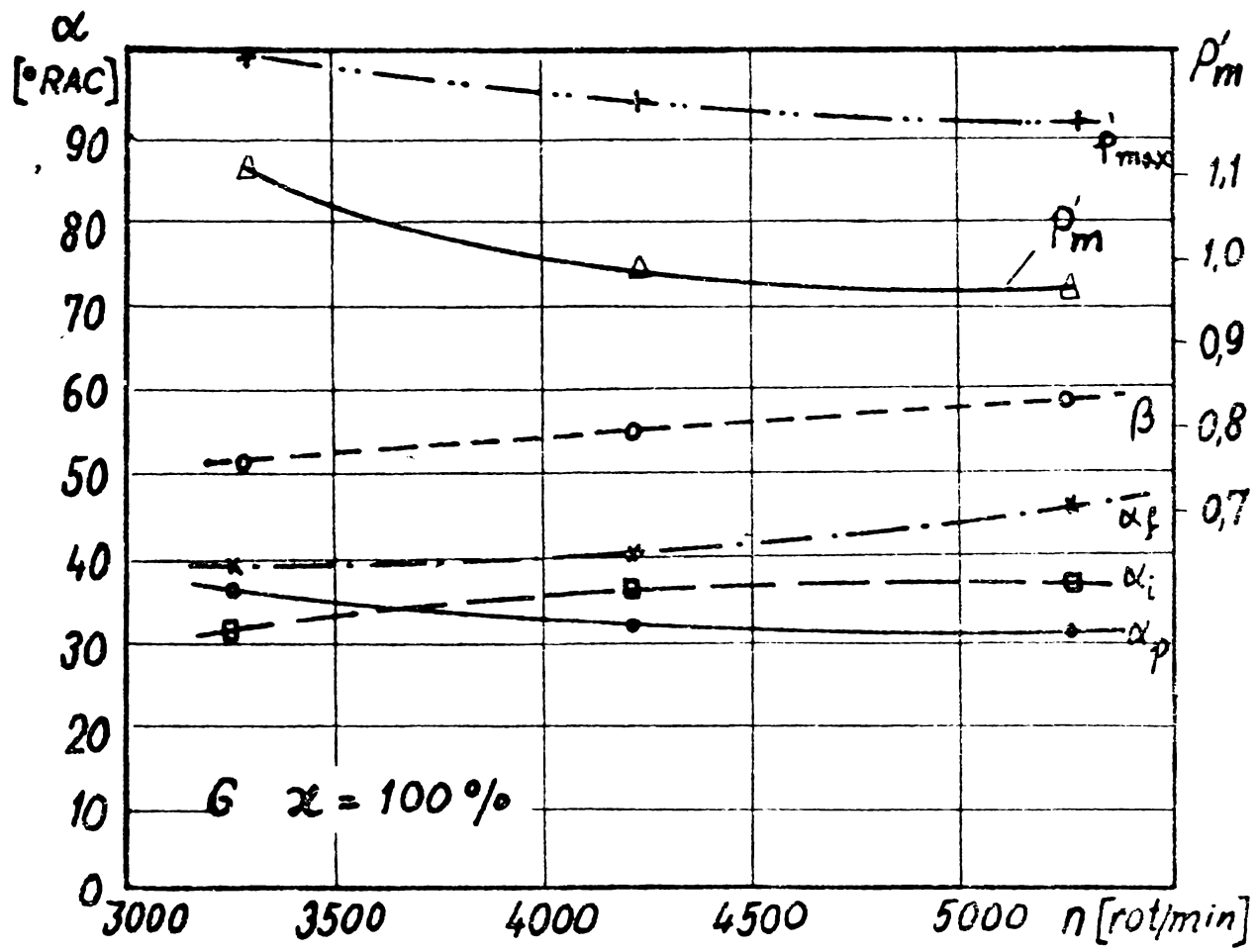
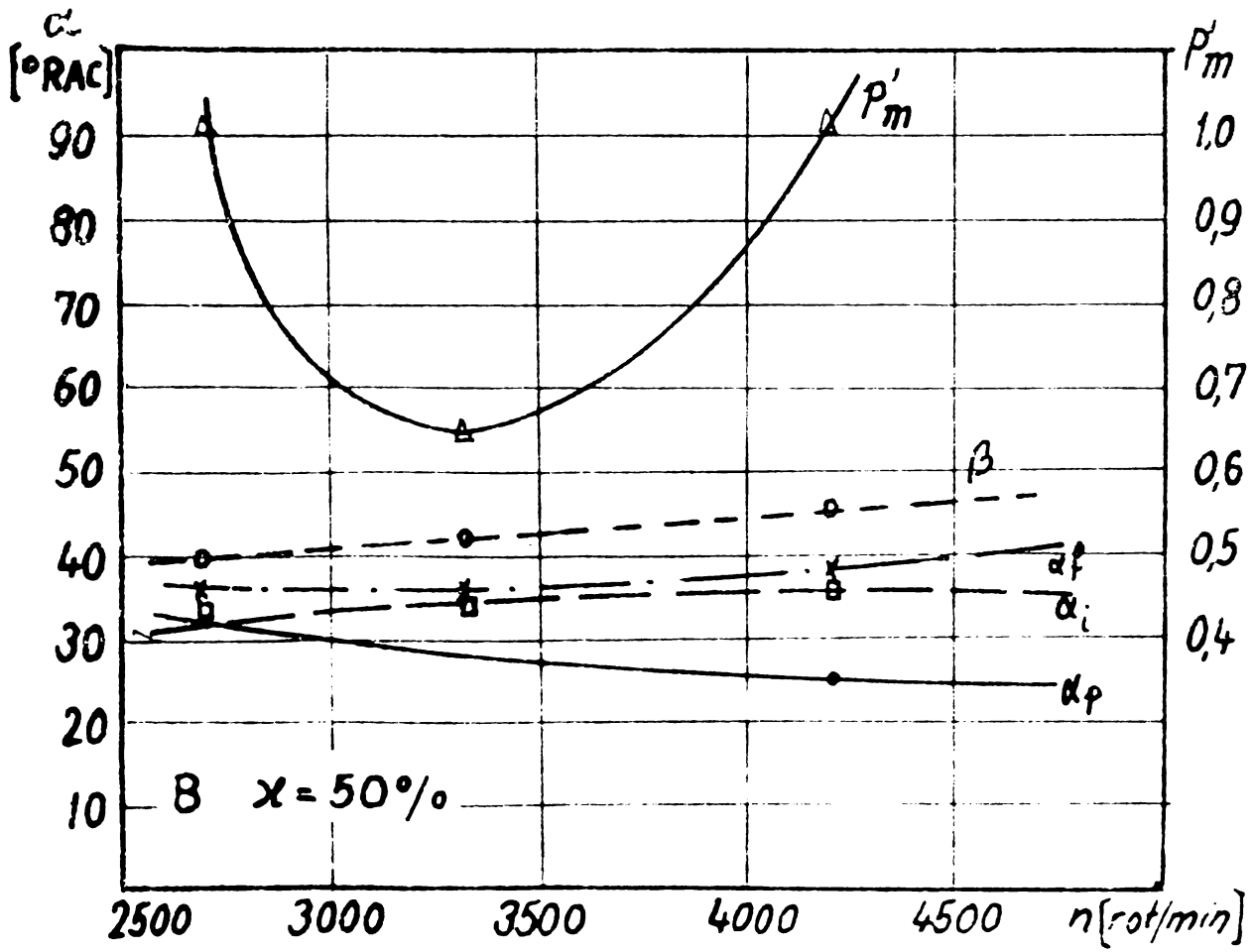
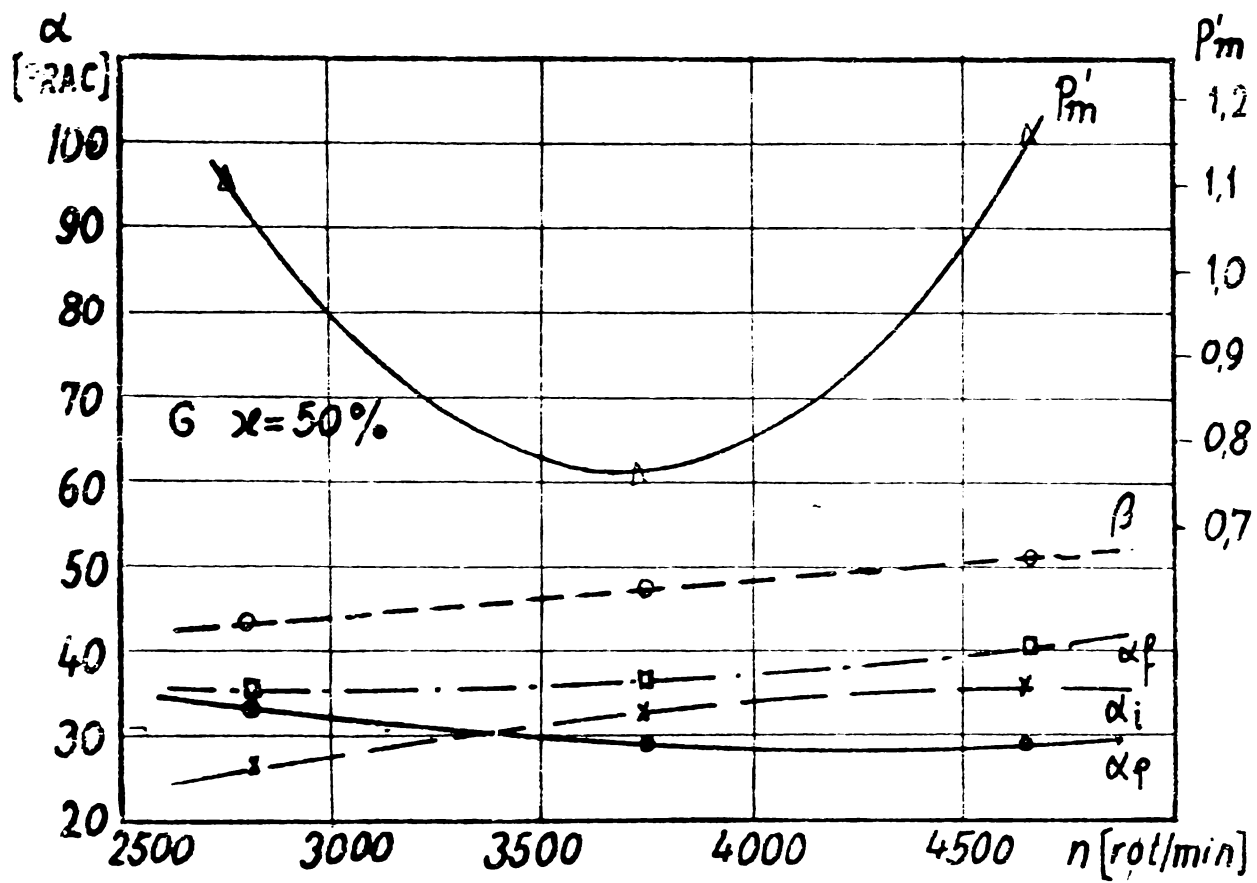
G. $\lambda = 50\%$ C_{\min} 

Fig.5.27

Diagrama de
comprimare $\lambda = 50\%$ C_{\min} 

Nr. crt.	Factori de stare						Factori functionali						Natura comb.	Arderea						Obs.
	P ₀ '	t _b	P ₀	φ	t _{aer}	P _u	t _u	t _{apā}	η	β	tip	α _i		α _p	α _f	P' _m	P' _{max}			
	torr	°C	torr	%	°C	$\frac{daN}{cm^2}$	°C	°C	$\frac{r}{s}$	°RAC	—	°RAC	°RAC	°RAC	$\frac{daN}{cm^2 \cdot gr}$	$\frac{daN}{cm^2 \cdot gr}$				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19		
1	753,8	23	758	66	32,25	3 ÷ 4	90,6	83,5	87,6	60		P _{max}	36,2	31,39	44,3	0,964	1,182			
2	753,8	23	758	66	35	3 ÷ 4	90	86,7	70	58		C _{min}	34,64	31,84	41,8	1,077	1,18			
3	753,8	23	758	66	35,75	3 ÷ 4	88	89	54	52		M _{max}	33,56	33,43	39,1	1,119	1,253			
1	750,2	23	753,2	75	28	3 ÷ 4	86	78,5	86,7	52	Benzi ⁿ COR98	P _{max}	34,055	32,23	39,3	0,893	1,114			
2	750,2	23	753,2	75	30	3 ÷ 4	87,7	83,3	70	47	Benzi ⁿ COR98	C _{min}	33,26	34,44	38,5	0,913	1,015			
3	750,2	23	753,2	75	33	3 ÷ 4	88	87,2	46,7	40	Benzi ⁿ COR98	M _{max}	32,72	38,94	38,2	0,918	1,185			





5.4. Dispersia ciclică

Dispersia ciclică este ireproductibilitatea fazelor arderii din ciclurile succesive ale unui motor cu ardere internă.

Pentru determinarea gradului de dispersie ciclică s-a folosit metoda suprapunerii ciclurilor succesive fig.5.30 și metoda înregistrării barelor de presiune maximă a ciclurilor fig.5.31 - 5.42, fotografiate pe ecranul osciloscopului cu timpul de expunere de o secundă.

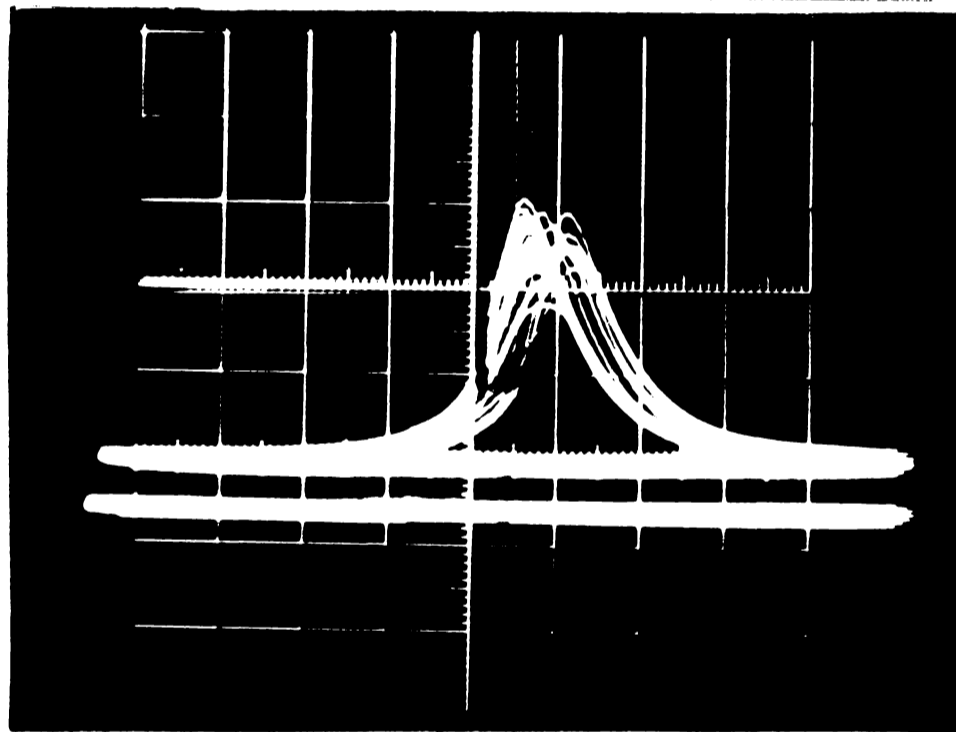


Fig.5.30

Stabilirea dispersiei ciclice se bazează pe măsurarea și determinarea următoarelor mărimi:

p_{yi} - presiunea maximă de ardere a unui ciclu din i cicluri succesive

p_{ym} - presiunea maximă medie

p - abaterea de la valoarea medie: $p_{yi} = p_{yi} - p_{ym}$ (5.41)

p_{ym} - abaterea medie: $p_{ym} = \frac{\sum_i \Delta p_{yi}}{i}$ (5.42)

- gradul de dispersie: $\delta = \frac{\Delta p_{ym}}{p_{ym}}$ (5.43)

Valoarea presiunii maxime medii s-a admis media aritmetică a presiunilor maxime.

Natura fenomenului de dispersie ciclică și factorii care îl influențează este tratată în lucrarea [5].

Tinând seamă de influența mare pe care o are dozajul asupra dispersiei ciclice, rezultatele experimentale au fost cuprinse în diagrama $\delta = f(\lambda)$ fig.5.31, din care rezultă:

- Valoarea medie a gradului de dispersie ciclică pentru funcționarea pe gaze lichefiate $\delta_{mG} = 0,0645$ este aproape de două ori mai mică decât la funcționarea pe benzină, la care $\delta_{mB} = 0,1116$.

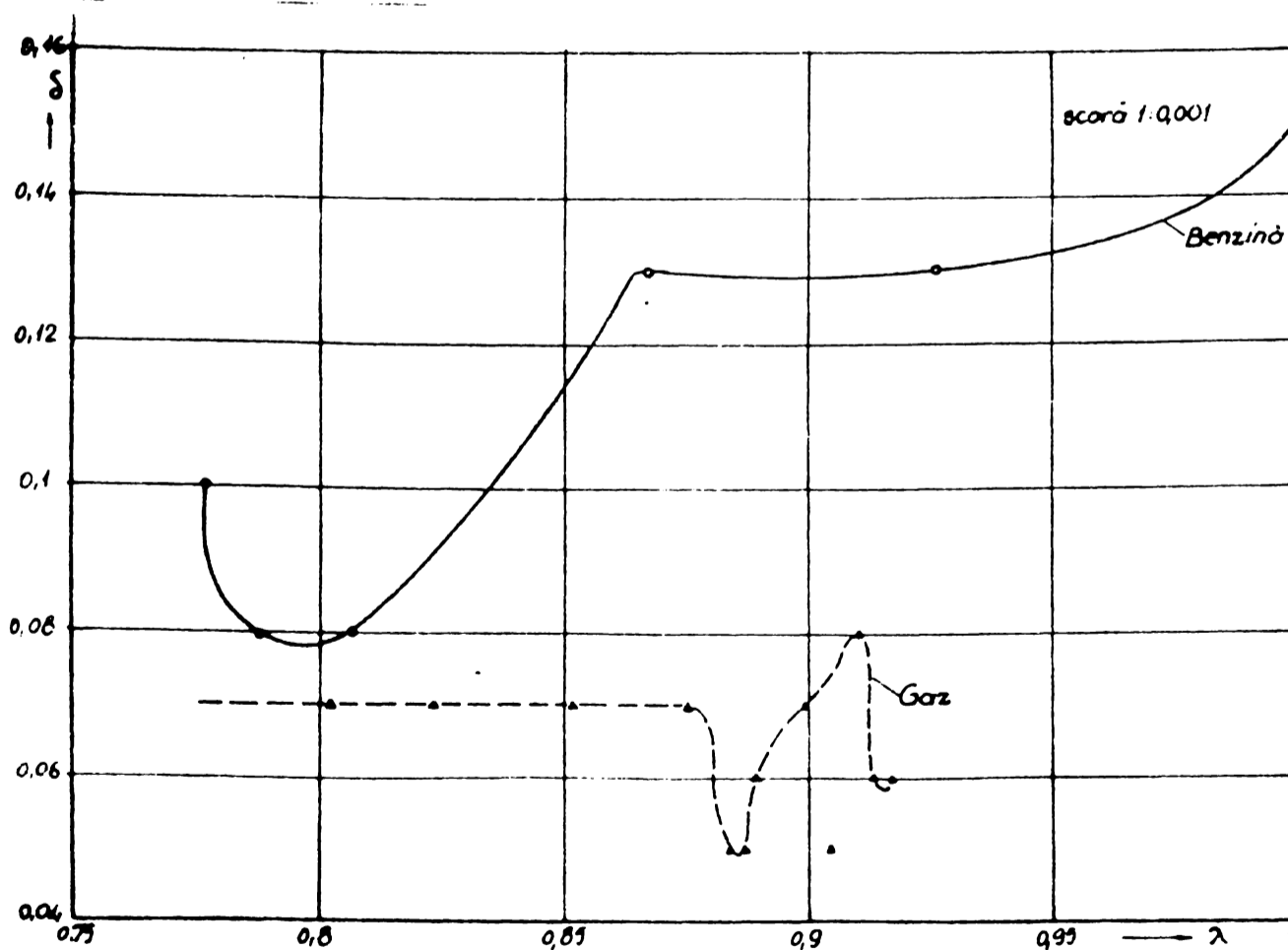


Fig. 5.31.

Gradul de dispersie ciclică mult mai mic la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este rezultatul omogenității mult mai mari față de cea din cazul funcționării pe benzină.

- Variația mare a omogenității amestecului explică și diferența mare, la funcționarea pe benzină, dintre valoarea maximă $\delta_{mB} = 0,15$ și valoarea minimă $\delta_{minB} = 0,08$, mai mare decât în cazul funcționării pe gaze petroliere lichefiate, pentru care $\delta_{maxG} = 0,08$, iar $\delta_{minG} = 0,05$.
- În funcție de coeficientul excesului de aer, la funcționarea pe benzină gradul de dispersie ciclică minim se obține pentru $\lambda \approx 0,98$, în timp ce la funcționarea pe gaze lichefiate valoarea sa minimă corespunde pentru $\lambda \approx 0,885$, adică pentru un amestec mai **bog**.

În concluzie se poate aprecia că arderea este mai stabilă pentru funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.

Regimul $\alpha = 100\%$ M_{max}

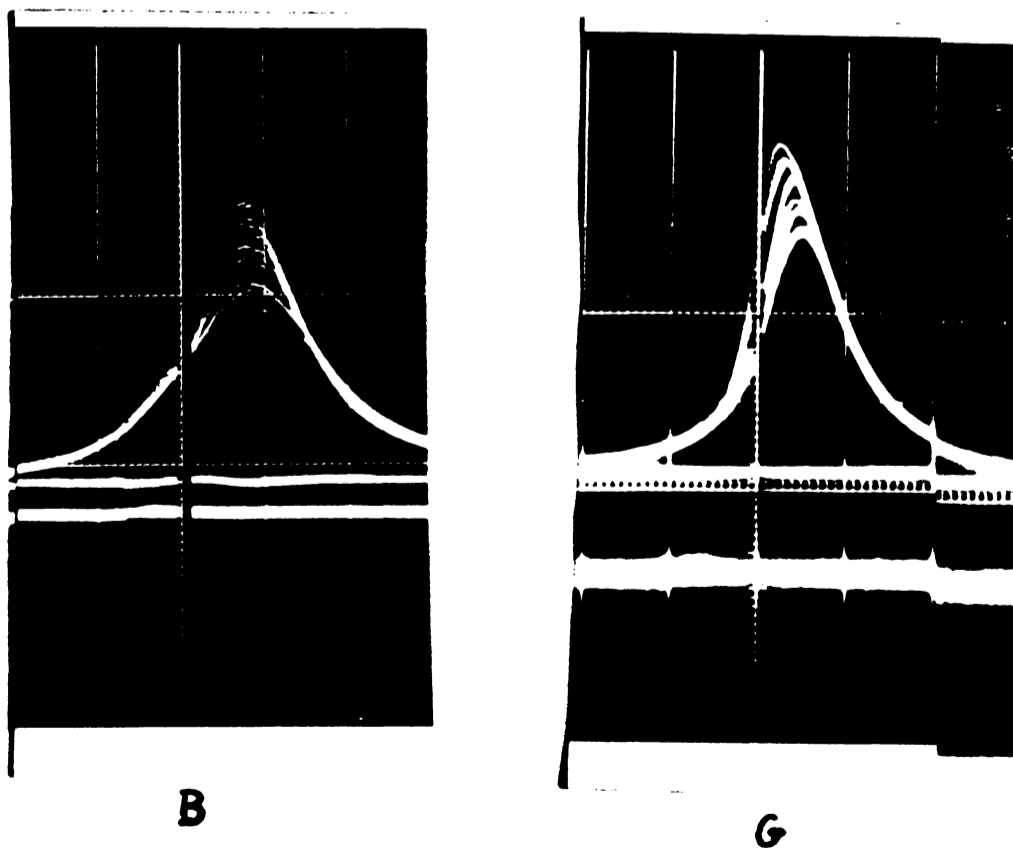


Fig 5.31 A

Fig.5.32

$$B. \chi = 100\% P_{\max}$$

$$P_{ym} = 26 \text{ mm}$$

$$P_y = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,08$$

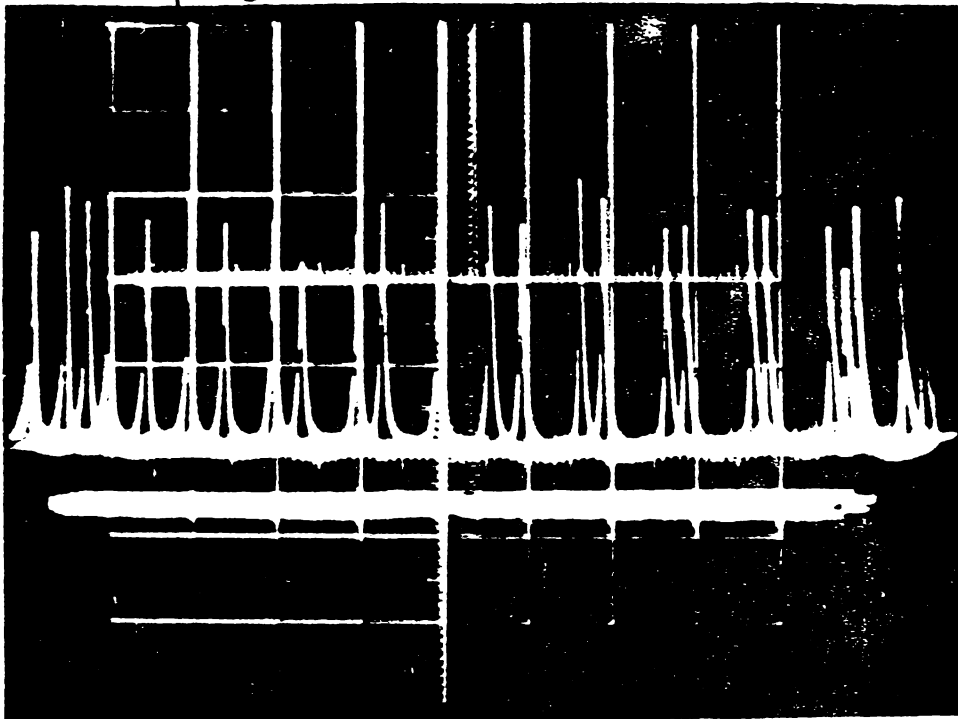


Fig.5.33

$$B. \chi = 100\% \epsilon_{\min}$$

$$P_{ym} = 26 \text{ mm}$$

$$P_y = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,08$$

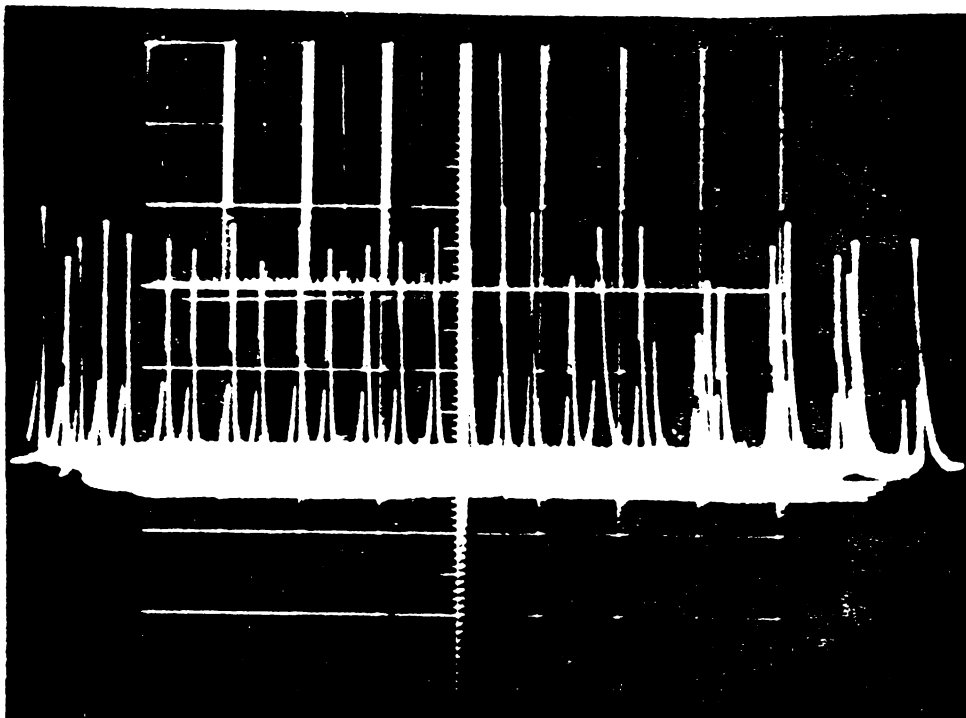


Fig.5.34

$$B. \chi = 100\% M_{\max}$$

$$P_{ym} = 27 \text{ mm}$$

$$P_y = 3 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,1$$

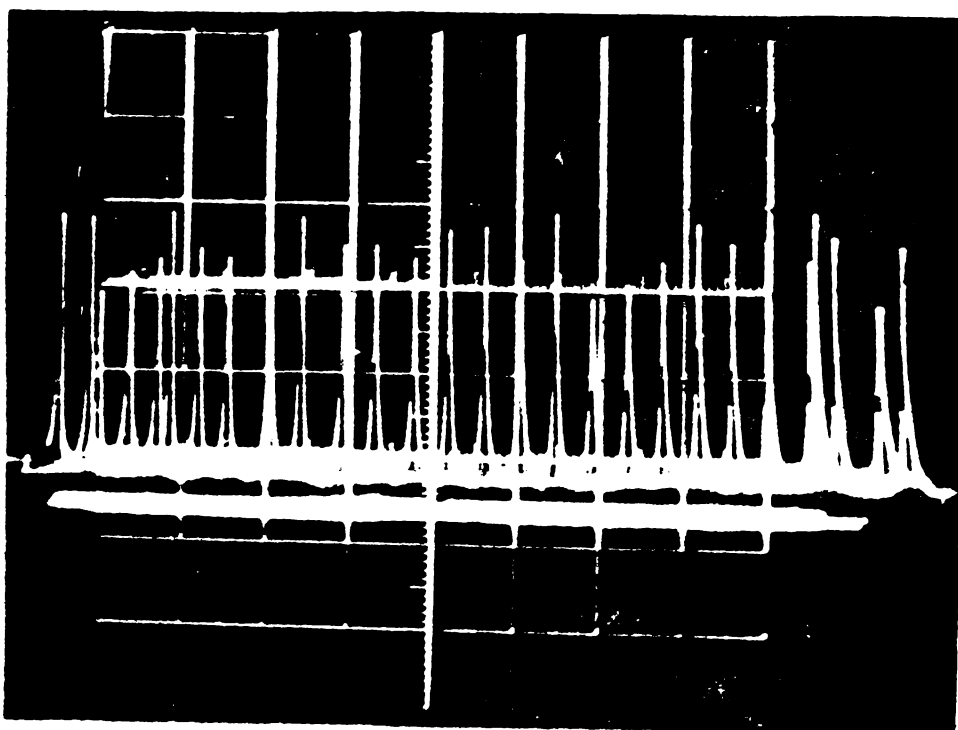


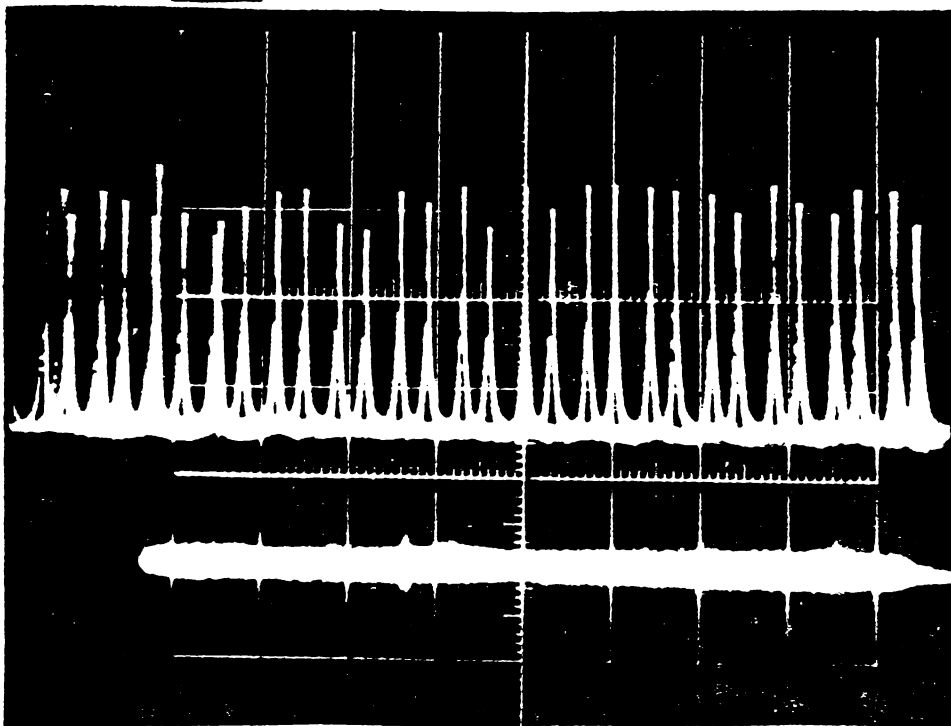
Fig.5.35. G. $\lambda=100\%$

$$P_{\max}$$

$$p_{ym} = 28 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,06$$

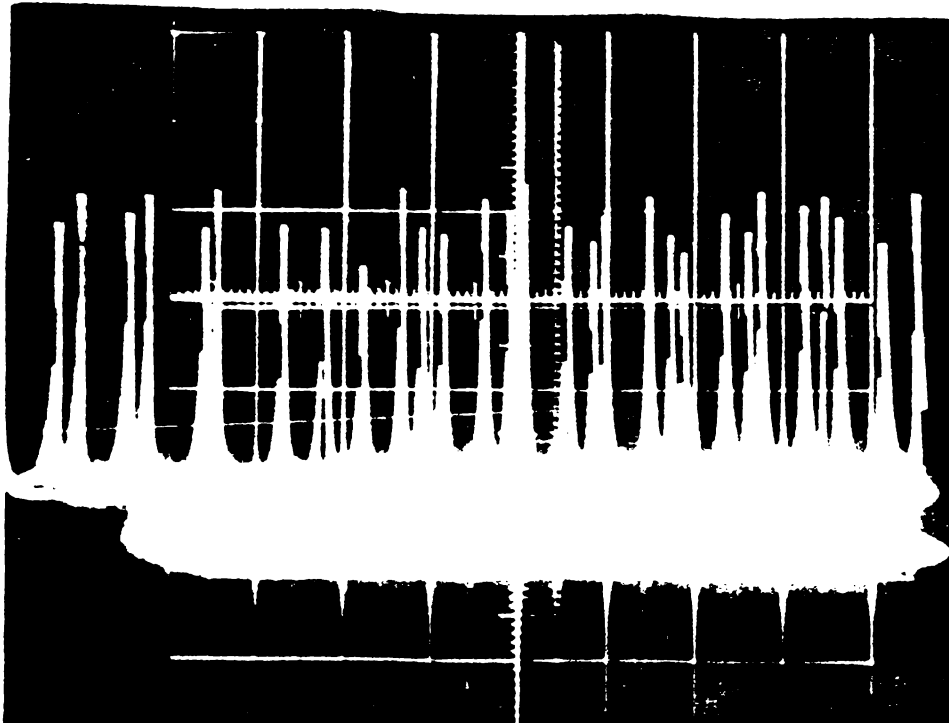
Fig.5.36. G. $\lambda=100\%$

$$\epsilon_{\min}$$

$$p_{ym} = 34 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,06$$

Fig.5.37. G. $\lambda=100\%$

$$M_{\max}$$

$$p_{ym} = 33 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,06$$

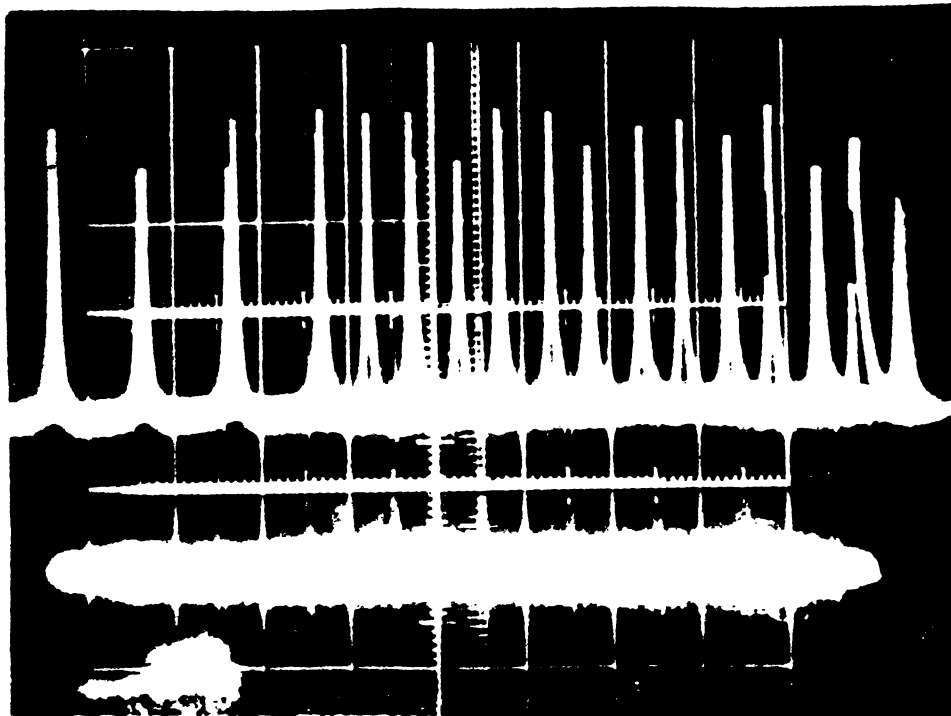
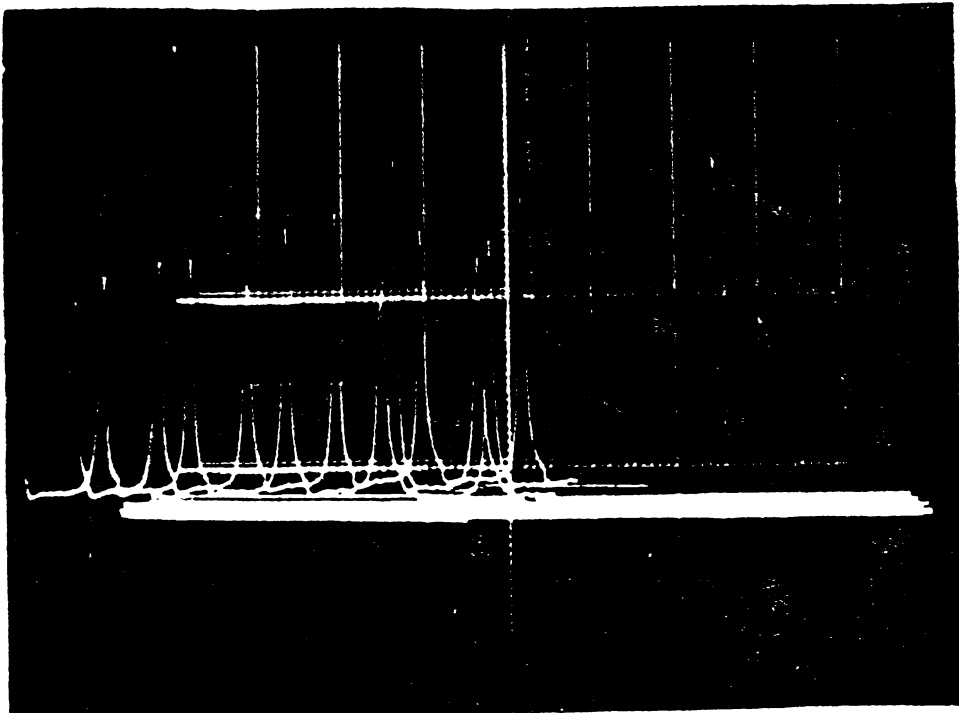


Fig.5.38. B. $\lambda = 50\%$ P_{\max}

$$P_{ym} = 29 \text{ mm}$$

$$P_{ym} = 4 \text{ mm}$$

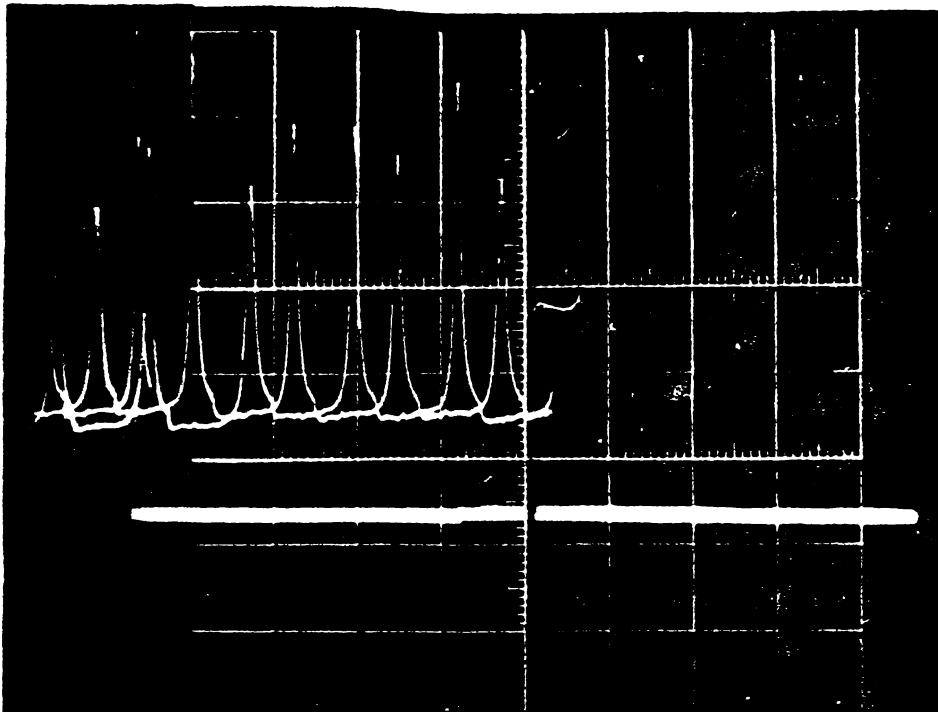
$$\delta = 0,13$$

Fig.5.39 B. $\lambda = 50\%$ e_{\min}

$$P_{ym} = 32 \text{ mm}$$

$$P_{ym} = 4 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,13$$

Fig.5.40 B. $\lambda = 50\%$ M_{\max}

$$P_{ym} = 26 \text{ mm}$$

$$P_{ym} = 4 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,15$$

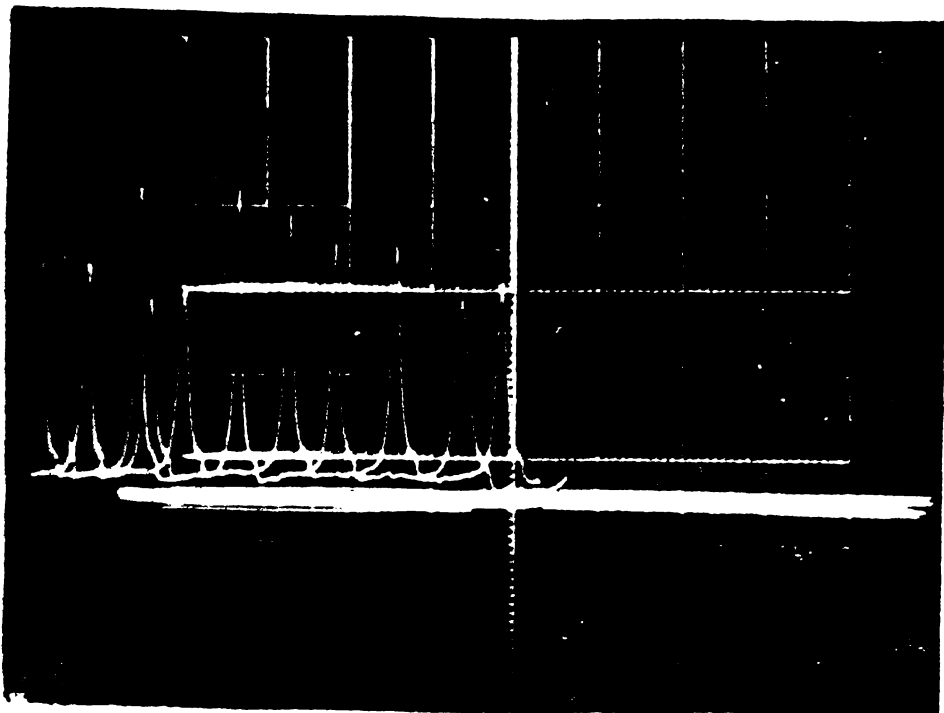


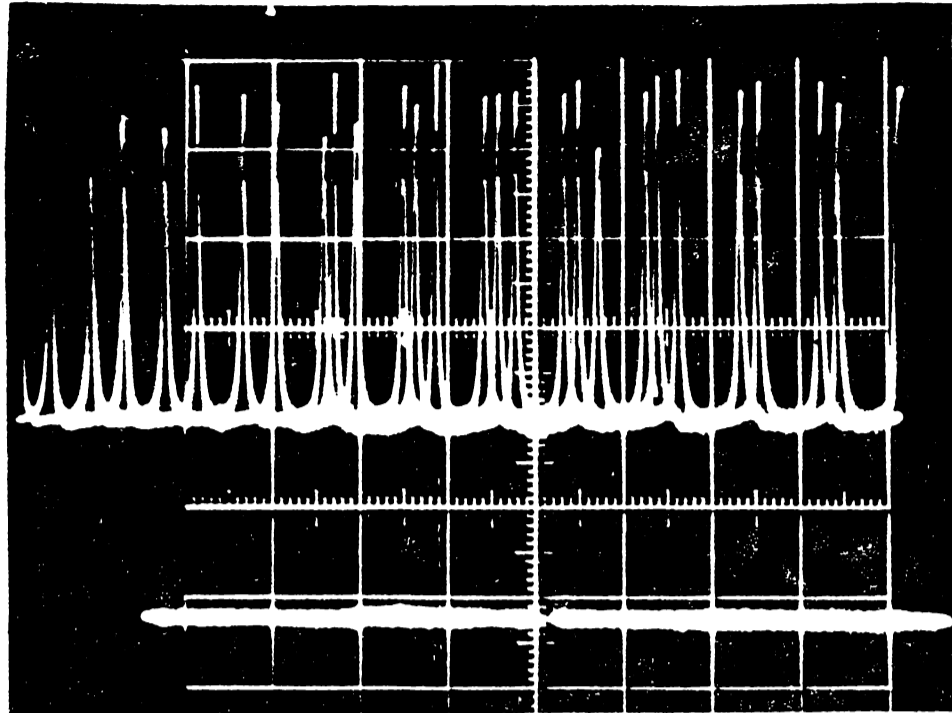
Fig.5.41 G. $\chi = 50\%$

$$P_{\max}$$

$$p_{ym} = 28 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,07$$

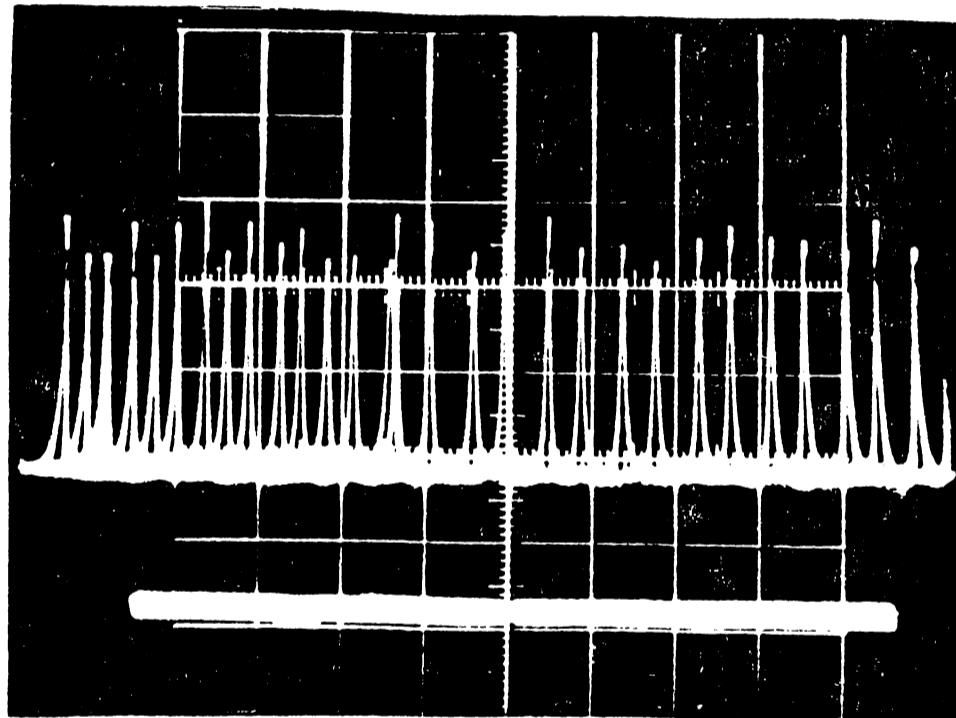
Fig.5.42 G. $\chi = 50\%$

$$e_{\min}$$

$$p_{ym} = 37 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\zeta = 0,05$$

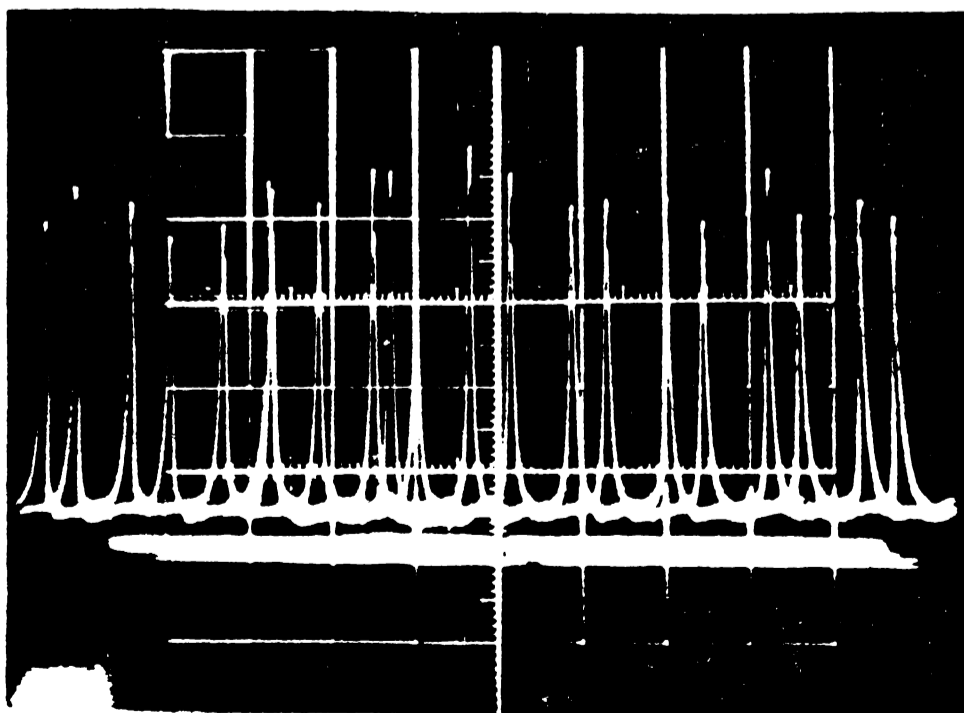
Fig.5.43 G. $\chi = 50\%$

$$M_{\max}$$

$$p_{ym} = 38 \text{ mm}$$

$$p_{ym} = 2 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,05$$



5.5. Caracteristica de degajare a căldurii

1) Regimul P_{max} , $\lambda = 100\%$

Caracteristicile și vitezele de degajare a căldurii calculate pentru motorul funcționând cu benzină, respectiv amestec aer-gaze petroliere lichefiate, la turația $n=5202$ r/min conduc la următoarele constatări: Fig. 5.44

În primul rând se poate aprecia că abaterile caracteristicilor de degajare a căldurii ridicate experimental (x_e) față de caracteristicile care respectă legea lui Vibe (x_e^*), sînt relativ mici, erorile maxime fiind de 27% pentru benzină, respectiv 20% pentru gaz. Aceste erori au valori mai mari în faza de început a arderii pentru ambii combustibili pentru ca apoi în cazul funcționării pe gaze G.P.L, abaterile dintre caracteristica experimentală și cea dată de legea lui Vibe să fie mai mică decît în cazul benzinei. Către sfîrșitul arderii apar din nou abateri mai mari.

Valoarea maximă a caracteristicii experimentale pentru benzină este $x_e = 100\%$, obținută la unghiul $\alpha = 405,6^\circ \text{RAC}$, în timp ce pentru GPL, valoarea maximă $x_e = 100\%$ se obține la $\alpha = 393,49^\circ \text{RAC}$. De aici se poate deduce că avînd în vedere începutul arderii ($\alpha_{i.a} = 348,6^\circ \text{RAC}$ pentru benzină și $\alpha_{i.a} = 347,44^\circ \text{RAC}$ pentru GPL), degajarea căldurii are loc mai rapid în cazul funcționării pe G.P.L.

Durata arderii în cazul funcționării pe benzină se extinde pe $68,4^\circ \text{RAC}$ și este mai mică decît în cazul G.P.L, unde arderea are loc pe $71,16^\circ \text{RAC}$. În momentul sfîrșitului arderii, căldura degajată în cazul benzinei $x_e = 95\%$, iar pentru gaz este mai mică, $x_e = 90\%$, amîndouă fiind însă satisfăcătoare.

În ceea ce privește viteza de degajare a căldurii se pot face următoarele constatări: pentru benzină, viteza de degajare

a căldurii $w_0 = 2,35$ este mai mică decât în cazul G.P.L, unde $w_0 = 2,37$, prima obținându-se pentru $\alpha = 383,8$ °RAC, iar a doua pentru $\alpha = 364,18$ °RAC. Avînd în vedere și în acest caz momentul începutului arderii, viteza de degajare a căldurii crește mai rapid în cazul gazului, pentru ca apoi să aibă o zonă de maxim mai îngustă urmată de o scădere mai bruscă, pentru ca la sfîrșitul arderii să aibă valoarea $w_0 = 0$. În cazul benzinei, creșterea zonei de maxim și descreșterea este mai lină.

2) Regimul M_{max} , $\lambda = 100\%$

Caracteristicile și vitezele de degajare a căldurii au fost determinate pentru turațiile: $n = 3282$ rot/min pentru funcționarea pe benzină și $n = 2760$ rot/min pentru gaz. Fig. 5.45.

Pentru acest regim caracteristicile experimentale se abat mai accentuat față de legea lui Vibe, numai pe porțiunea apropiată de sfîrșitul arderii, erorile maxime fiind de circa 26% pentru ambii combustibili.

Se constată că pentru funcționarea pe gaz, curba experimentală urmărește fidel caracteristica dată de legea Vibe, apoi apar mici abateri, care cresc către sfîrșitul arderii pînă la limitele amintite mai sus. Același lucru se poate spune și în cazul funcționării pe benzină, cu specificația că abaterile deși mici, își schimbă semnul în cîteva puncte ale caracteristicii.

Valoarea maximă în cazul benzinei $x_e = 100\%$ se obține pentru $\alpha = 402$ °RAC, iar pentru G.P.L, valoarea maximă $x_e = 100\%$ se obține pentru $\alpha = 393,2$ °RAC. Arderea se desfășoară în cazul benzinei pe $72,58$ °RAC, fiind mai mică decât în cazul G.P.L, unde durata arderii este $74,7$ °RAC. Se observă că și în cazul regimului de P_{max} , că pentru funcționarea pe gaz, degajarea căldurii are loc mai rapid decât pentru funcționarea pe benzină.

În momentul sfârșitului arderii, valoarea căldurii degajate în cazul benzinei $x_e = 87,9\%$ este comparabilă cu cea obținută pentru G.P.L, $x_e = 87\%$.

Viteza de degajare a căldurii în cazul benzinei este $w_0 = 2,19$ la $\alpha = 375,26^\circ \text{RAC}$ și este cu ceva mai mare decât în cazul gazului, unde $w_0 = 2,18$ la $\alpha = 364,15^\circ \text{RAC}$. Alura curbelor diferă însă destul de mult. Pentru benzină este mult mai lină pe porțiunea crescătoare și mai ales pe cea descrescătoare față de funcționarea pe G.P.L, unde viteza de degajare a căldurii crește mai rapid, iar panta porțiunii descrescătoare este mult mai mare, urmînd în continuare un palier pentru care $w_0 = 0,02$.

Se poate trage concluzia că rezultatele obținute cu motorul alimentat cu gaz produc o caracteristică experimentală ce urmărește cu abateri mai mici caracteristica dată de legea Vibe, iar în zona de deprindere, viteza de degajare a căldurii este mai mare la funcționarea pe G.P.L.

3) Regimul: C_{\min} ; $\alpha = 100\%$

Caracteristicile experimentale au fost determinate pentru turația motorului $n = 4200 \text{ rot/min}$. Fig.5.16.

Abaterile curbelor experimentale atât pentru benzină cît și pentru gaz, față de curbele care respectă legea Vibe sînt comparabile, erorile maxime fiind de circa $20 \div 28 \%$. Ca și în celelalte două cazuri anterioare, se observă abateri mai mari în perioadele de început și sfârșit a arderii, unde acestea își schimbă sensul în cîteva puncte ale caracteristicilor, în rest urmărind cu abateri mici curba dată de legea Vibe.

Panta caracteristicii experimentale trasată pentru benzină are panta mai mare decît în cazul G.P.L-ului.

Valoarea maximă pentru benzină, $x_e = 100\%$ rezultă la $\alpha = 399,3$ °RAC, iar pentru gaz, $x_e = 100\%$ pentru $\alpha = 401,77$ °RAC. Arderea se desfășoară pe $70,74$ °RAC pentru benzină și pe $75,24$ °RAC pentru gaz, unde durata arderii este mai mare.

Contrar celor constatate pentru regimurile de P_{max} și M_{max} , în acest caz viteza de creștere a presiunii are o variație mai lină în cazul alimentării cu G.P.L, atât pe porțiunea crescătoare cât și pe cea descrescătoare, față de cazul benzinei unde creșterea este mai rapidă, iar porțiunea descrescătoare are o pantă mare urmată de un palier, pînă în momentul de sfîrșit al arderii.

Valoarea maximă în cazul benzinei este $w_o = 2,19$ pentru $\alpha = 371,79$ și $w_o = 2,19$ pentru $\alpha = 364,15$ °RAC pentru alimentarea cu gaz.

În concluzie, funcționarea pe gaz se apropie mai mult de caracteristica dată de legea Vibe, dar sub aspectul vitezei de degajare a căldurii, alimentarea cu benzină prezintă avantaje.

- La o primă analiză a parametrilor procesului de ardere remarcăm următoarele: Fig. 5.47; 5.48; 5.49.

- Temperatura maximă de ardere este la toate regimurile, mai mare pentru motorul funcționînd cu G.P.L. decît la funcționarea cu benzină, la fel și presiunea maximă în camera de ardere. În ce privește valoarea maximă a raportului dintre cantitatea de combustibil ars util și cantitatea totală de combustibil (x_u), ca și în ce privește raportul $x_{p \max}$ dintre cantitatea maximă de combustibil pierdut pe ciclu și cantitatea totală de combustibil, la regimurile de putere maximă și moment maxim nu se remarcă diferențe notabile la funcționarea motorului cu gaz sau cu benzină. Diferențe apar la regimul de consum minim, favorabile funcționării motorului cu G.P.L. Valorile parametrilor T, P, x_u, x_p, q_u sînt înregistrate în listing la anexa 2.

Nr crt	$\Delta\alpha$	α	X	Y	6	7	8	Δx_e	W_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	348,6	—	—	—	—	—	—	—
2	3,8	352,4	-2,14122	0,57978		0,02119	0,04867	—	0,93969
3	7,6	356,2	-1,9426	0,88081		0,099337	0,0758	18,82	1,70731
4	11,4	360	-1,55842	1,05690		0,198	0,1738	12,22	2,16341
5	15,2	363,8	-1,1605	1,18184		0,31958	0,23278	27,16	2,34882
6	19	367,6	-1,1792	1,27875		0,44488	0,36692	17,52	2,31254
7	22,8	371,4	-0,99763	1,35793		0,56368	0,50065	11,18	2,11585
8	26,6	375,2	-0,83755	1,42488		0,66912	0,63358	5,31	1,82271
9	30,4	379	-0,75244	1,48287		0,75763	0,70516	6,93	1,49014
10	34,2	382,8	-0,63235	1,53402		0,82835	0,80018	3,4	1,16227
11	38	386,6	-0,52938	1,57978		0,88236	0,87013	1,3	0,86819
12	41,8	390,4	-0,37817	1,62117		0,92193	0,94450	-2,45	0,62264
13	45,6	394,2	-0,33004	1,65896		0,94980	0,96045	-1,12	0,42974
14	49,4	398	-0,08596	1,69372		0,9687	0,99654	-2,87	0,28591
15	53,2	401,8	-0,23658	1,72591		0,98107	0,98179	-0,07	0,18362
16	57	405,6	—	1,75587		0,98889	1,0000	0,00	0,11396
17	60,8	409,4	-0,31997	1,78390		0,99367	0,96444	0,00	0,06842
18	64,6	413,2	-0,37643	1,81023		0,9965	0,94514	0,00	0,03977
19	68,4	417	-0,36052	1,83505		0,99812	0,95077	0,00	0,02240

$M_0 = 0,2164857$
 $\alpha_m = 15,406627$

$m = 0,79515$
 $A = 1,85228$
 $\alpha_2 = 71,16693$

Bending
 $\alpha = 100\%$
 P_{max}

Nr crt	$\Delta \alpha$	α	X	Y	Xe*	Xe	ΔXe	W ₀	11	
									7	8
1	0,00	352,34	—	—	—	—	—	—	—	—
2	3,82	356,16	-2,89586	0,58206	0,00408	0,00874	—	0,20776	—	—
3	7,64	359,98	-2,45637	0,88309	0,03199	0,02386	25,41	0,6881	—	—
4	11,46	363,8	-1,96475	1,05918	0,09358	0,07217	22,88	1,23914	—	—
5	15,28	367,32	-1,61862	1,18412	0,1893	0,15313	19,11	1,73598	—	—
6	19,1	371,44	-1,26614	1,28103	0,25433	0,31218	18,53	2,0735	—	—
7	22,92	375,26	-1,17687	1,36021	0,44968	0,36848	18,06	2,18725	—	—
8	26,74	379,08	-0,9137	1,42716	0,58606	0,56937	3,0	2,0703	—	—
9	30,56	382,9	-0,77132	1,48515	0,71057	0,68944	2,97	1,77172	—	—
10	34,38	386,72	-0,61214	1,53631	0,81148	0,81494	-0,43	1,37556	—	—
11	38,2	390,54	-0,43473	1,58206	0,88632	0,921	-3,91	0,97007	—	—
12	42,02	394,36	-0,35811	1,62348	0,93678	0,95159	-1,58	0,62133	—	—
13	45,84	398,18	-0,13355	1,66124	0,96769	0,99377	-2,69	0,36114	—	—
14	49,66	402,0	—	1,69601	0,98488	1,0000	-2,87	0,19018	—	—
15	53,48	405,82	-0,19941	1,72819	0,99354	0,98727	-0,07	0,09061	—	—
16	57,3	409,64	-0,2323	1,75815	0,99749	0,9825	0,000	0,03898	—	—
17	61,12	413,46	-0,33561	1,78618	0,99367	0,95879	0,000	0,06842	—	—
18	64,94	417,28	-0,44887	1,81251	0,9965	0,91431	0,000	0,03977	—	—
19	68,76	421,1	-0,50425	1,83734	0,99812	0,885	0,000	0,02240	—	—
20	75,58	424,92	-0,51544	1,87841	1,0000	0,8785	0,000	0,0000	—	—

$M_0 = 0,3662$
 $\alpha_m = 21,87551$

$m = 1,44691$
 $A = 1,77623$
 $\alpha_2 = 59,73576$

Benzina
 $K = 100\%$
 M_{max}

No. ord	Δx	α	X	Y	Xe [†]	Xe	ΔXe	W ₀	"
1	0,00	352,14	---	---	---	---	---	---	---
2	3,23	356,07	2,70990	0,59439	0,00778	0,01338	-71,11	0,32242	
3	7,80	360,0	2,19137	0,83542	0,09610	0,04348	22,50	0,97656	
4	11,99	363,93	1,68127	1,07791	0,18447	0,13401	13,24	1,61779	
5	15,72	367,86	-1,46392	1,19654	0,29494	0,21127	28,27	2,09876	
6	19,65	371,79	-1,08678	1,29336	0,45641	0,43197	5,35	2,18751	
7	23,58	375,72	-0,88135	1,37254	0,61901	0,59653	2,82	2,00438	
8	27,51	379,65	-0,72510	1,43949	0,75268	0,72766	3,32	1,60521	
9	31,44	383,58	-0,53637	1,49748	0,85567	0,86583	-1,19	1,13040	
10	35,37	387,51	-0,40581	1,54864	0,92405	0,93367	-1,04	0,70160	
11	39,30	391,44	-0,27416	1,59439	0,96413	0,97462	-1,09	0,38393	
12	43,23	395,37	-0,10295	1,63579	0,98486	0,99570	-1,10	0,18508	
13	47,16	399,3	---	1,67357	0,99431	1,0000	-2,69	0,07848	
14	51,09	403,23	-0,22976	1,70834	0,99810	0,98291	-2,87	0,02922	
15	55,02	407,17	-0,27629	1,74052	0,99354	0,97416	-0,07	0,09061	
16	59,95	411,09	-0,38140	1,77779	0,99749	0,94330	0,00	0,00000	
17	62,88	415,02	-0,45422	1,79851	0,99367	0,91164	0,00	0,06842	
18	66,81	418,95	-0,32641	1,82484	0,99650	0,96151	0,00	0,03977	
19	70,74	422,88	-0,33574	1,84967	0,99812	0,95875	0,00	0,02240	

$M_0 = 0,34913$
 $\alpha_m = 18,2294$

$m = 1,36031$
 $A = 1,71778$
 $\alpha_2 = 52,21336$

Benzina
 $\gamma = 10\%$
 C_{min}

Nr Crl	$\Delta \alpha$ [RAC]	α [RAC]	X	Y	X_c	X_e	Δz	W_c
1	0	347,44	—	—	—	—	—	—
2	4,186	351,626	-2,29359	0,62179	0,0076	0,03452	-29,01	1,06762
3	8,372	355,812	-1,784	0,92283	0,04983	0,10736	6,83	1,85995
4	12,558	359,998	-1,51394	1,09892	0,13148	0,19064	20,35	2,27367
5	16,744	364,184	-1,19236	1,22386	0,2463	0,35823	5,26	2,36677
6	20,93	368,37	-1,02109	1,32077	0,38162	0,48208	6,36	2,21964
7	25,116	372,556	-0,86229	1,39995	0,52194	0,61263	3,97	1,9221
8	29,302	376,742	-0,67319	1,46689	0,65274	0,76911	-3,78	1,55733
9	33,488	380,928	-0,55509	1,52489	0,76358	0,85396	-3,85	1,19022
10	37,674	385,114	-0,46634	1,57604	0,84948	0,90559	-2,58	0,86275
11	41,86	389,3	-0,41544	1,62179	0,91057	0,9296	-0,43	0,59545
12	46,046	393,486	—	1,66319	0,9505	1,000	-1,1	0,39245
13	50,232	397,672	-0,47721	1,70098	0,97452	0,89992	-2,69	0,24755
14	54,418	401,858	-0,60206	1,73574	0,98483	0,82213	-2,87	0,14973
15	58,604	406,044	-0,54336	1,76793	0,99169	0,86146	-0,07	0,08697
16	62,79	410,23	-0,49663	1,79789	0,99561	0,88932	0	0,04857
17	66,976	414,416	-0,55256	1,82592	0,99776	0,8556	0	0,02611
18	71,162	418,602	-0,47628	1,85225	0,99889	0,80041	0	0,01352
19								
20								

$\alpha_2 = 10,10892$

$A = 1,84947$

$M = 0,72876$

Gaz $\mu = 100\%$
P max

$\alpha_2 = 14,99454$

$H_0 = 0,2120605$

Nr CH	$\Delta\alpha$ [RAC]	α [RAC]	X	Y	X_e^*	X_e	ΔX_e	W _o
1	0	343,4	—	—	—	—	—	—
2	4,15	347,55	-2,9568	0,61805	0,00603	0,0076	-25,94	0,26526
3	8,3	351,7	-2,32132	0,91903	0,04625	0,03242	29,9	0,85362
4	12,45	355,85	-1,68917	1,09517	0,13288	0,13176	0,4	1,48095
5	16,6	360	-1,37932	1,22011	0,26016	0,26052	3,7	1,9664
6	20,75	364,15	-1,07601	1,31702	0,41429	0,43998	-6,2	2,18186
7	24,9	368,3	-0,82733	1,39620	0,57288	0,64224	-12,11	2,09023
8	29,05	372,45	-0,69102	1,46315	0,7151	0,75509	-5,59	1,75301
9	33,2	376,6	-0,51649	1,52114	0,82728	0,87788	-6,12	1,29457
10	37,35	380,75	-0,51174	1,57229	0,90538	0,88067	2,73	0,84341
11	41,5	384,9	-0,47911	1,61805	0,95341	0,89891	5,72	0,48465
12	45,65	389,05	-0,2452	1,65944	0,97949	0,9803	-0,08	0,2453
13	49,8	393,2	—	1,69723	0,99196	1,00	-2,6	0,10912
14	53,95	397,35	-0,47993	1,73199	0,99721	0,89847	-2,87	0,04256
15	58,1	401,5	-0,4405	1,76418	0,99169	0,91831	-0,07	0,08697
16	62,25	405,65	-0,4359	1,79414	0,99561	0,92046	0,00	0,04857
17	66,4	409,8	-0,53404	1,82217	0,99776	0,86727	0,00	0,02611
18	70,55	413,95	-0,54961	1,8485	0,99889	0,85749	0,00	0,01352
19	74,7	418,1	-0,53087	1,87332	0,99812	0,86922	0,00	0,0224

$$\chi_m = 20,49783$$

$$M_0 = 0,36257$$

$$\chi_2 = 56,53467$$

$$A = 1,75231$$

$$M = 1,42814$$

— Gas $\chi = 100\%$ M_{max}

no	[RAC]	[RAC]	X	J	τ_{min}	τ_e	τ_{re}	%	...
1	0	343,25	-	-		-	-	-	
2	4,18	347,43	-2,93389	0,62117		0,0076	0,00801	-5,31	0,35304
3	8,36	351,61	-1,95688	0,9920		0,04983	0,07344	-47,37	0,97016
4	12,54	355,79	-1,79129	1,0983		0,13148	0,10567	19,63	1,55628
5	16,72	359,97	-1,49917	1,22324		0,2463	0,19654	20,20	1,98664
6	20,9	364,15	-1,19112	1,32015		0,38162	0,35904	5,92	2,18739
7	25,08	368,33	-0,99710	1,39933		0,52194	0,50107	4,00	2,14491
8	29,26	372,51	-0,82644	1,46627		0,65274	0,64299	1,40	1,9021
9	33,44	376,69	-0,68443	1,52427		0,76358	0,76030	0,43	1,53786
10	37,62	380,87	-0,54378	1,57542		0,84948	0,86119	-1,38	1,13871
11	41,8	385,05	-0,41602	1,62118		0,91057	0,92935	-2,06	0,77412
12	45,98	389,23	-0,41704	1,66257		0,95050	0,92891	2,27	0,48382
13	50,16	393,41	-0,18519	1,70036		0,97452	0,98899	-1,48	0,29818
14	54,34	397,59	-0,19608	1,73512		0,98782	0,98769	0,01	0,14716
15	58,52	401,77	0	1,7673		0,99461	1,0000	-0,07	0,07162
16	62,7	405,95	-0,29947	1,7972		0,99779	0,96875	0	0,03206
17	66,88	410,13	-0,50641	1,8253		0,99776	0,88376	0	0,02611
18	71,06	414,31	-0,45259	1,85163		0,99889	0,91249	0	0,01352
19	75,24	418,49	-0,5409	1,87645		0,99812	0,87334	0	0,0224

$\alpha_2 = 65,10413$

$A = 1,81361$

$M = 1,24438$

Gaz $\tau_e = 100\%$

$\alpha_m = 21,1617$

$N_0 = 0,3250$

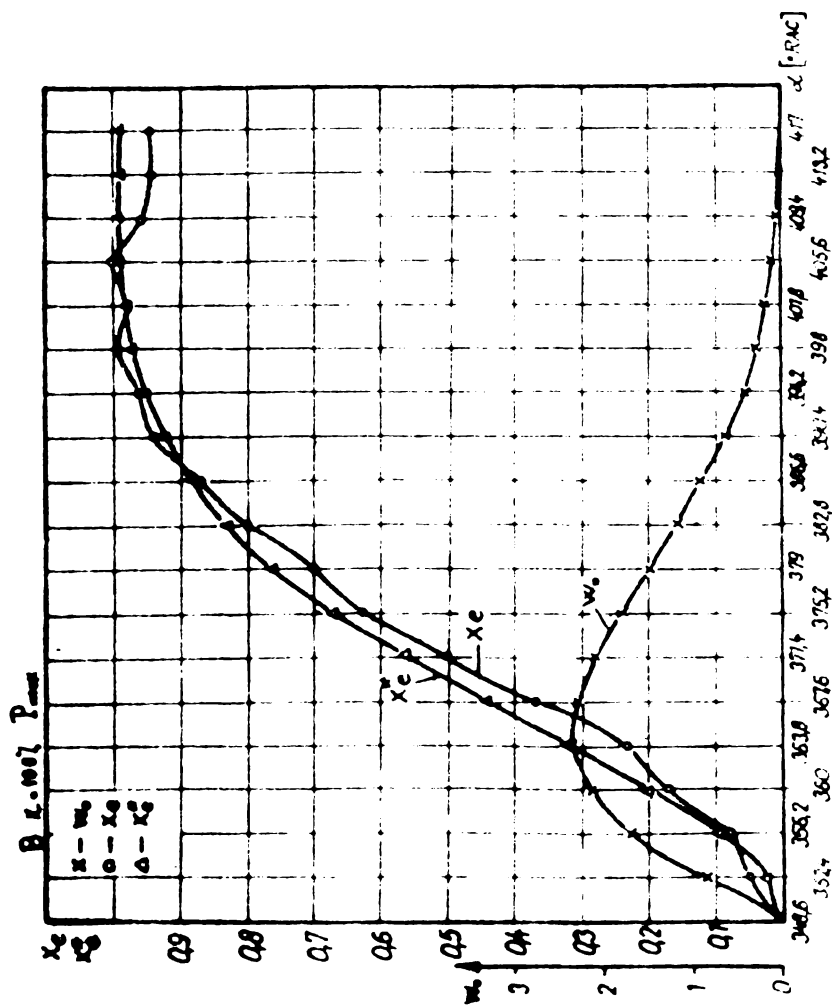
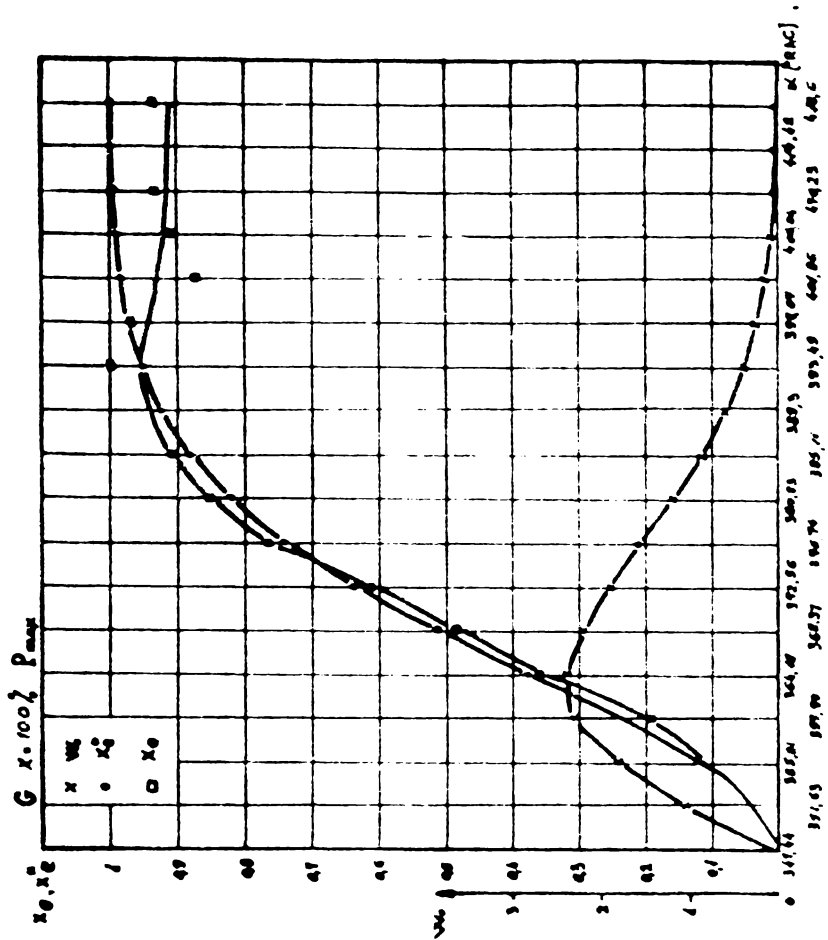


Fig 44

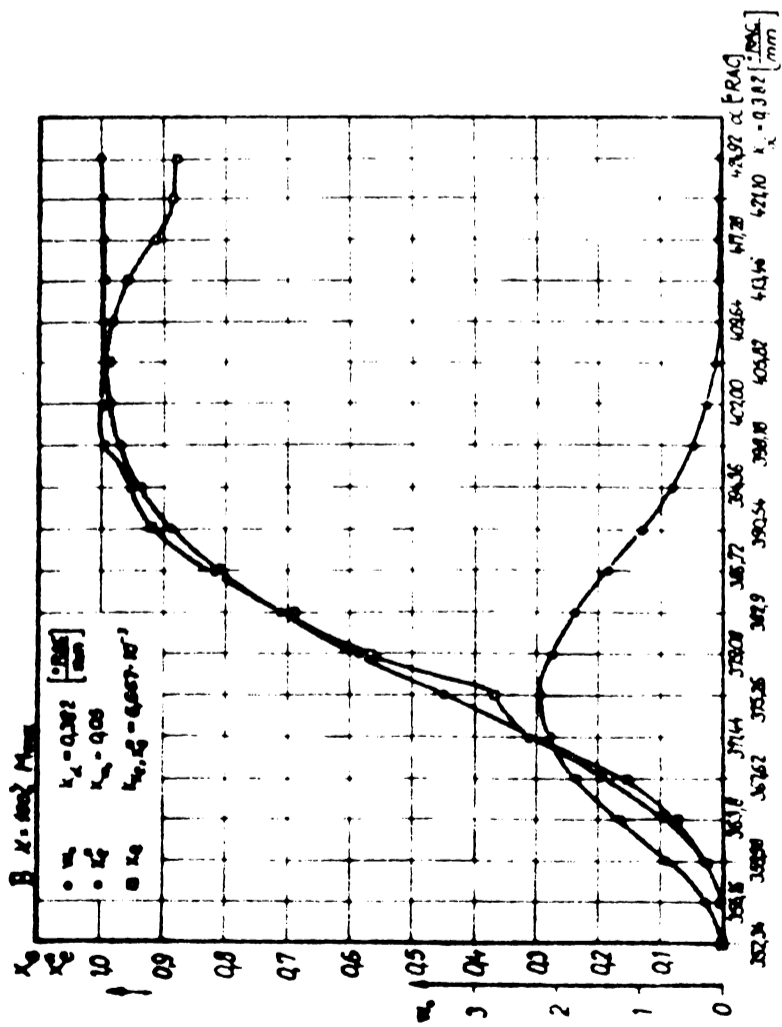
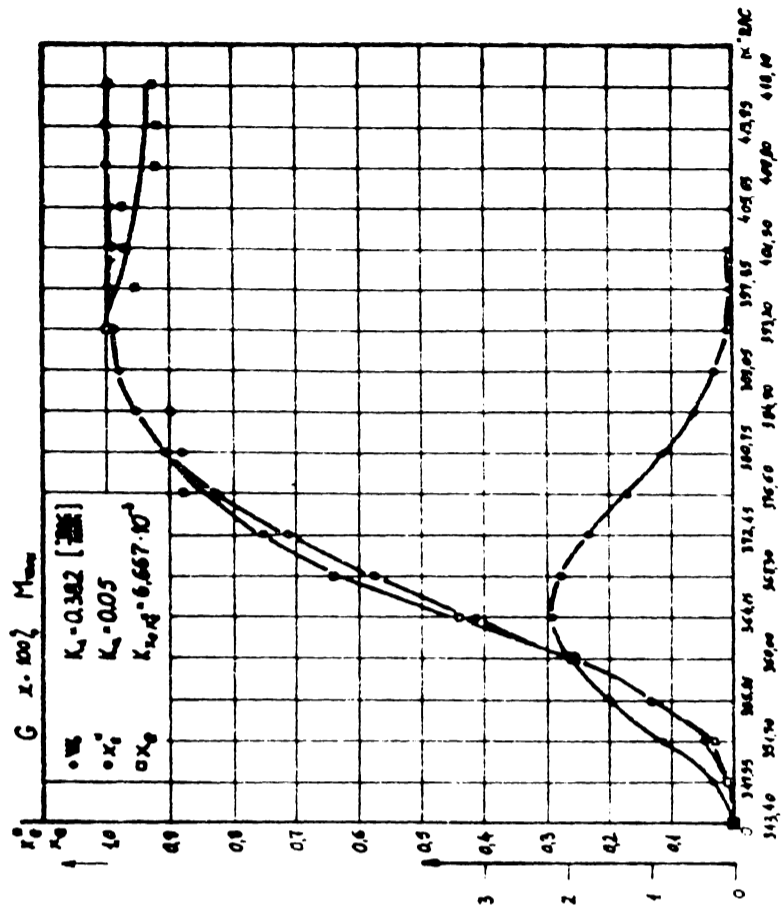
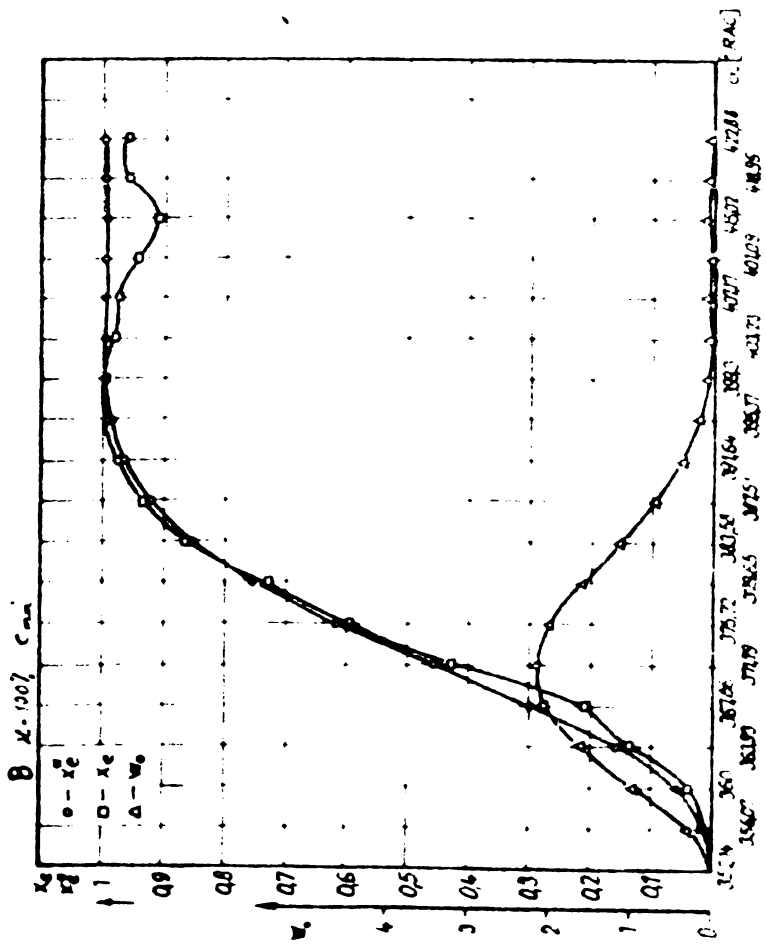
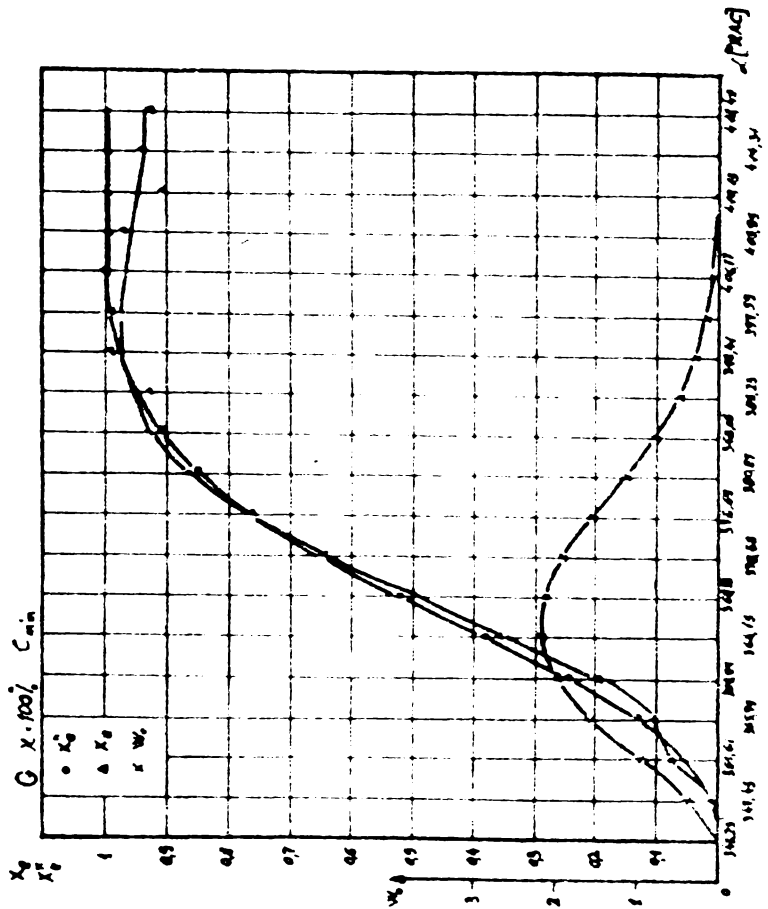


Fig 5.48



F-45

Astfel $x_u \text{ gaz} = 0,91$ pe cînd $x_u \text{ benzină} = 0,84$ și corespunzător

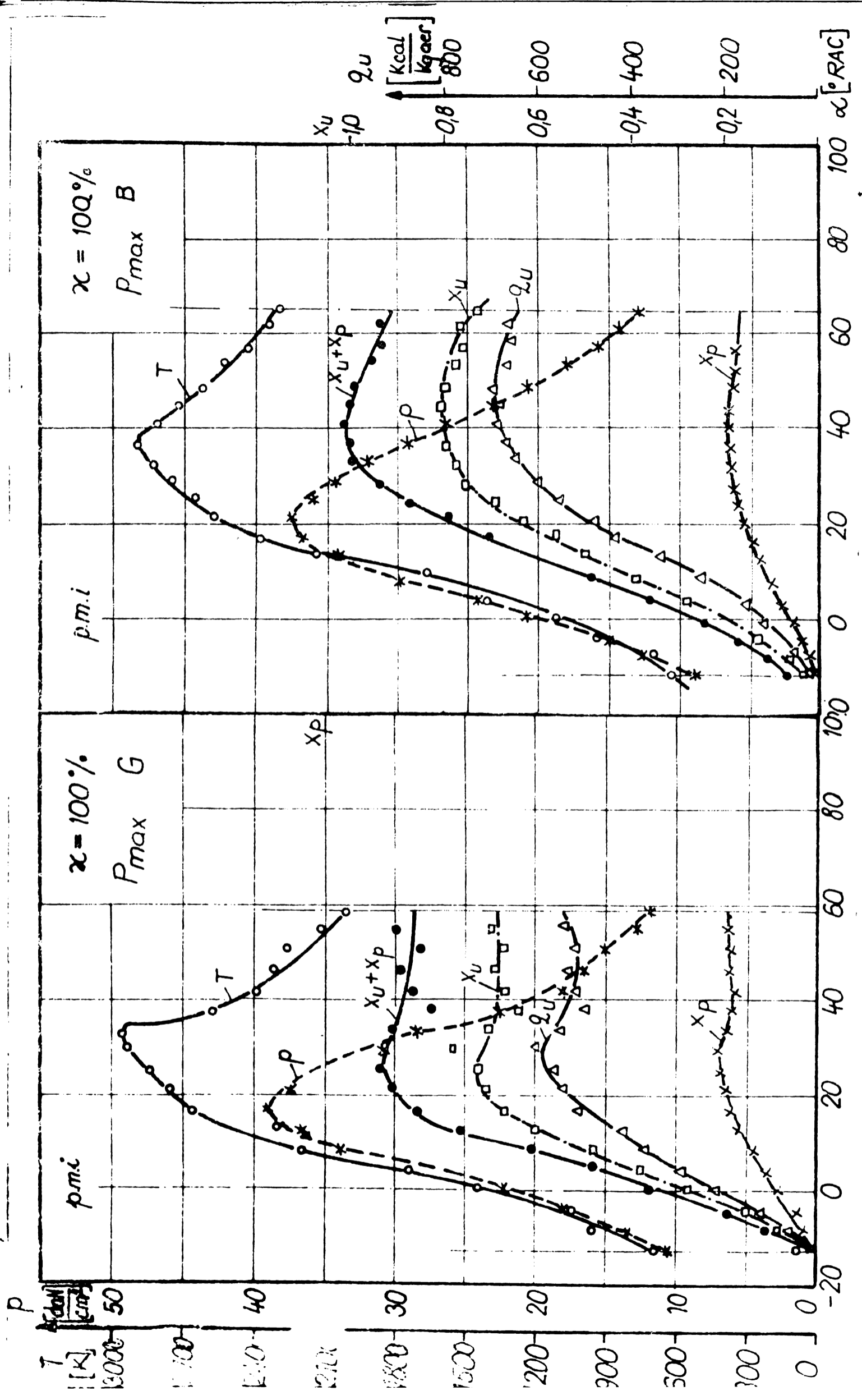
$x_p \text{ gaz} = 0,09$ iar $x_p \text{ benzină} = 0,15$.

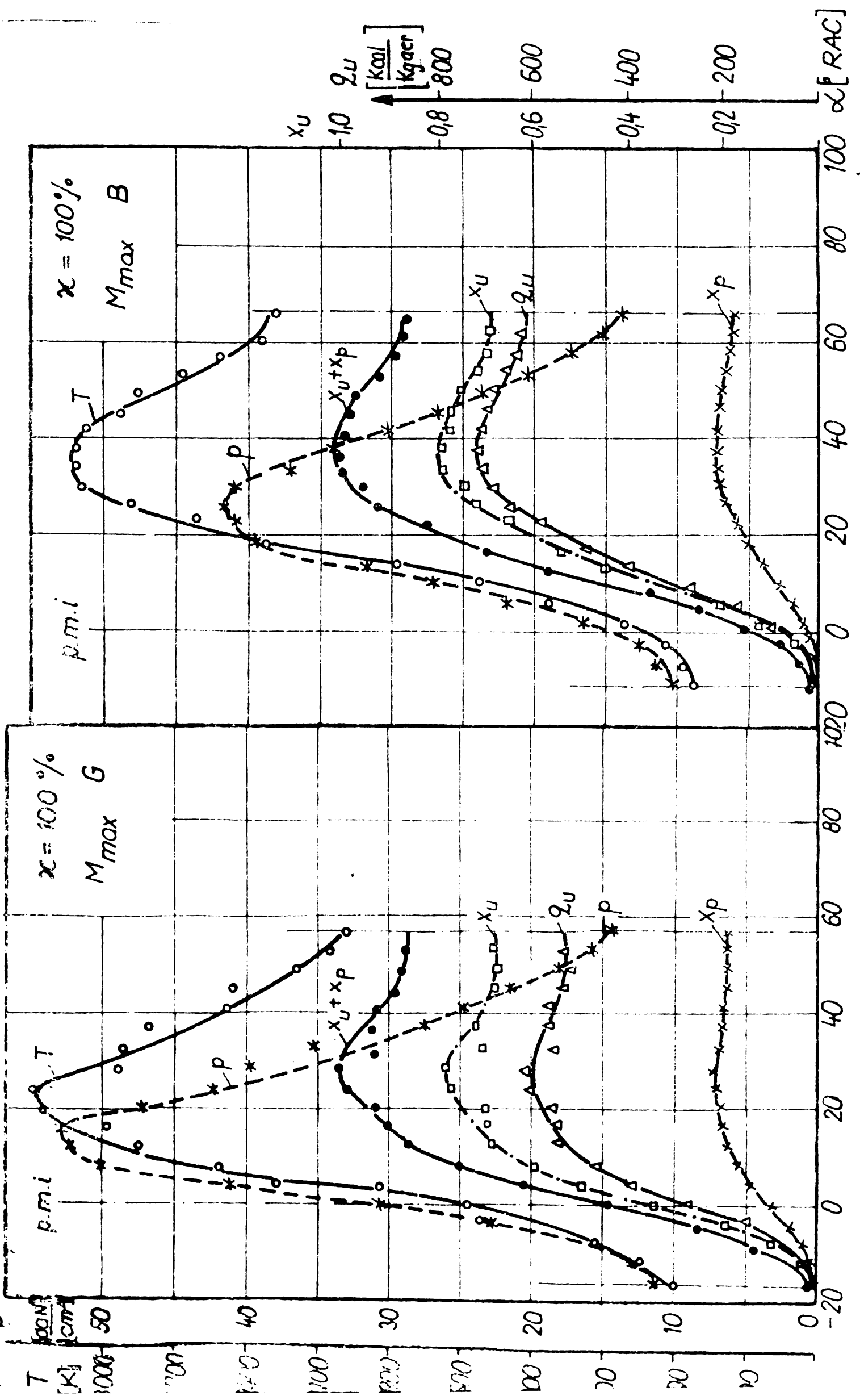
Căldura maximă utilă degajată, raportată la kilogramul de aer din amestec este în medie cu 16% mai mare la regimurile P_{\max} și M_{\max} pe benzină față de aceleași regimuri pe G.P.L. La regimul de consum minim (C_{\min}), în ce privește q_u nu există diferențe notabile între funcționarea cu gaz și benzină.

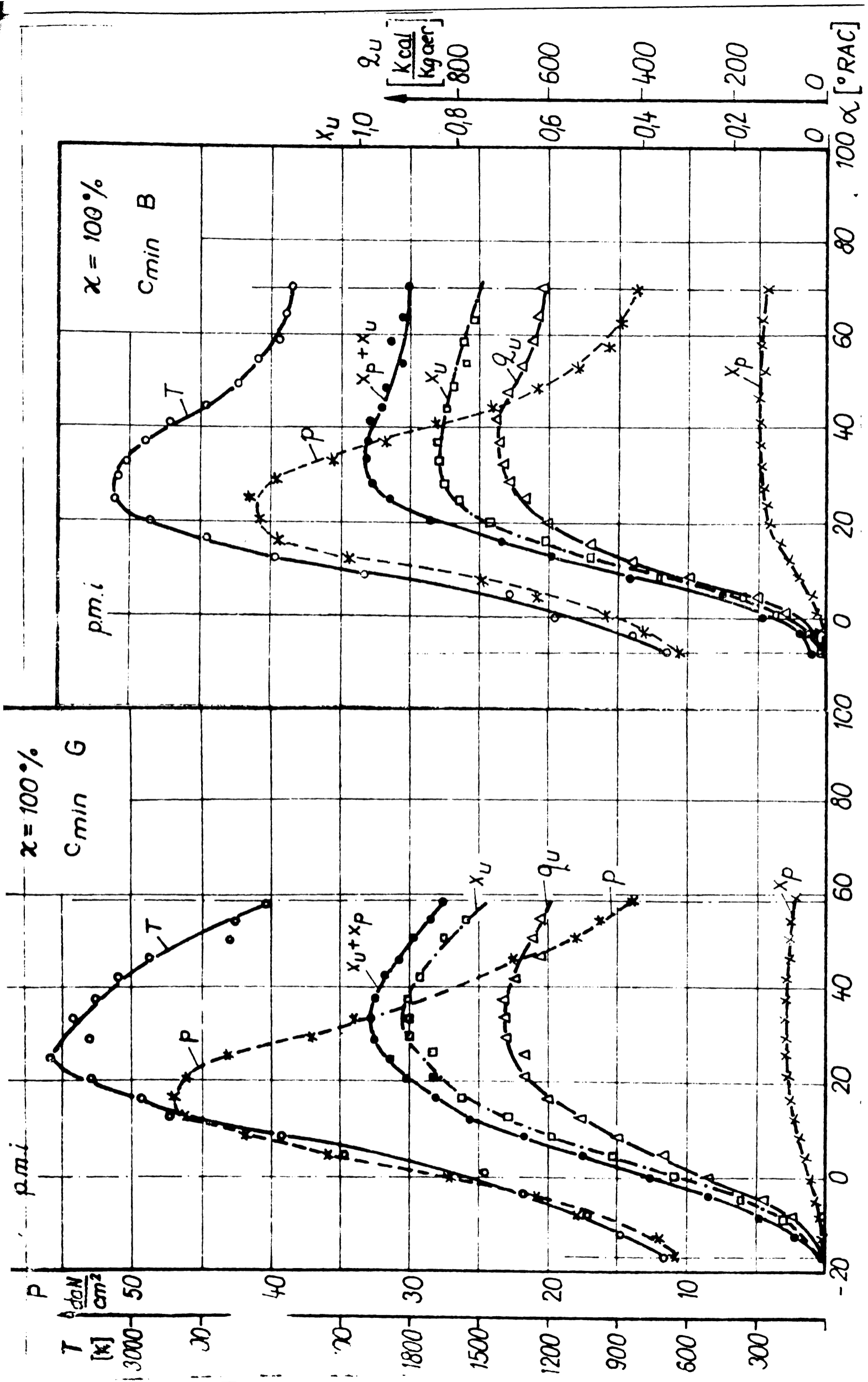
De remarcat însă că, dacă diferențele de temperaturi maxime la aceleași regimuri pe G.P.L. și benzină sînt în medie de 5%, presiunile la regimurile de gaz sînt mai mari cu 5,1% la P_{\max} , 11,7% la C_{\min} și 21,7% la M_{\max} . Se recomandă deci verificarea organelor motorului la aceste solicitări mărite cînd se trece la funcționarea pe G.P.L.

În ce privește diferențele ce apar la rapoartele x_u la regimul de consum minim, acestea se explică prin omogenitatea deosebită a amestecului gaz-aer la acest regim, deși și amestecul aer-benzină este mult mai omogen decît la celelalte regimuri totuși x_u pentru benzină este cu 7,7% mai mic decît pentru G.P.L. Căldura utilă degajată raportată la cantitatea de aer din amestec este mai mică la regimurile de P_{\max} și M_{\max} pentru G.P.L., deoarece la aceste regimuri coeficientul excesului de aer cînd motorul funcționează cu G.P.L. este mai mic decît la funcționarea cu benzină la aceleași regimuri. La regimul de consum minim, pentru gaz și benzină fiind foarte apropiate, și căldurile $q_u \max$ căldurile utile maxime degajate sînt aproape egale.

Parametri procesului de ardere ne indică o foarte bună utilizare a energiei combustibilului la regimul de consum minim cînd motorul funcționează cu GPL, la celelalte regimuri P_{\max} , M_{\max} din punctul de vedere al arderii nu există avantaje deosebite la funcționarea cu GPL a motorului.







5.6. Emisiile poluante

Cantitățile de poluanți principali produși de către motoarele cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate sînt mult mai reduse decît la funcționarea pe benzină.

Principalele emisii poluante în cazul utilizării gazelor petroliere lichefiate sînt:

a. Oxidul de Carbon CO , un gaz încolor, inodor, insipid cu masa molară $M = 28,01 \text{ kg/kmol}$ cu compoziția de $m_c = 0,4287 \text{ kg/kgCO}$

$m_o = 0,5713 \text{ kg/kgCO}$

b. Oxizi de azot NO_x

c. Hidrocarburi și produși oxidanți HC, printre care etanul și propanul sînt anestezice

d. Produși de sulf, în cantități neglijabile.

e. Particulele de plumb Pb, nu apare în cazul alimentării cu gaze petroliere lichefiate

Aplicația gazelor petroliere lichefiate ca combustibil la autovehicule rutiere înseamnă reducerea gradului de poluare față de benzină cu:

- | | | |
|------------------------------------|--------|------|
| - reducerea de monoxidul de carbon | CO | 80% |
| - reducerea hidrocarburilor nearse | HC | 40% |
| - reducerea oxizilor de azot | NO_x | 40% |
| - producerea particulelor de plumb | Pb | 100% |

Dintre emisiile poluante monoxidul de carbon CO este considerat cel mai dăunător și mai de neorît în compoziția gazelor de evacuare, avînd în vedere efectele nocive pe care le are asupra organismului uman chiar de la 100 p.p.m. în atmosferă: oboseala, dureri de cap timp de răspuns la stimuli crescut etc. Deci probabilitatea de producere a accidentelor. Ca urmare în majoritatea țărilor legile circulației. iere prevăd un procent limitat de CO

în gazele de ardere, procent ce variază de la țară la țară funcție de, parcul de autovehicule, climă, condiții geografice etc. Deci la stabilirea performanțelor unui motor procentul de CO din gazele evacuate este un parametru important.

Comparând caracteristicile $CO\% = f(n)$ pentru diferite sarcini, pentru același motor funcționând pe gaze petroliere lichefiate și pe benzine CO R98 observăm o situație foarte avantajoasă la funcționarea motorului pe G.P.L. Fig.5.50.

La sarcină maximă procentul de CO din eșapament când motorul funcționează cu gaze petroliere lichefiate este în medie 0,16% pe când la funcționarea cu benzină procentul de CO este 2,25% în medie. Cu valoarea maximă 3%, deci la funcționarea pe G.P.L. la acest regim procentul de CO din gazele de ardere este în medie de 14 ori mai mic decât rezultatele din ardere a benzinei în motor.

La sarcini mai mici acest raport nu se mai păstrează astfel la sarcina de 75%, CO% la mersul pe gaze petroliere lichefiate este de 3 ori mai mic față de benzină. La sarcina de $\lambda = 50\%$ procentul de CO este de 3-4 ori mai mic, la sarcina de 25% procentul de CO este de două ori mai mic.

Acest raport se modifică doar pentru că emisiile de CO scad cu sarcina când motorul funcționează cu benzină pe când la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate procentul de CO se menține aproximativ constant între valorile de 0,15-0,5%, cu valori minime la sarcina maximă. Deci un sens de variație invers cu sarcina.

În concluzie la sarcini mari funcționarea pe gaze petroliere lichefiate din punct de vedere al poluării este mult mai avantajos față de benzină.

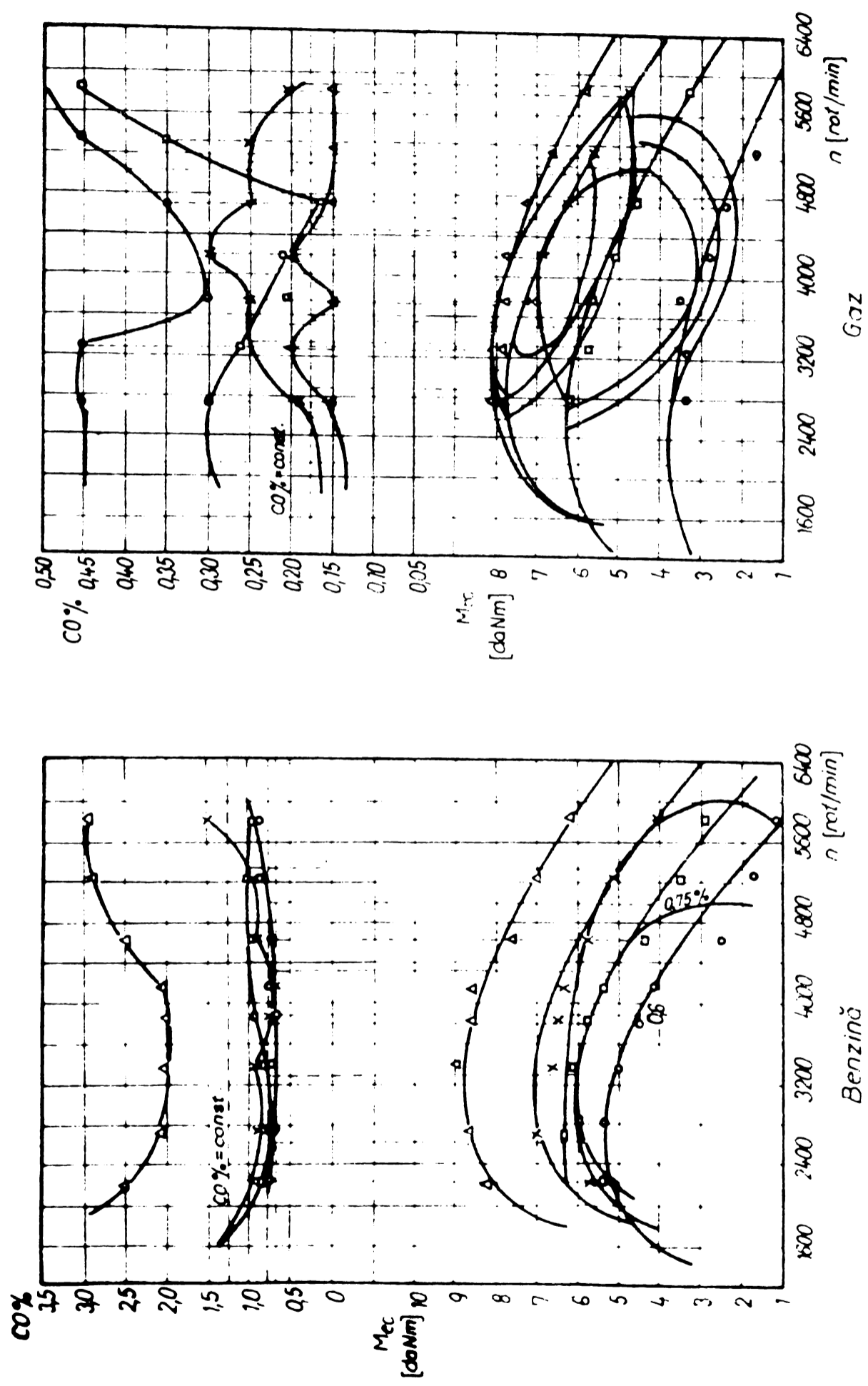


Fig 5.50

6. CONCLUZII GENERALE

Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale conduc la următoarele concluzii:

6.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice

- 1 - Studiul și cercetarea teoretică a procesului de ardere în motoare cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate pot fi elaborate după aceleași metode ca și a combustibililor lichizi, neexistînd deosebiri esențiale în ceea ce privește arderea lor în motor. Combustibilii lichizi ard în m.a.s. în fază evasi-gazoasă.
- 2 - Ordinograma de calcul concepută în cadrul lucrării pentru stabilirea caracteristicii de degajare a căldurii și a parametrilor arderii permite într-un timp scurt evoluarea desfășurării în timp a procesului de ardere și compararea acesteia pentru combustibilii cercetați.
- 3 - Cu toate că, din motive de simplificare a programului de calcul, ordinograma a fost stabilită pentru cazul omogenității termice, ea permite să se facă un studiu comparativ al desfășurării procesului de ardere cu rezultate confirmate de cercetările experimentale (durata arderii, viteza de ardere etc).
- 4 - Aproximarea caracteristicii de degajare a căldurii printr-o caracteristică Vibe este accentabilă din punct de vedere practic abaterile cu excepția începutului și sfîrșitului arderii întrucît căldura relativă utilă stabilită cu ajutorul diagramei indicate și cea calculată cu legea lui Vibe, nedepășind 5%.
- 5 - Arderea amestecurilor de aer-gaze petroliere lichefiate poate fi mai bine evaluată cu ajutorul caracteristicii de tip Vibe

de cea a amestecurilor de aer-benzină, datorită gradului de omogenitate mai mare a amestecului.

- 6 - Relațiile de calcul ale exponentului adiabatic din perioada arderii date pentru combustibili lichizi nu sînt valabile pentru gaze petroliere lichefiate. Aceste relații trebuie stabilite pentru fiecare compoziție de gaze petroliere lichefiate.
- 7 - Durata fazei principale a arderii este dependentă și de natura combustibilului și de dozaj, deși influența acestora, comparativ cu cea a turbulenței este relativ mică.
- 8 - Relațiile de calcul a calității amestecului aer-gaz stabilite independent de dispozitivul reductor-vaporizator pot servi numai la determinarea domeniului de funcționare stabilă a motorului.

6.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale

- 1 - Standul de laborator conceput și realizat de autor permite efectuarea tuturor măsurărilor necesare pentru studiul și cercetarea procesului de ardere pentru cercetarea fundamentală, dar și pentru cea de dezvoltare.
- 2 - Metodele de cercetare elaborate de autor se pot utiliza pentru toate motoarele cu aprindere prin scînteie alimentate cu gaze petroliere lichefiate.
- 3 - Înlocuirea bujiei originale a traductorului pieselor electrice cu bujii miniaturizate derivate din bujiile de fabricație curentă, nu dovedit o comportare tot atât de sigură ca și bujia originală a traductorului.
- 4.- Adaptarea dispozitivului regulator preîncălzitor pentru motorul cercetat s-a dovedit eficientă.
- 5 - Adaptarea carburatorului pentru funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este foarte simplă dar secțiunea de trecere pe aer

- este prea mică, ceea ce a impus demontarea carburatorului de amestec.
- 6 - Puterea efectivă maximă, în cazul menținerii aceluiași raport de comprimare, este mai mare cu 2-7% la funcționarea pe benzină decât la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate.
- 7 - În cazul funcționării motorului după caracteristica de turație $P_e = f(n)$ alura variației la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este aceeași ca și la benzină, la sarcini parțiale mici de (35%) se constată o scădere bruscă a puterii.
- Consumul specific minim la sarcinile de 100%, 75% și 50% sînt mai mici decât la funcționarea pe benzină
- 8 - Gradul de adaptabilitate al motorului este ceva mai mic la sarcina de 100% decât la tensiune, dar este superior la sarcinile de 75% și 50% și se înrăutățește foarte mult la sarcina de 25%.
- 9 - La funcționarea după caracteristicile de sarcină se constată avantaje importante ale funcționării pe gaze petroliere lichefiate:
- consumuri specifice mai reduse la gaze petroliere lichefiate decât la benzină pentru sarcini de 100%, 75% și 50%;
 - consumuri specifice de combustibil mai reduse decât la benzină pentru toate sarcinile de turații mai mari decât 3000 rot/min.
- 10- Din caracteristicile complexe (topograme) rezultă că polul economic la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este $C_e = 230$ g/kwh față de $C_e = 250$ g/kwh pe benzină, totodată ele au o alură mai egalizată.
- 11- Caracteristicile puterii în funcție de dozaj evidențiază că puterile maxime pentru alimentarea cu gaze petroliere lichefiate

- se obține pentru un coeficient al excesului de aer cu 12% mai mare decât în cazul benzinei, adică pentru un amestec mai sărac.
- 12- Stabilitatea maximă a motorului pentru funcționare se obține în domeniul sarcinilor $\alpha=50\%$ și 75% .
- 13- Fazele arderii prezintă următoarele particularități:
- α_1 , faza inițială a arderii are pentru toate regimurile valori mai mari la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate decât pe benzină;
 - α_p , faza principală a arderii are valori ceva mai mari pentru benzină decât pentru gaze petroliere lichefiate;
 - α_f , faza finală a arderii are valori mai mari pentru gaze petroliere lichefiate decât pe benzină.
- 14- Valorile vitezei maxime de creștere a presiunii p'_{\max} și cele medii p'_m au în general valori mai mari la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate - din cauza avansului la aprindere mai mare.
- 15- Gradul de dispersie ciclică este mult mai mic la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate decât pe benzină.
- 16- Durata arderii în toate cazurile cercetate este mai mare la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate decât pe benzină.
- 17- Temperatura și presiunea maximă de ardere sînt la toate regimurile mai mari la funcționarea pe gaze petroliere lichefiate decât pe benzină.
- 18- Prin utilizarea gazelor petroliere lichefiate se obține o reducere importantă a emisiilor poluante și în special a monoxidului de carbon.
- 19- Emisiile de CO scad cu sarcina cînd motorul funcționează pe

benzină, pe cînd la funcționarea pe gaze lichefiate nu variază prea mult 0,15 ÷ 0,5% cu valori minime la sarcina maximă.

Funcționarea pe gaze petroliere lichefiate este astfel foarte avantajoasă la sarcini mari.

20- Alimentarea cu gaze petroliere lichefiate reprezintă o alternativă pentru reducerea consumului de benzină, a costului exploatării autovehiculelor echipate cu m.a.s. și a reducerii producerii acestora.

B I B L I O G R A F I E

1. Andrech A.I. U.S.A. senior member, pattison shon W.
- Instrumentation for NEW JERSEYS vehicle
emission testing.
2. Agard Selected combustion problems II London
Ed. Butterworth scientific publication
1956
3. Armand W.I.D. A new computation Model of combustion in
the spark - Ignition engine proc. Inst.
of Mech Engrs. vol.185 1970-71
4. Aramă C. Arderea normală în M.A.S. I,II, Metodolo-
gia și construcția de mașini 1975
5. Aramă C. Grünwald B. Motoare cu ardere internă, procese și
caracteristici București 1966.
6. Baxter M.C. c.a. Total Emission central possible with
L.P.G. vehichel S.A.E 580 529 1968.
7. Bărănescu G. Calculul produselor de ardere Ed. Academie
R.P.R. București 1955.
8. Berindean V. Burgermăster W. - Contribuții la studiul și cerce-
tarea modelării cu ajutorul legii lui
Vibe a produselor de ardere în motoarele
cu aprindere prin comprimare U.C.M.
Reșița 1971
9. Berindean V. Contribuții la studiul și cercetarea
aprinderii amestecurilor omogene combusti-
bil-aer aprinse prin compresiune. Teză de
doctorat Timișoara 1960.

10. Broeze I.I. Combustion in piston engine, spark ignition and compression ignition.
11. Brunner H. Betrieb von Benzinfahrzeugen mit Flüssiggas Automobil - Revue Bern 26 okt 1972
12. Dragnea I. - Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic și de cercetare științifică Ed. Dacia Cluj 1973.
13. Eberan R. Eberhorst : Wege zu sauberen Abgasen in naher zukunft, Automobiltechn. Zeitschrift 1972/1.
14. Eberan R. Eberhorst : Ein Automobil - prüfstand mit mechanisch-simulierter Fahrdynamik, Automobiltechn. Zeitschrift 1968/1
15. Fortran IV traducere din limba engleză Ed. tehnică București 1975.
16. Genslak L.St. Evaluation of Gascons Fuels for Automobiles SAE 720 125 1972 - Gesundheitsinspektorat de Staat ZÜRICH: literaturübersicht bezüglich Flüssiggas als umweltfreundlicherer Kraftstoff für Fahrzeuge März 1973.
17. Grünwald B. Cu privire la împărțirea pe faze a procesului de ardere prin scînteie Buletin I.P.B.
18. Grünwald B. Ianovici I. About an anomaly of the convective heat transfer in the cylinder of an internal combustion engine, preprints First Heat Transfer Conference vol II Iași 1973.

19. Grünwald B. Cercetarea procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie cu considerarea adîncimii zonei de ardere din flacăra turbulentă St.cerc.energ.electr.1973
20. Grünwald B. Apostolescu V. Dodu M. programe pentru calculul arderii din motoarele cu piston litografia I.P.B.1975
21. Grünwald B. Apostolescu V. - A calculation method of the temperature field in the cylinder of a spark ignition engine Rev.Roun. Tehn.Electro. et energ. 1972.
22. Grünwald B. Apostolescu V. - Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. Ed.Academiei R.S.R. 1975.
23. Justi E. Spezifische Wärme Enthalpie, Entropie und Dissociation technischer Gase Verlag von Julius Springer Berlin 1938.
24. Karim G.A. Some Combustion problems associated with the use of normal gas in internal combustion engines. I.C.E. Conference Bucharest 1970 the University of Colgary Canada
25. Kusman Rasnjevic. Tabele și diagrame termodinamice (traducere din limba Sirbo-Croată) Ed.Teh. București 1970
26. Landi D. Hartog L.P.G. Instalation sistem catalog of L.D.H. Compani Tehran - Iran Iran National Factories

27. Lavoie G.A. Spectroscopic Measurements of nitric oxide in spark Ignition Engine Massachusetts Inst.Of Tehnol.fluid Mechanics Lab.Raport nr.70-4 Monch 1970
28. Manualul inginerului termotehnician Ed.teh. Bucuresti.
29. Mangelkamp R.A. - L P Gas for Engines, SAE sp 1961 285 1966
30. Mangel R.A. Kamp C.A. L.P.G. for engines S.A.E. sp 285 1966
31. Muziu L.J. Theoretical and experimental Investigation of temperature and composition during combustion in a closed system Ph.D. Thesis Univ.of California 1970
32. Max Leiker. - Die Gasmaschine wien springer verlag 1953
33. Neligon Robert E. - traducere in limba română Aparatajul de măsură utilizat în protecția contra poluării aerului.
34. OELERT H.H. - Problems of automotive exhaust in the federal republic of Germany and ways for their solution by Tehnical universita of Clausthal Germany
35. Patterson,D.J. Wglen van G. - A Digital computer simulation for spark-Ignited Engine Cycles SAE TP 7 1964
36. Patterson D.J.Henein N.A.- Emissions fram combustion Engines and Their Control.Ann Arbor Science Publishers 1972
37. Ricardo H.R. The High speed interal Combustion engine London Blachie and sons 1953.

38. Starkman E.S. Fundamental processes in Nitric oxide and Carbon Monoxide
39. Stratulat M. Munteanu S.D. - Incărcarea motoarelor cu ardere internă Editura teh. București 1966.
40. Sirigrano V.A. One Dimensional Analysis of Combustion in a spark Ignition Engine Princeton University, private communication 1973
41. Vasilescu C.A. Studiul experimental al duratei arderii în motorul cu aprindere prin scînteie cu camera de ardere în piston inst.cerc. Energ.V.1972.
42. Vasilescu C.A. Stoica N. - Distribuția temperaturii și concentrației de produși poluanți în camera de ardere a motorului cu aprindere prin scînteie st.cerc.energ.electr.1971.
43. Vasilescu C.A. Paur S. Gheorghe A. Rădulescu. - Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul de ardere internă ed.academiei R.S.R. București 1972.
44. Vasilescu C.A. Combaterea produșilor poluanți emiși de motoarele autovehiculelor Ed.Acad.R.S.R. 1975
45. Vasilescu C.A. Năstase M. Teodorescu L. - Rezultatele experimentale în legătură cu desfășurarea procesului de ardere în motoare cu ardere internă alimentate cu gaze petroliere lichide. Construcția de mașini Ianuarie 1979 ^{fiat}
46. Wibe I.I. Noveo a rabocom țikle dvigatelei Mghis Moscva Sverdlovska 1962
47. Wibe I.I. Parafantov M.P. - Kroitahrzeugtechnik H 10 1967 p.295-296.

A V E X E

1. Diagrame indicate mărite pentru prelucrare, la sarcină plină, pentru $P_e \text{ max}^o$, $C_e \text{ min}$ și $H_e \text{ max}^o$ diagrame de comprimare, la funcționarea motorului pe benzină și pe gaze petroliere lichefiate.
2. Ordinograma pentru calculul arderii la m.a.s. la funcționarea pentru gaze petroliere lichefiate și pe benzină.
3. Listingul programului de calcul al arderii
4. Simbolurile și notațiile utilizate în programul de calcul.

NOTITA AUTOBIOGRAFICA

M-am născut la 10 martie 1949, în regiunea Savadkosh din munții Albors din Iran.

Tatăl meu Toor Savadkoobi Mashallah este inginer constructor de poduri și drumuri, iar mama Effat Toor a fost casnică.

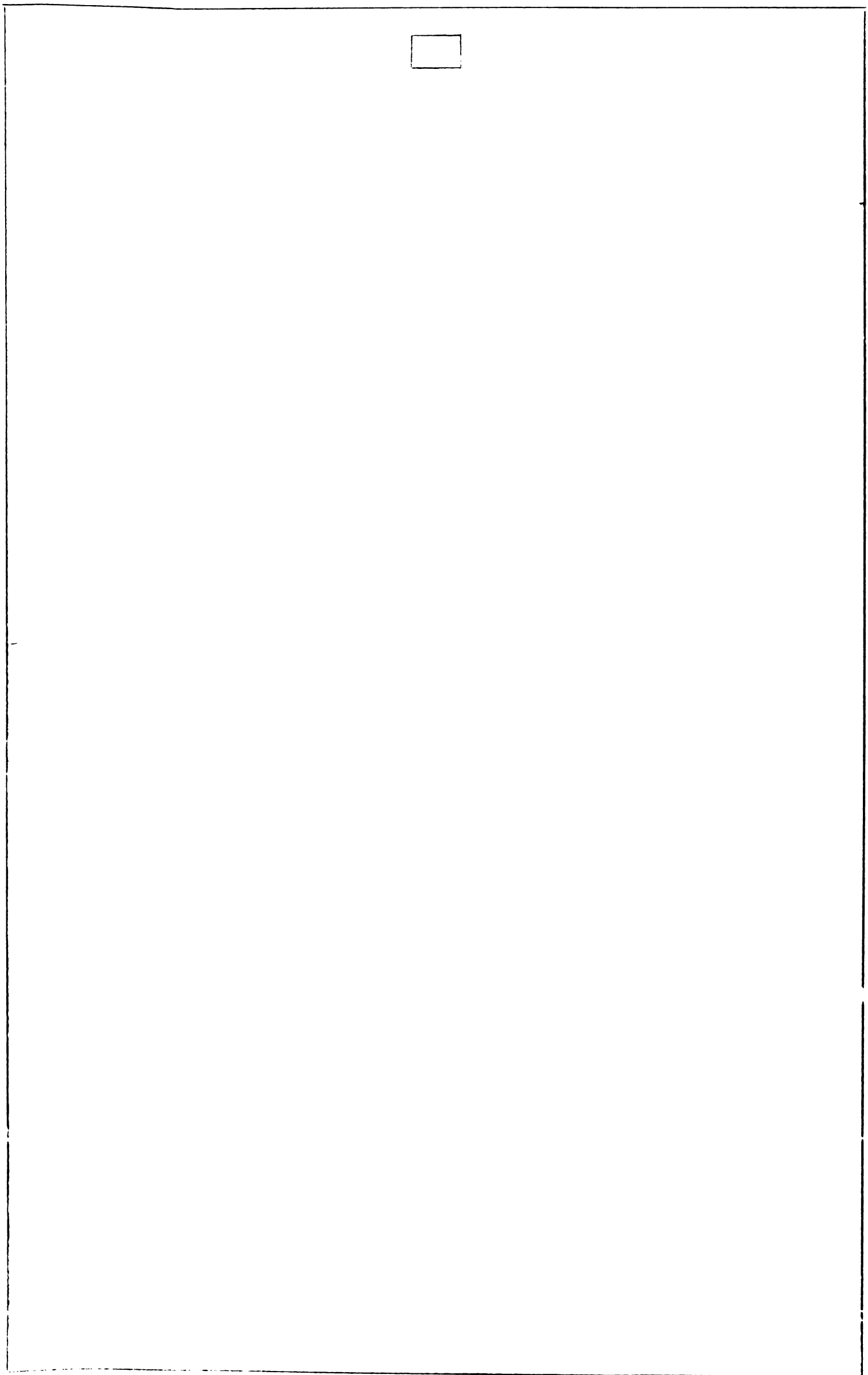
După absolvirea liceului real, în Teheran și a examenului de bacalaureat, în 1968, am dat examenul de admitere în Institutul tehnologic din Teheran. La sfârșitul primilor doi ani de studii, pe baza rezultatelor foarte bune obținute, am fost promus pentru a-mi continua studiile în străinătate.

În perioada 1971-1973 mi-am întrerupt studiile și am lucrat în calitate de tehnician la proiectarea modelelor hidraulice într-un laborator de hidraulică din Ministerul Apelor și a Energiei.

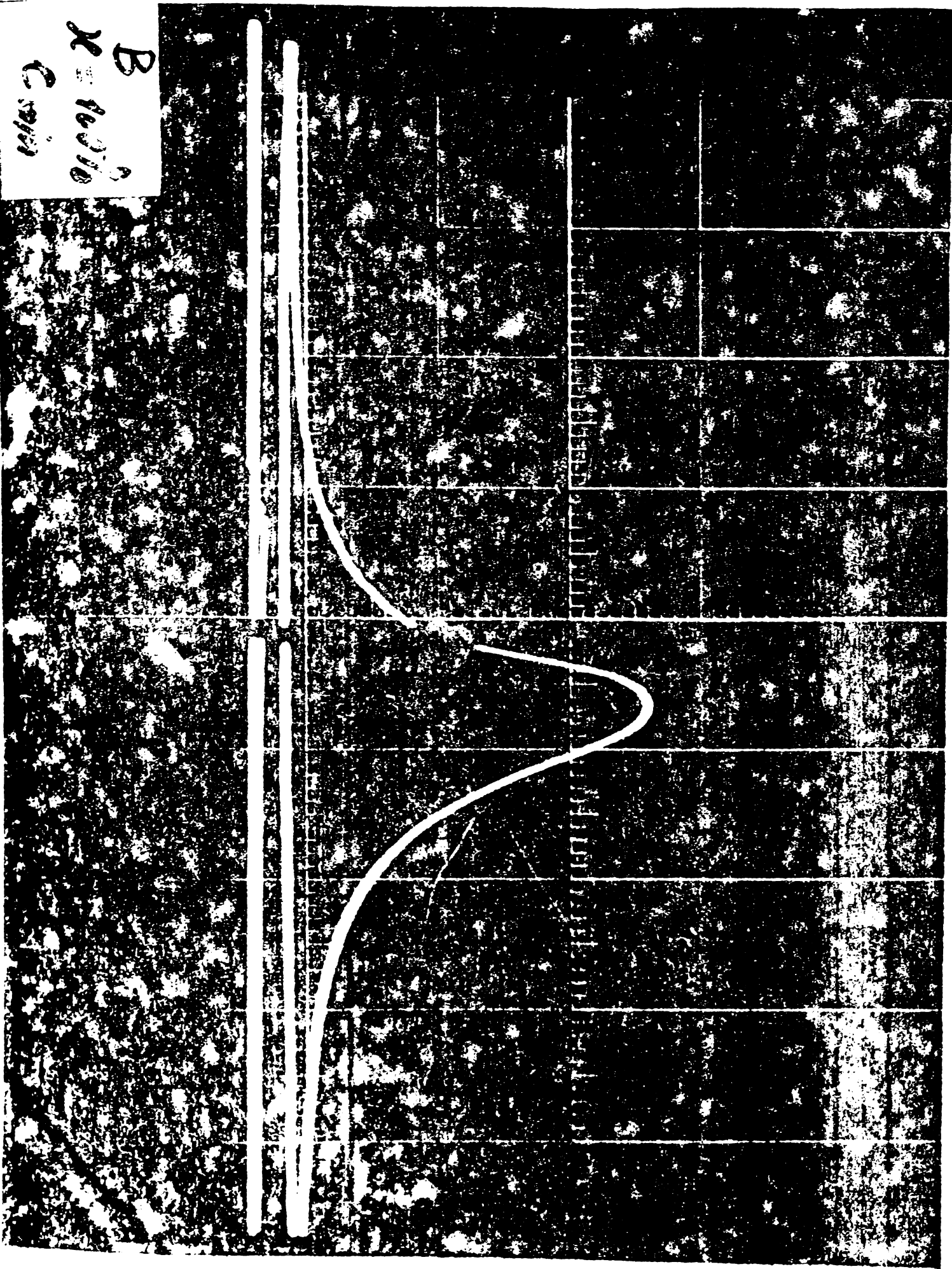
În anul 1974 am primit o bursă pentru studii în R.S. România și am intrat în anul III secția de mașini termice de la Facultatea de mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

Am absolvit facultatea în 1977, obținând la examenul de stat media 9 (nouă), după care am lucrat o perioadă de trei luni la Fabrica de automobile Iran Național, unde m-am ocupat de adaptarea motoarelor cu aprindere prin scînteie pentru funcționarea pe gaze lichefiate.

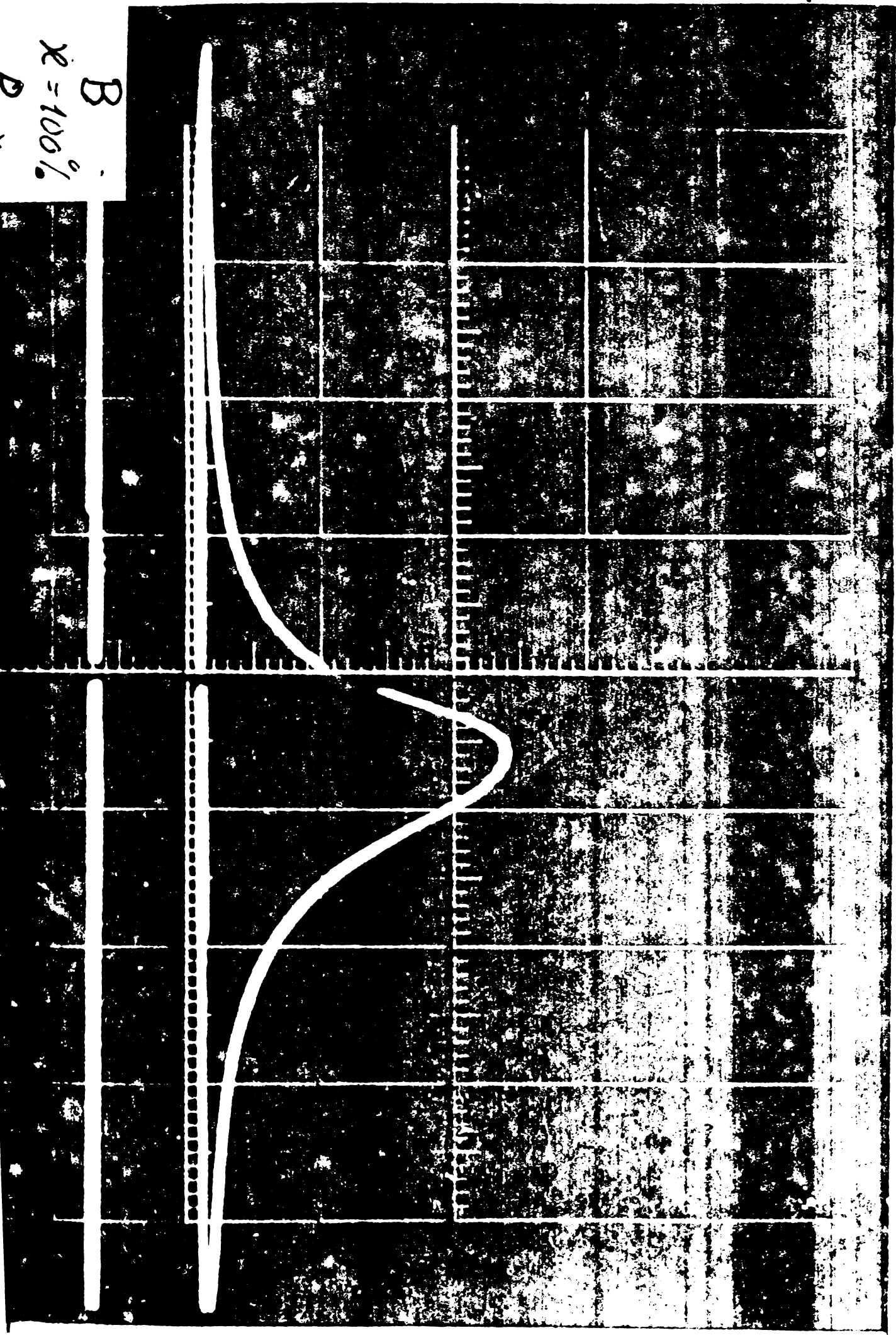
Activitatea din acest domeniu a fost continuată, între anii 1977-1980, printr-o teză de doctorat cu o temă privitoare la arderea gazelor petroliere lichefiate în motoare cu aprindere prin scînteie, pe care am terminat-o în noiembrie 1980.

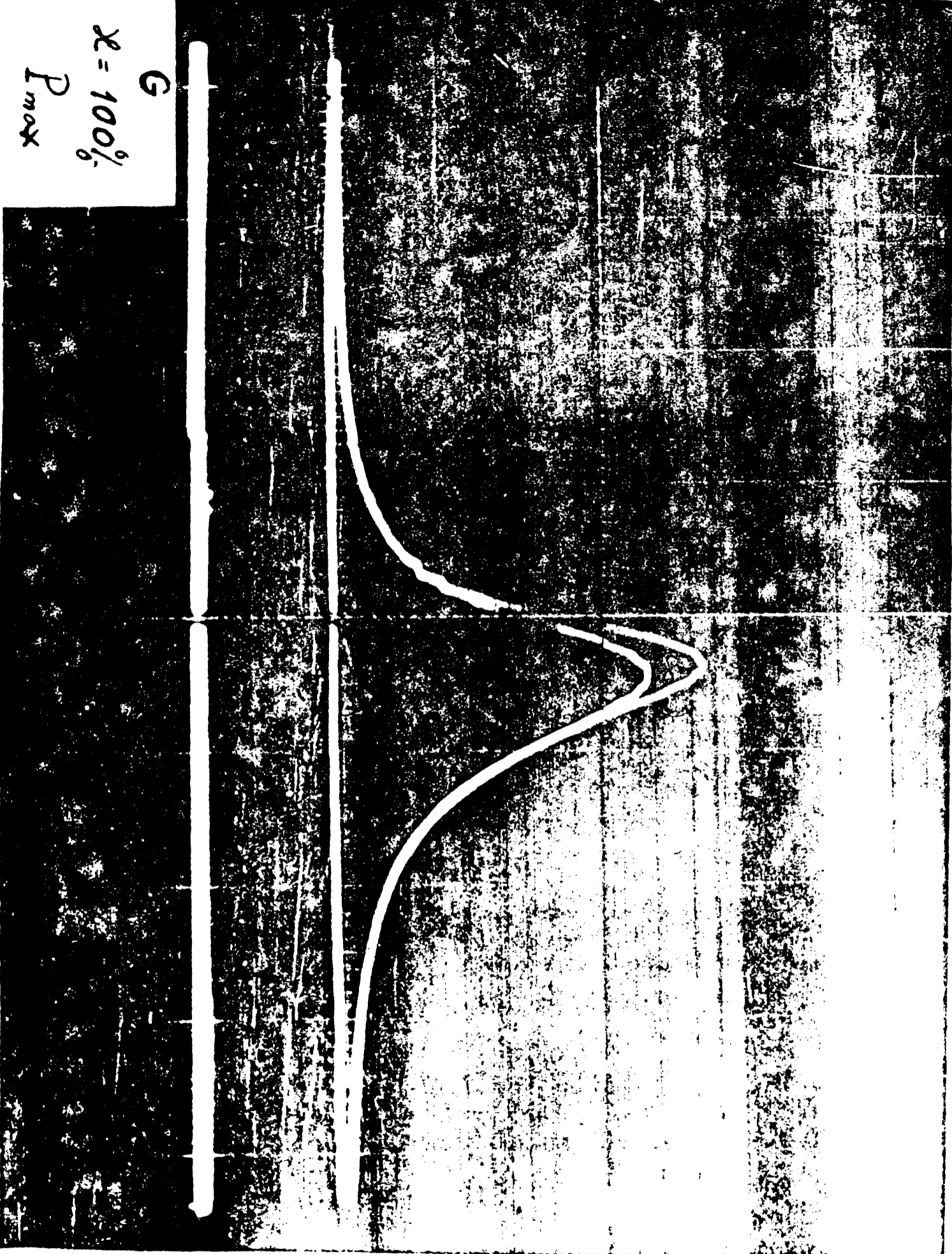


B
R
C

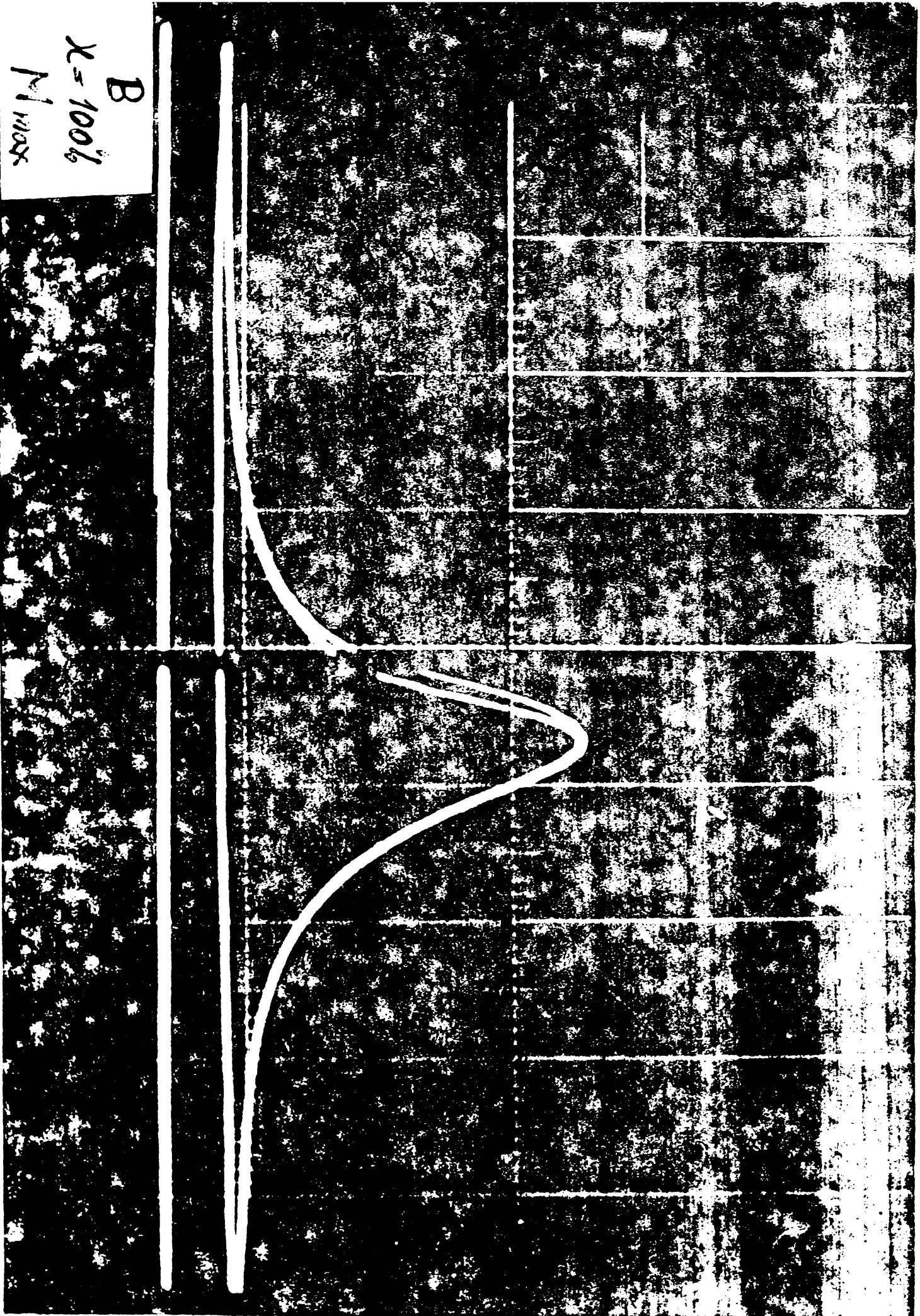


B
 $\chi = 100\%$
 P_{max}

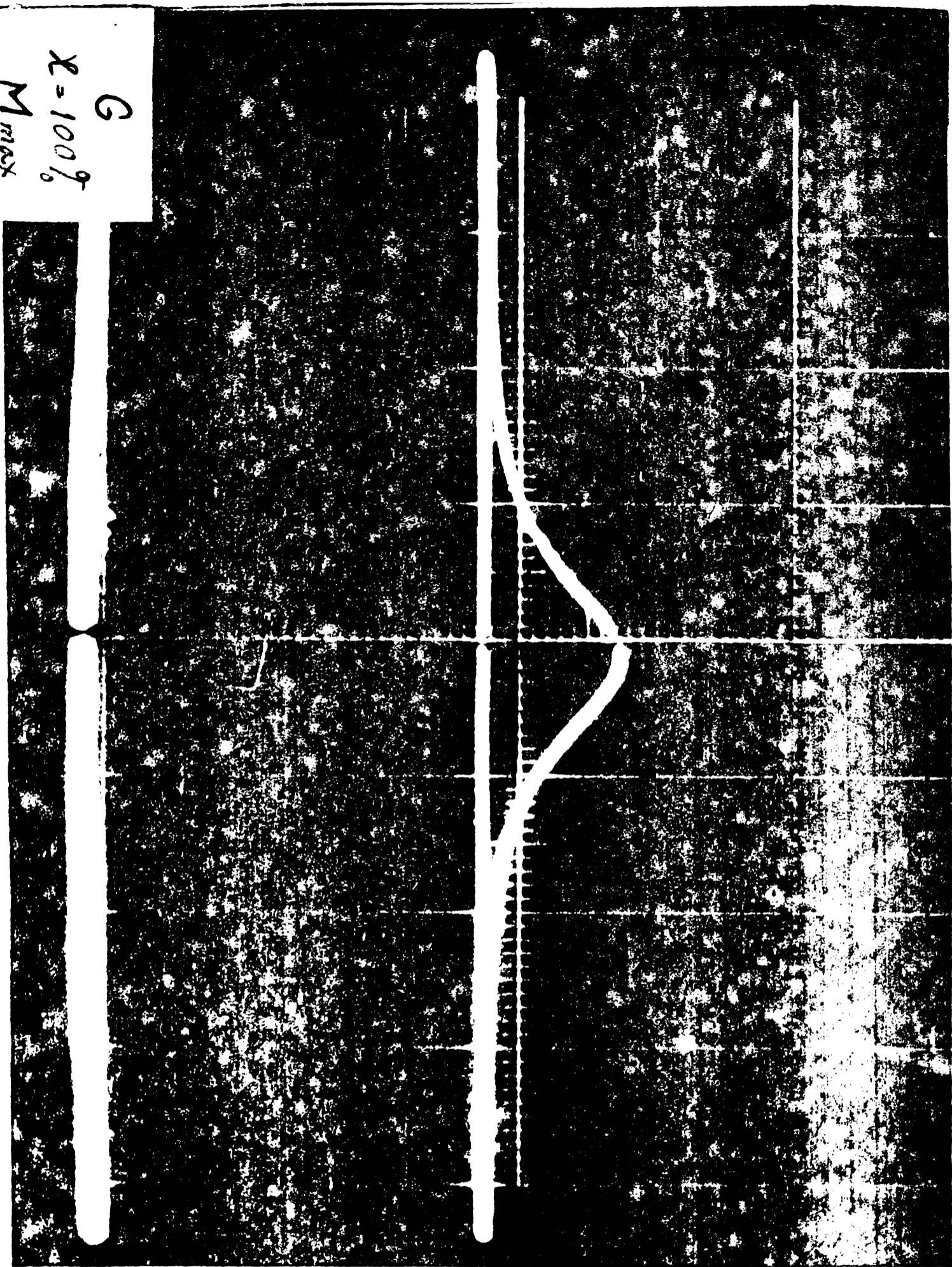




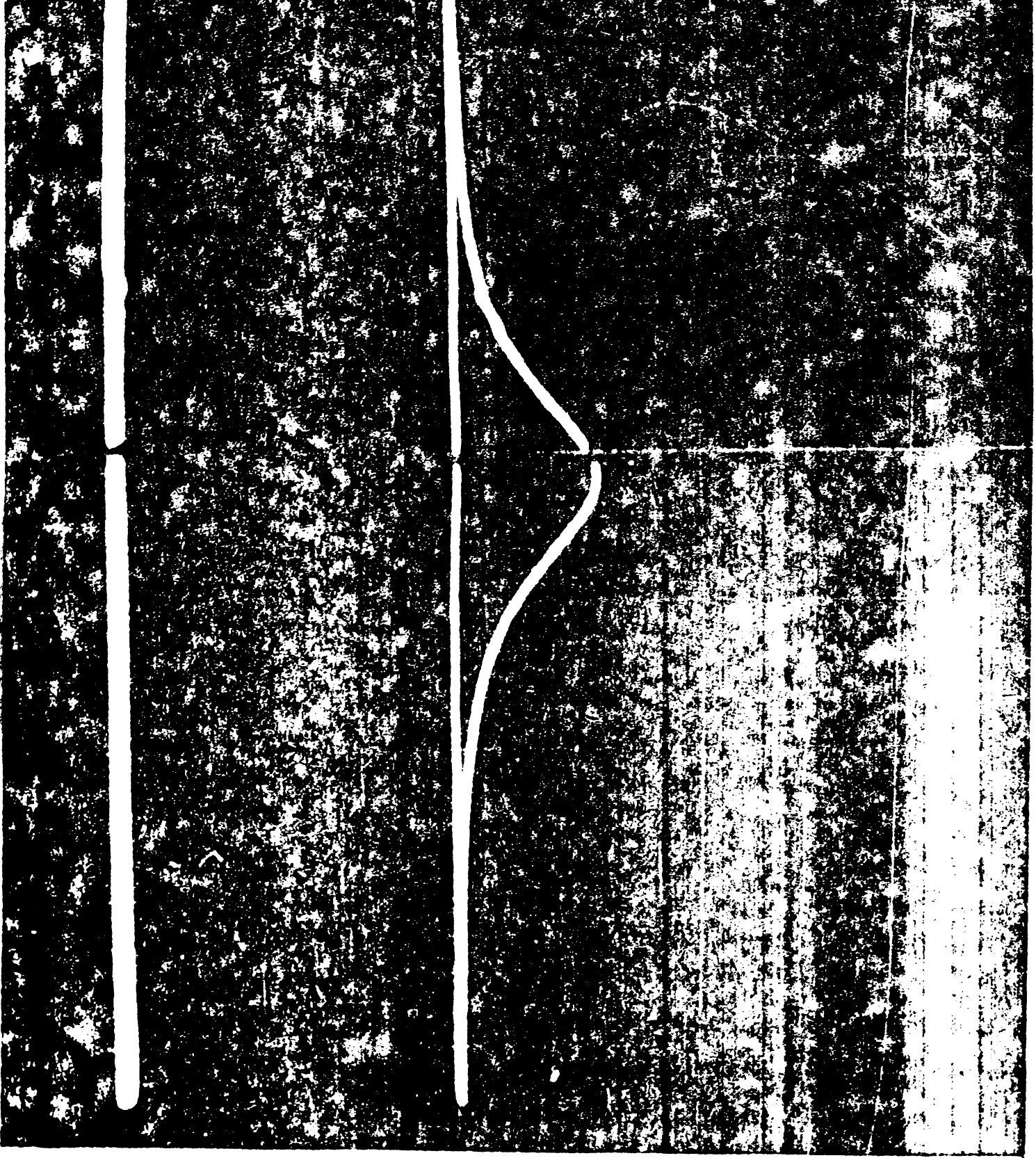
G
 $\lambda = 100\%$
 P_{max}



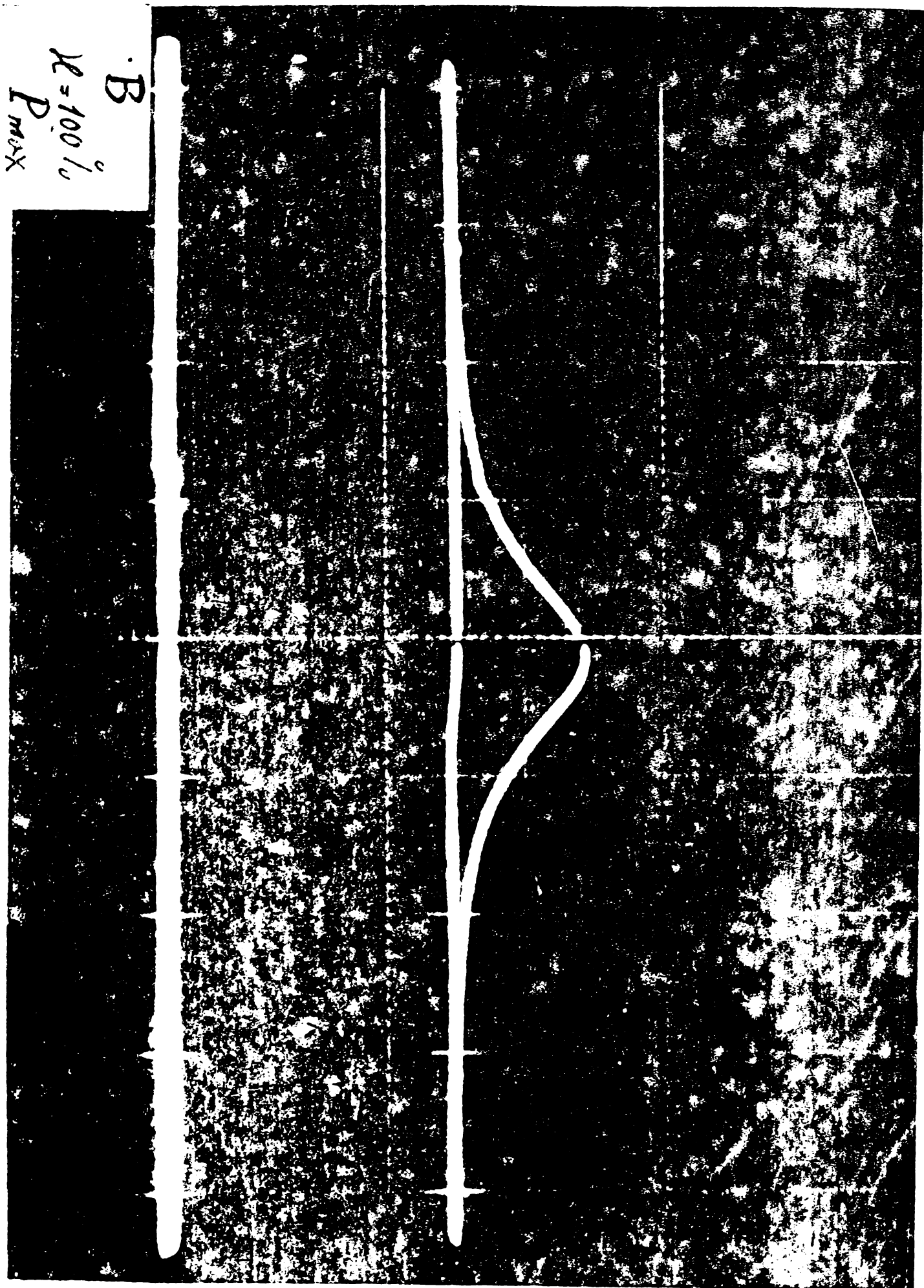
G
 $X = 100\%$
 M_{max}



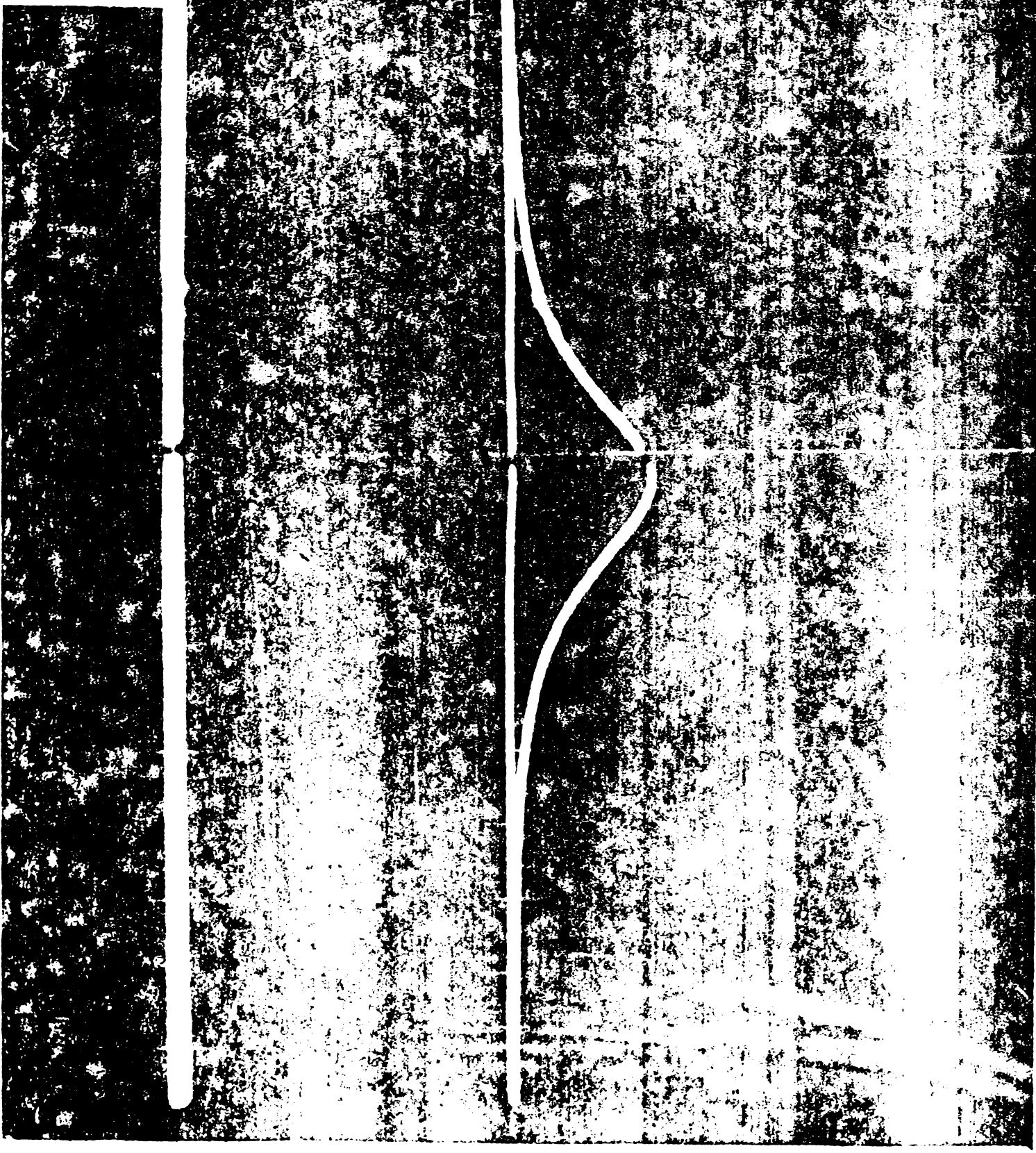
B
K-100%
L. 10/10

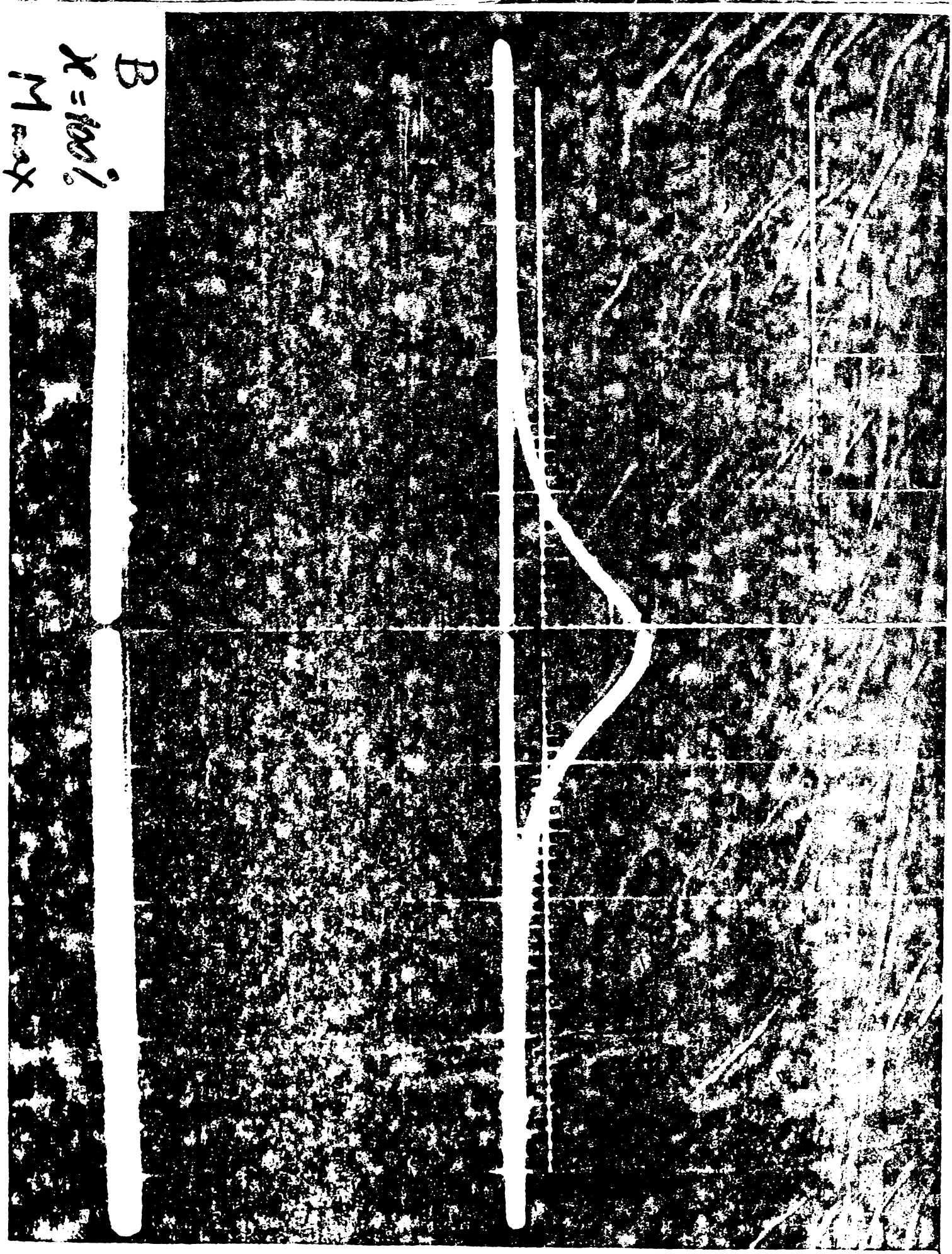


B
 $K = 100\%$
 P_{max}



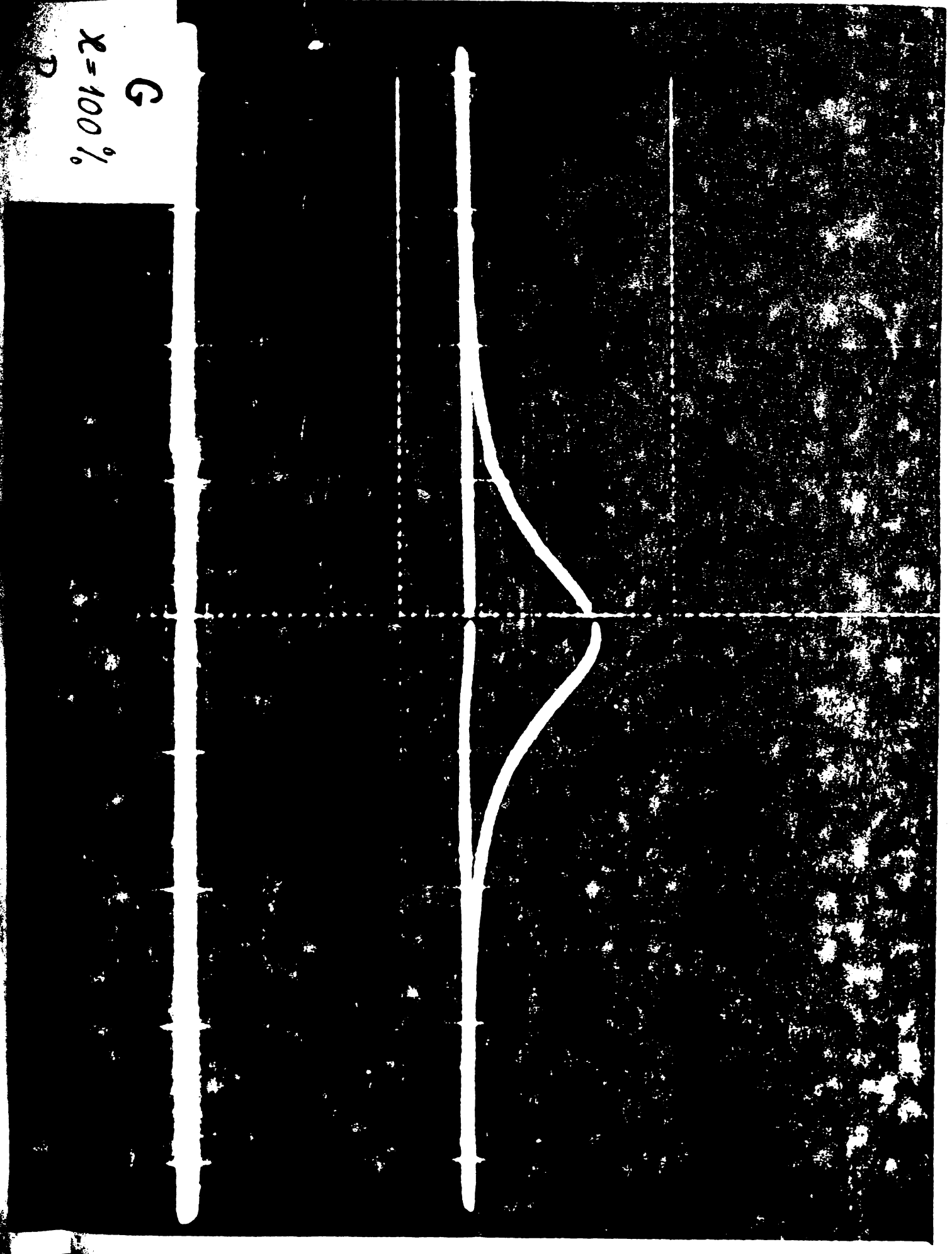
G
 $\lambda = 1087 \text{ \AA}$
E.M.I.A

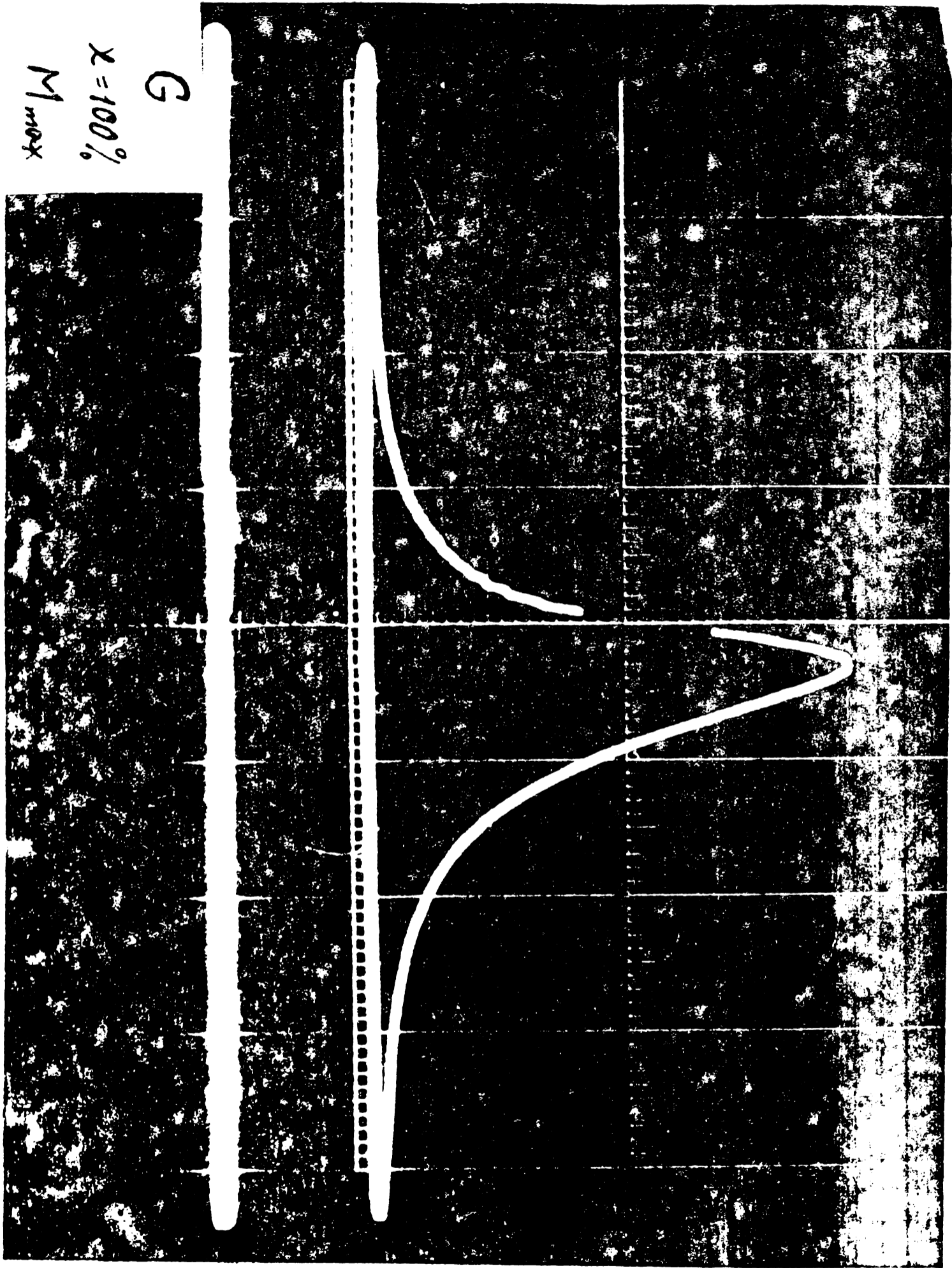




B
X=100%
M=20X

G
χ = 100 %



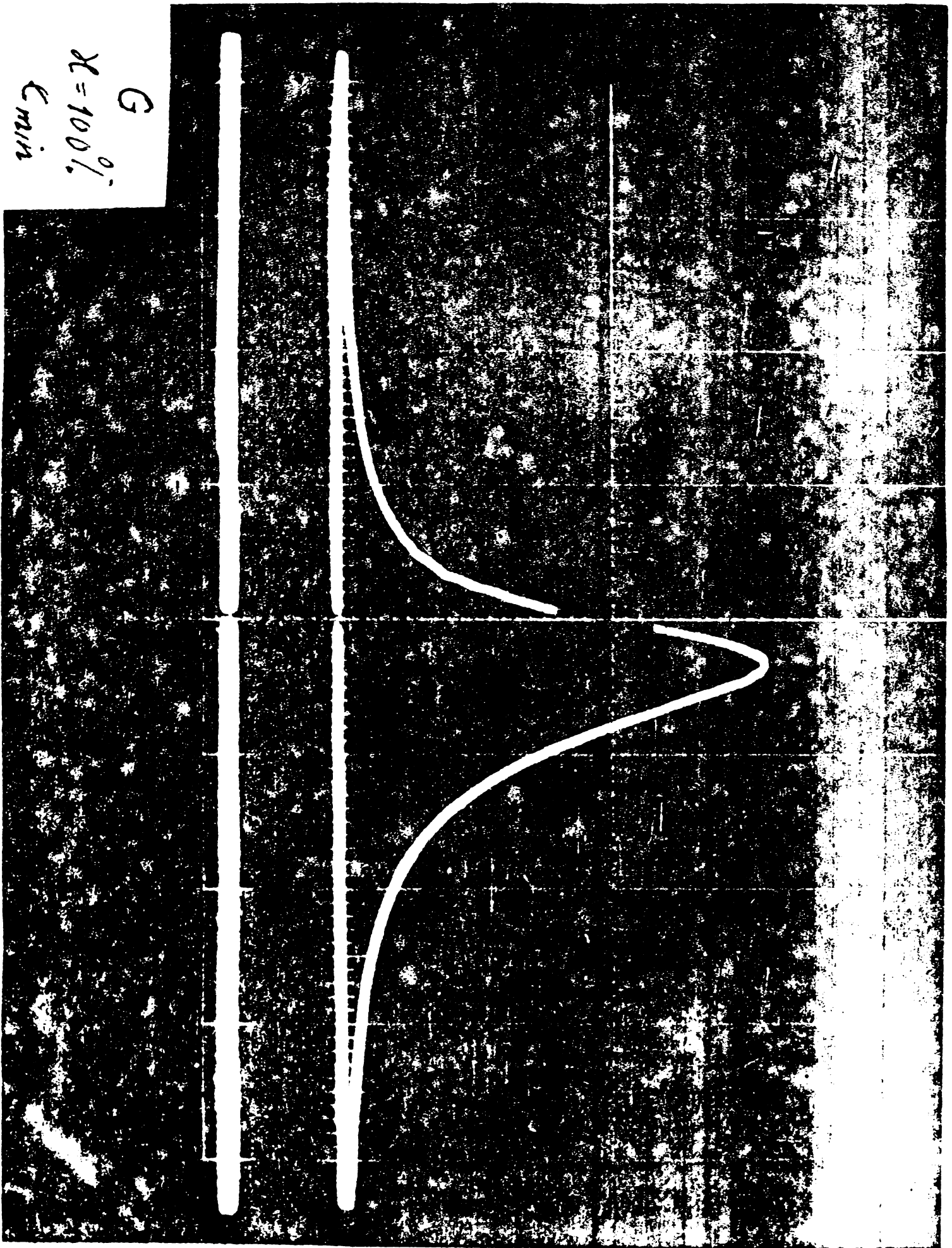


G

$\lambda = 100\%$

M_{max}

G
 $X = 100\%$
 ϵ_{min}





V_a	volumul specific al aerului la începutul cursei de comprimare	m^3/daN
V_c	volumul curent de gaze corespunzătoare pentru 1 kg combustibil ars în motor	l/kgcomb
W_o	viteza de degajare a căldurii	kcal/°RAC
X_c	căldura relativă degajată determinată experimental	%
X_c^*	căldura relativă degajată stabilită prin calcul	%
X_i	căldura relativă utilă la începutul arderii, inclusiv intervalul i	%
	raportul de comprimare	-
$i, i+1$	exponentul adrafatic mediu pe interval	-
	coeficientul excesului de aer	-
b	raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei	-
o	coeficientul teoretic de variație molară	-
$i, i+1$	coeficientul real de variație molară	-
	compoziția proventuală a hidrocarburilor	kmol/kmol
z	coeficientul de utilizare a căldurii	-
max	coeficientul maxim de utilizare a căldurii	-
$i()$	funcția variației de volum pentru un interval	-

□

1.3. Principalele notații și simboluri folosite la
programul de calculul arderii

C_{il}	volumul de comprimare	l
G_a	masa sau greutatea de aer admis în motor pentru 1 kg de combustibil	kg/kg Comb
G_{pa}	greutatea produselor de ardere pentru 1 kg de combustibil	kg/kg comb
H_1	puterea calorică inferioară a combustibilului	Kcal/kg comb
I_{M2}	Entalpia molară a gazelor la sfârșitul arderii	kcal/kmol
K	scara unghiului de rotire a arborelui cotit pe un interval	$^{\circ}$ RAC/interv
N_{M1}	cantitatea de încărcătură proaspătă	kmol/kg
N_{M2}	cantitatea de gaze reziduale	kmol/kg
$n_{i,i+1}$	numărul de kmol de gaze pe interval	kmol
p_y	presiunea maximă de ardere	daN/cm ²
p_{d1}	presiunea la desprindere	daN/cm ²
p_{y1}	presiunea maximă în i cicluri succesive	daN/cm ²
c_{p_i}	căldura specifică pentru 1 kg amestec la începutul intervalului	kcal/kg
$q_{i,i+1}$	căldura specifică utilă pentru 1 kg amestec pe interval	kcal/kg
T_g	temperatura la sfârșitul arderii	$^{\circ}$ K
$T_{i,i+1}$	temperatura absolută medie pe interval	$^{\circ}$ K
U_{M_c}	energia internă molară a încărcăturii proaspete la sfârșitul comprimării	kcal/kmol
$U_{M_c}^{(r)}$	energia internă a gazelor reziduale la sfârșitul comprimării	kcal/kmol

START

$C; O_c; h; H_i; \epsilon; \lambda_b; V_a; V_c; \lambda; \gamma; C_{il}; \alpha_{min}; \Delta \alpha; L_{\alpha m}; P_i$

$$L_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + \epsilon h - O_c \right)$$

$$L'_0 = L_0 / 28,95 + \gamma, \lambda$$

$$G_{pa} = 1 + \lambda L_0$$

$$\eta_{pa} = \lambda L'_0 + h/4 + \frac{1}{M}$$

$$\mu_{max} = \eta_{pa} / \lambda L'_0$$

$$\alpha_1 = \alpha_{i0}$$

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + p_{asG}$$

$$\psi(\alpha_i) = 1 + \frac{\epsilon+1}{2} \left[(1+1/\lambda_b) - (\cos \alpha_i + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1-\lambda_b^2} \sin^2 \alpha_i) \right]$$

$$V(i) = C_{il} \cdot \psi(\alpha_i)$$

$$\xi_m = 1$$

$$\mu_{1,2} = 1$$

$$X_{U,1,2} = 0$$

$$X_{U,1} = 0$$

$i = 1$

$$T_{i,i+1} = \frac{1}{\mu_{i,i+1}} \frac{V_c}{1696 \lambda L_0} \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [\psi(\alpha_{i+1}) + \psi(\alpha_i)]$$

$$\chi_{i,i+1} = 1,295 + \frac{76,7}{T_{i,i+1}} - (13,6 - \frac{14,2}{\lambda}) \frac{X_{U,i+1}}{\xi_m} \frac{1}{T_{i,i+1}} - (0,0665 - \frac{0,0245}{\lambda}) \frac{X_{U,i+1}}{\xi_m}$$

$$X'_{i,i+1} = \frac{\lambda L_0}{H_i} \frac{V_a}{0,0427 \cdot \epsilon} \left[\frac{P_{i+1} \psi(\alpha_{i+1}) - P_i \psi(\alpha_i)}{\chi_{i,i+1} - 1} + \frac{P_i + P_{i+1}}{2} [\psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)] \right]$$

$X_{U,i+1} = X_{U,i+1}$ (with \neq and $=$ branches)

$$X_{U,i} = X_{U,i} + X_{U,i,i+1}$$

$$i := i + 1$$

$$X_{U,i,i+1} := X_{U,i-1,i}$$

$$\mu_{i,i+1} := \mu_{i-1,i}$$

$$X_{U,i,i+1} := X'_{U,i,i+1}$$

$$\mu_{i,i+1} = 1 + (\mu_{max} - 1) \frac{X_{U,i} + X_{U,i,i+1}}{\xi_m}$$

$i \leq L_{\alpha m}$

$$\xi'_m = (X_{U,i})_{max}$$

$$i_{\xi} = i$$

$\xi'_m \neq \xi_m$ (with \neq and $=$ branches)

$$\xi_m = \xi'_m$$

$$q_{i,i+1} = \frac{H_i}{\lambda L_0} X_{U,i,i+1}$$

$$q_i = \frac{H_i}{\lambda L_0} X_{U,i}$$

$$X_{P,i,i+1} = (1/\xi_m - 1) X_{U,i,i+1}$$

$$X_{P,i} = \sum X_{P,i,i+1}$$

$$X_{e,i} = X_{U,i} + X_{P,i}$$

$$\alpha_1 = 0$$

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + p_{asG}$$

$$X_i = \lg e \cdot \ln \left[\frac{\ln(1 - X_{e,i})}{-\sigma} \right]$$

$$Y_i = \lg \alpha_i$$

$$m = \frac{i_{\xi} \sum (X_i^2) - (\sum X_i)^2}{i_{\xi} \sum (X_i Y_i) - (\sum X_i)(\sum Y_i)} - 1$$

$$A = \frac{\sum Y_i - \frac{1}{m+1} \sum X_i}{i_{\xi}}$$

$$\alpha_z = 10^A$$

$$X_e^* = 1 - e^{-\sigma(\alpha_i/\alpha_z)^{m+1}}$$

$$W_{oi} = -\sigma(m+1)(\alpha_i/\alpha_z)^m (1 - X_{e,i}^*)$$

$$\Delta X_e = \frac{X_e^* - X_e}{X_e^*} \cdot 100$$

ξ_m, m, A, α_2
 $X_{U,i+1}, X_{U,i}, q_{U,i,i+1}, q_{U,i}, X_{P,i}, X_{e,i}$
 $T_{i,i+1}, \chi_{i,i+1}, X'_{e,i}, \Delta X_{e,i}, W_{oi}$

STOP