

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. Dănilă Iorga

CONTRIBUTII LA STUDIUL SCHIMBULUI DE CALDURA SI DE  
SUBSTANTA IN PROCESUL DE FORMARE AL AMESTECULUI LA MOTOARELE  
CU APRINDERE PRIN SCINTEIE

- Teză de doctorat -

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

Conducător științific:

Prof. dr. ing. VASILE BERINDEAN

- 1985 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA CENTRALĂ	
Valoarea	lit.
Dulap	lit.

## NOTITA AUTOBIOGRAFICA

Naționalitatea: română;

Data și locul nașterii: 27 februarie 1941, Timișoara, ca fiu al lui Pavel și al Elenei (născută Serban);

Îngătitura profesională: 1948 - 1952, Școala Primară din Cărbunești/  
Gorj;

1952 - 1955, Școala Elementară de 7 ani din Tîrgu Cărbunești/  
Gorj;

1955 - 1959, Școala Medie nr. 3, Tîrgu Jiu;

1959 - 1964, Facultatea de Mecanică din Timișoara, Secția  
Mașini Termice.

Activitatea profesională: 1964 - 1973, asistent inginer la Facul-  
tatea de Mecanică din Timișoara, Catedra de Termotehnică;  
din 1970, la Catedra de Mașini Termice a aceleiași facul-  
tăți, în funcția de mai sus;

1973 - 1977, asistent inginer la Universitatea din Oran/  
Algeria (șeful secției de specializare termodinamică);

1977 - 1985, șef de lucrări inginer la Facultatea de Meca-  
nică din Timișoara, Catedra de Termotehnică și Mașini Ter-  
mice.

**Contributions à l'étude de l'échange de chaleur et de masse, dans le processus de la formation de mélange dans les moteurs à allumage par l'étincelle**

**Resumé**

Dans l'ouvrage l'auteur développe des recherches concernant l'échange de chaleur et de masse, pendant la réalisation du mélange dans les moteurs à allumage commandé, avec carburateur, les conséquences de ce processus sur les performances du moteur et les moyens de les améliorer.

L'ouvrage a sept chapitres:

Le premier chapitre "Introduction" nous présente l'importance, le resumé de l'ouvrage et les principales contributions de l'auteur.

Le deuxième chapitre, analyse les principaux ouvrages scientifiques apparues dans notre pays et dans le monde pendant les dernières 40 années, concernant: la réalisation du dosage du combustible dans le mélange, la pulvérisation et la vaporisation du combustible ayant le but d'obtenir un mélange gazeux homogène, la distribution du mélange entre les cylindres du moteur et la formation de la glace dans le carburateur (le givrage).

Le troisième chapitre traite le modèle mathématique et physique de l'écoulement du combustible et de l'air dans les carburateurs à freinage pneumatique du débit du combustible, en utilisant des modèles transparents à l'échelle agrandie et à l'échelle naturelle.

Le quatrième chapitre, l'un des plus importante de l'ouvrage, contient l'étude théorique de l'échange de chaleur et de masse dans le processus de la formation du mélange, les états du mélange étant représentés dans une diagramme  $i-x$ , air-combustible, calculée et complétée par l'auteur avec une échelle marginale, pour les combustibles roumaines. Dans les changements d'états du mélange en carburateur, on considère et le transfert de chaleur entre le mélange et le milieu ambiant, à travers les parois du carburateur.

Le cinquième chapitre décrit la méthode des recherches expérimentales, le programme de recherche, les paramètres mesurés, l'étalonnage des appareils et l'installation expérimentale pour

**l'étude du givrage et du "point chaud".**

**Le sixième chapitre c'est la plus importante part de la thèse de doctorat, dans laquelle on présente les résultats expérimentaux concernant l'évolution du mélange dans la tubulure d'admission, les conditions d'apparition du givrage au carburateur № 207 du moteur ARO-L-25 et ces conséquences sur les performances du moteur. Dans la même chapitre on développe l'étude de l'optimisation de la température du "point chaud", nécessaire à la vaporisation complète du combustible afin de rendre le mélange gazeux et homogène dans le but d'augmenter les performances du moteur.**

**On peut considéré que par les résultats obtenues sur la réduction de la consommation spécifique du combustible, les solutions constructifs préconisées de l'auteur dans l'ouvrage, sont des contributions louables, dans l'effort général d'améliorer les performances des moteurs.**

**Le septième chapitre comprend les conclusions générales des recherches de la thèse de doctorat.**

**Dans les annexes on donne une série des tableaux et diagrammes, respectivement le calcul programmé de la diagramme i-x, air-combustible.**



Contributions to the heat and mass transfer study, in the mixture formation process at the spark ignition engines.

#### synopsis of paper

The dissertation presents the investigations performed by the author concerning the mass and heat transfer in the fuel mixture formation process at the carburettor engines, the consequences of this process on the engine performances as well as the ability to improve them.

The paper contains seven chapters.

The first chapter features the importance and the synopsis of the paper and the main contributions of the author.

The second chapter analyses the prime romanian and foreign papers in the last 40 years, concerning the determination of fuel ratio in the mixture, the fuel spraying and vaporization in order to obtain a homogeneous mixture, the distribution of the latter between the cylinders and the carburettor icing.

The third chapter features the mathematical and physical approaches which have yielded further insight into the mechanism of fuel and supplementary air flow through the carburettors with pneumatic braking of the fuel flow. Enlarged and plain scale models was used for the experimental investigation.

The fourth chapter, one of the most important of the dissertation, contains the theoretical study of the heat and mass transfer in the fuel mixture formation process at the carburettor engines, the fuel mixture states being represented in an air-fuel  $1-x$  diagram, drawn and completed by the author with a marginal scale for romanian fuels. The exchange of heat between fuel mixture and ambient air, through the carburettor walls was considered.

The fifth chapter describes the method and the experimental research program, the measured parameters, the devices and experimental plants used to study the carburettor icing and the "hot spot".

The sixth chapter is the most important part of the dissertation in which are shown the results of the experimental determinations concerning the evolution of fuel mixture in the intake manifold, the cases when the icing phenomenon occurs at the # 207

carburettor of the ARO-1-25 engine, and its consequences on the engine performances. The same chapter develops the study concerning the optimum "hot spot" temperature, in order to obtain a complete vaporization of the fuel, and, by means of that, a homogeneous gaseous mixture, necessary to increase engine ratings. So, we can appreciate that the solutions preconized by the author in his dissertation are valuable, providing a reduction of the fuel consumption.

The seventh chapter sums up the main conclusions of the work.

The Appendix contains tables and charts as well as the program describing the computational process of the air-fuel i-x diagram.

# Beitrag zum Studium des Wärme- und Stoffaustausches bei der Gemischbildung im Ottomotor

## Zusammenfassung

In der Arbeit macht der Autor umfangreiche Untersuchungen des Wärme- und Stoffaustausches bei der Gemischbildung im Vergaser-Ottomotor, der Folgen dieser Vorgänge auf die Leistungsdaten des Motors und der Möglichkeit, diese Leistungen zu steigern.

Die Arbeit umfaßt 7 Kapitel.

Das erste Kapitel "Einleitung" unterstreicht die Wichtigkeit und zeigt den Inhalt der Arbeit und die Hauptbeiträge des Verfassers.

Das zweite Kapitel beschreibt die wichtigsten in- und ausländischen Forschungsarbeiten der letzten 40 Jahre, die sich mit der Beteiligung des Kraftstoffes im Gemisch, seine Zerstäubung und Verdampfung zur Erzeugung eines gleichmäßigen Gemisches, die Verteilung dieses Gemisches zu den Zylinder des Motors und die Vergaservereisung.

Das dritte Kapitel behandelt die mathematische und physikalische Modellierung der Kraftstoff- und Ausgleichluftbewegungen durch die Vergaser mit Ausgleichluftdüse, mit Hilfe von durchsichtigen, vergrößerten Modelle, beziehungsweise in natürlicher Größe.

Das fünfte Kapitel ist eines der wichtigsten der Arbeit und umfaßt das theoretische Studium des Wärme- und Stoffaustausches im Laufe der Gemischbildung bei Vergasermotoren; die Zustände des Gemisches sind in einem  $i-x$ -Diagramm, Luft-Kraftstoff, aufgetragen, das mit einer Seitenskala für rumänische Kraftstoffe vom Autor versehen wurde. Bei der Auftragung der Zustände im Vergaser wird auch der Wärmeaustausch zwischen dem Kraftstoff-Luft-Gemisch und der Umgebung, durch die Vergaserwände, in Betracht gezogen.

Das fünfte Kapitel beschreibt die Versuchstechnik und das Versuchsprogramm, die Meßgrößen, die Eichung der Geräte und die Forschungsanlagen zum Studium der Vergaservereisung und der Heißpunktbeheizung.

Das sechste Kapitel ist der wichtigste Teil der Dissertation, in dem die Forschungsergebnisse betreffend der Zustandsänderungen des Gemisches entlang des Einlaßtraktes, das Eintreten der Vergaservereisung beim Typ 7 207 des ARO-L-25-Motors und dessen

Folgen auf die Leistungsdaten, vorgestellt werden. Im selben Abschnitt werden auch die Bemühungen zur Temperaturoptimierung der Heißpunktbeheizung beschrieben, um die vollständige Kraftstoffvergasung und eine entsprechende Homogenisierung des Gemisches und höhere Motorleistung zu erreichen.

Anhand der Verminderung des Kraftstoffverbrauches und der konstruktiven Lösungen, die der Autor in der Arbeit vorzulegen hat, kann behauptet werden, daß es sich um einen wertvollen Beitrag zur allgemeinen Anstrengung zur Verbesserung der Verbrennungsmotoren-Kennwerten handelt.

Das siebente Kapitel umfaßt die allgemeinen Schlußfolgerungen der Forschungen dieser Dissertation. Im Anhang werden Tabelle und Diagramme, beziehungsweise das Rechenprogramm zur Erstellung des  $i-x$ -Diagramms, Luft-Kraftstoff, gegeben.

## К ИССЛЕДОВАНИЮ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ПРОЦЕССЕ ОБРАЗОВАНИЯ СМЕСИ У ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

### Резюме

В работе автор приводит исследования по тепло- и массообмену в процессе образования горючей смеси у карбюраторных двигателей с искровым зажиганием, а также влияние этого процесса на характеристики двигателя и на возможности их улучшения.

Работа содержит семь глав:

Первая глава, „Введение“, указывает значение и краткое содержание работы, а также вклад автора.

Во второй главе анализируются главнейшие научные работы, собственные или заграничные за последние сорок лет, по установлению количества горючего в смеси, распылению и испарению горючего с целью получения однородной смеси, её распределения по цилиндрам и образованию льда в карбюраторе /явление хиврака/.

Третья глава содержит математическое и физическое моделирование течения горючего и тормозного воздуха в карбюраторах с пневматическим торможением расхода горючего, применяя прозрачные модели в увеличенном масштабе или в натуральном.

В четвертой главе, одной из самых важных, приводится теоретическое изучение тепло- и массообмена в процессе образования смеси у карбюраторных двигателей с искровым зажиганием. Состояние горючей смеси приводится в виде диаграммы  $p-x$ , воздух - горючее, с дополнением сделанным автором для румынского горючего. В изменении карбюраторных состояний принимается во внимание теплообмен между горючей смесью и окружающей средой через стены карбюратора.

В пятой главе описывается метод опытного исследования, программа, измеренные параметры, эталонирование аппаратуры и опытная установка для исследования хиврака и „горючего пятна“.

Шестая глава - самая важная часть докторской диссертации. В ней приводятся опытные результаты по влиянию горючей смеси при входе, условия появления кипения у карбюратора  $\mu$  207 установленного на двигателе АРО-Л-25 и влияния этого явления на характеристики двигателя. В этой же главе рассматривается оптимизация "горючего пятна" с целью полного испарения горючего, для гомогенизации смеси в газовой фазе, необходимой для повышения характеристик двигателя.

Установлено, что полученные результаты по уменьшению расхода горючего, конкретные решения предложенные автором работы, является ценным вкладом в общее дело улучшения характеристик двигателей.

Седьмая глава содержит общие заключения исследований приведенных в докторской диссертации.

В приложении даются таблицы и диаграммы, соответственно программный расчёт диаграммы  $\frac{p}{T}$ -х, воздух - горючее.

CUPRINS

Principalele notații și simboluri folosite . . . . .	IV
Prefața . . . . .	1
1. Introducere . . . . .	3
1.1. Importanța temei pe plan național și mondial . . . . .	3
1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei . . . . .	4
1.3. Principalele contribuții originale . . . . .	8
2. Studiul critic al lucrărilor mai importante din domeniul formării amestecului în m.a.s. cu carburator . . . . .	13
2.1. Cercetări privind stabilirea proporției de combustibil în amestec, la carburatoarele cu frînarea pneumatică a debitului de combustibil . . . . .	13
2.1.1. Metode de calcul a carburatoarelor . . . . .	13
2.1.2. Instalații experimentale destinate verificării metode- lor de calcul ale carburatoarelor . . . . .	18
2.2. Cercetări privind condițiile necesare obținerii unui amestec omogen în fază gazoasă aer-combustibil, la m.a.s. cu carburator . . . . .	23
2.2.1. Pulverizarea și vaporizarea combustibilului . . . . .	23
2.2.2. Schimbul de căldură și de substanță în procesul formării amestecului carburant . . . . .	30
2.2.2.1. Stabilirea stării amestecului pe traseul de aspira- ție . . . . .	30
2.2.2.2. Formarea gheții în carburator (givrajul) . . . . .	35
2.3. Distribuția amestecului la motoare policilindrice . . . . .	37
2.4. Concluzii . . . . .	40
3. Modelarea fizică și matematică a curgerii combustibilului și aerului de frinare, prin carburatoarele cu frinare pneumatică a debitului de combustibil . . . . .	44
3.1. Model teoretic al confluenței fluidelor . . . . .	44
3.2. Model cu tub emulsor . . . . .	47
3.2.1. Instalație experimentală . . . . .	47
3.2.2. Studiul influenței diferiților factori asupra efec- tului de frinare . . . . .	48
3.3. Modelarea matematică a curgerii combustibilului și aerului de frinare prin carburator . . . . .	53
3.4. Metodă de calcul a carburatorului, stabilită pe baza modelului matematic . . . . .	61

3.5. Similitudinea carburatoarelor cu frinare pneumatică . . .	63
3.6. Concluzii . . . . .	67
4. Studiul teoretic al schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului la m.a.s. cu carburator . . . . .	68
4.1. Generalități . . . . .	68
4.2. Elaborarea diagramei i-x, pentru combustibili românești folosiți în m.a.s. cu carburator /29/ . . . . .	69
4.2.1. Diagrama i-x pentru amestecul benzină-aer . . . . .	69
4.2.1.1. Calculul diagramei. Relații generale . . . . .	69
4.2.1.2. Calculul scării marginale ale diagramei i-x, aer-combustibil . . . . .	79
4.2.2. Diagrama i-x pentru combustibili neconvenționali . . . . .	84
4.2.3. Program de calcul al diagramei i-x, aer-combustibil . . . . .	85
4.3. Vaporizarea adiabatică a combustibilului în aer . . . . .	88
4.3.1. Particularități ale vaporizării benzinei în carburator . . . . .	88
4.3.2. Schimbul de căldură în vaporizarea adiabatică . . . . .	94
4.4. Vaporizarea neadiabatică . . . . .	96
4.4.1. Schimbul de căldură în vaporizarea neadiabatică . . . . .	96
4.4.2. Metodă de determinare a stării aerului la limita de fază . . . . .	98
4.4.3. Relații criteriale folosite pentru calculul procesului de schimb de căldură și de substanță la formarea amestecului carburant . . . . .	101
4.4.4. Stabilirea stărilor amestecului carburant cu ajutorul diagramei i-x și studiul posibilității de givraj în carburator . . . . .	107
4.4.5. Transferul de căldură în zone de suprafață limitată. . . . .	121
4.4.6. Concluzii . . . . .	127
5. Metoda de cercetare experimentală . . . . .	129
5.1. Programul de experimentare . . . . .	129
5.2. Parametri măsurați și metodele lor de măsurare . . . . .	131
5.2.1. Măsurarea temperaturilor . . . . .	131
5.2.2. Măsurarea presiunilor . . . . .	133
5.2.3. Măsurarea turatiei . . . . .	133
5.2.4. Stabilirea umidității relative a aerului la intrarea în motor . . . . .	133



5.2.5. Măsurarea consumului de combustibil . . . . .	134
5.2.6. Măsurarea consumului de aer . . . . .	134
5.2.7. Măsurarea parametrilor de funcționare ai motorului .	135
5.2.8. Determinarea momentului motor și a puterii efective.	135
5.3. Etalonarea aparaturii utilizate . . . . .	135
5.3.1. Etalonarea termocuplurilor . . . . .	135
5.3.2. Etalonarea tubului Venturi și a diafragmei duble. .	136
5.4. Ansamblul instalației experimentale . . . . .	138
5.4.1. Generalități . . . . .	138
5.4.2. Instalație experimentală cu cameră de climatizare .	139
5.4.3. Instalație experimentală pentru studiul "petei calde". . . . .	145
5.5. Metodele de experimentare și determinare a perfor- manțelor . . . . .	147
5.5.1. Metode pentru studiul givrajului . . . . .	147
5.5.2. Metode pentru studiul "petei calde" . . . . .	148
5.6. Concluzii . . . . .	149
6. Rezultatele cercetării experimentale . . . . .	150
6.1. Determinarea stărilor amestecului în carburator. . .	150
6.2. Givrajul în carburatorul motorului ARO-L-25 . . . .	157
6.3. Temperaturile în carburator în cazul amestecurilor neconvenționale . . . . .	163
6.4. Influența givrajului asupra performanțelor motorului .	165
6.5. Procedeeul "pata caldă" . . . . .	170
6.5.1. Vizualizarea "la cald" a traseului peliculei de combustibil din colectorul de admisiune . . . . .	170
6.5.2. Optimizarea temperaturii "petei calde" . . . . .	172
6.6. Concluzii . . . . .	178
7. Concluzii generale . . . . .	180
7.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice . . . . .	180
7.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale și a valorificării rezultatelor . . . . .	183
7.3. Propuneri . . . . .	187
7.4. Efecte economice . . . . .	187
8. Bibliografie . . . . .	189
Conținutul anexelor . . . . .	195
Notițe autobiografice	

NOTAȚII, SIMBOLURI, INDICI

Simbol	Denumire	U.M.
1	2	3
<b>A. Notații</b>		
<b><u>Alfabetul latin</u></b>		
A	aria secțiunii	$m^2$
a	coeficient de difuzivitate termică	$m^2/s$
b	coeficient de frinare	-
c	concentrație	$kg/m^3$
C	consum orar de combustibil	$kg/h$
$c_e$	consum specific efectiv de combustibil	$g/kWh$
c	capacitate calorică specifică	$J/kg K$
D	coeficient de difuziune	$m^2/s$
d	diametru	m
$d_h$	diametru hidraulic (echivalent)	m
F	factor de frinare	-
Gu	criteriul Gukhman	-
g	densitatea fluxului de substanță	$kg/m^2 s$
h	adâncimea de imersare a orificiilor emulsorului	m
i	entalpie specifică masică	$J/kg$
k	coeficient global de transfer termic	$W/m^2 K$
$L^*$	debitul de aer uscat	$kg/s$
Le	criteriul Lewis	-
l	lungime	m
M	masă molară	$kg/kmol$
m	masă	kg
$\dot{m}$	debit masic	$kg/s$
Nu	criteriul Nusselt	-
$Nu_D$	criteriul Nusselt de speța II-a	-
n	cantitatea de substanță	$kmol$
n	turație	$min^{-1}$
$P_e$	putere efectivă	$kW$
Pr	criteriul Prandtl	-
p	presiune	$N/m^2$
$\dot{Q}$	flux de căldură	W
$\dot{q}$	densitatea fluxului de căldură	$W/m^2$
R	constanta specifică a gazului	$J/kg K$

1	2	3
Re	criteriul Reynolds	-
r	căldura de vaporizare	J/kg
Sc	criteriul Schmidt	-
St	criteriul Stanton	-
T	temperatura absolută	$^{\circ}\text{K}$
t	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
V	volum	$\text{m}^3$
v	volum masic	$\text{m}^3/\text{kg}$
W	criteriul Weber	-
w	viteză	$\text{m/s}$
x	participarea masică a combustibilului în amestec	$\text{kg}_\text{c}/\text{kg}_\text{L}$

### Alfabetul grec

$\alpha$	coeficient de convecție termică	$\text{m}/\text{m}^2 \text{ K}$
$\beta$	coeficient de schimb convectiv de substanță	$\text{m/s}$
$\gamma$	participare volumică	-
$\delta$	grosime	$\text{m}$
$\lambda$	coeficient de conductivitate termică	$\text{J}/\text{m K}$
$\lambda$	coeficientul excesului de aer	-
$\lambda'$	dozaj	-
$\mu$	coeficient de debit	-
$\mu_i$	participare masică	-
$\nu$	viscozitate cinematică	$\text{m}^2/\text{s}$
$\rho$	densitate (masă specifică)	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	tensiune superficială	$\text{N}/\text{m}$
$\sigma$	coeficient de schimb de substanță	$\text{kg}_\text{L}/\text{m}^2 \text{ s}$
$\phi$	arie relativă a orificiilor emulsorului	-
$\psi$	umiditate relativă	-
$\psi$	participare molară	-

### B. Indici

- b - benzină;
- c - combustibil;
- e - efectiv;
- f - fluid;
- i - componente;

L - aer;  
l - lichid;  
M - metanol;  
m - mediu;  
p - presiune constantă;  
p - perete;  
S - saturație;  
u - ulei;  
v - vapori;  
w - apă;

**C. Prescurtări și simboluri**

M.A.S. - motor cu aprindere prin scînteie;  
207 - carburator realizat sub licența Weber/Italia;  
ARO - autoturismul românesc;  
ARO-L-25 - modelul motorului;  
CO/R 90 - cifră octanică Research (cercetare) a combustibilului.

## PREFATA

După cum este cunoscut, începând din anii 1973/74 s-a declanșat o criză la nivel mondial, cunoscută sub numele de "criza combustibilului". S-a atras atunci atenția opiniei publice, că rezervele de țiței pe glob sînt limitate și necesare încă o lungă perioadă, deoarece motorul cu ardere internă nu are un înlocuitor. Nevoia de energie a omului zilelor noastre a crescut în asemenea proporții, încît economia de combustibil, oricît de mică ar fi, devine importantă la scară națională, în raport cu rezervele cunoscute. Astfel, s-a inițiat o mare bătălie pentru reducerea consumului de energie în toate domeniile și cu precădere în domeniul motoarelor cu ardere internă.

În Raportul la cel de-al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român, prezentat de tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretar general al partidului, s-a arătat că una din orientările principale ale planului cincinal va fi "aplicarea unui program sever de economisire a petrolului și gazelor, a tuturor combustibililor" și că "se va trece la re proiectarea întregii game de motoare cu combustie internă, pentru reducerea consumului de carburanți". Economia de combustibil a devenit astfel obiectiv principal în cercetarea și proiectarea motoarelor, ca generatoare de energie a autovehiculelor.

În această direcție au fost dirijate și cercetările întreprinse în prezenta teză de doctorat, avînd ca obiectiv principal îmbunătățirea performanțelor motorului ARO-L-25.

Cercetarea sistematică a procesului de formare a amestecului carburant, începînd cu respectarea proporției de combustibil în amestec, a condus la elaborarea unei noi metode de calcul a carburatoarelor cu frînare pneumatică a debitului de combustibil, de tipul 207, folosit pe motorul ARO-L-25.

Abordarea studiului teoretic și experimental al schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului, a scos în evidență fenomenul de givraj inactiv, care determină reducerea performanțelor de putere ale motorului și creșterea consumului specific de combustibil.

Înlăturarea efectelor acestui fenomen nedorit, a condus la studiul transferului de căldură în zona "petei calde" a traseului de admisiune. Cercetările asupra "petei calde" au fost dirijate

spre optimizarea temperaturii acesteia, în vederea îmbunătățirii performanțelor de putere și consum specific ale motorului.

Prin rezultatele obținute într-o activitate de peste 7 ani, teza de doctorat aduce contribuții noi, importante, în domeniul formării amestecului la m.a.s. cu carburator, cu consecințe asupra reducerii consumului de combustibil și totodată completează cu noi rezultate aplicative și cu caracter fundamental acest domeniu.

În încheiere, autorul mulțumește în mod deosebit tovarășului profesor doctor inginer Vasile Berindean, pentru sprijinul și îndrumările date în perioada elaborării lucrării și controlul științific al acesteia.

Mulțumiri mai adresează mecanicului Stefanov Neța și absolvenților care și-au susținut diploma sub conducerea științifică a autorului tezei, în perioada anilor 1978-1985 și care, prin participarea la numeroasele experimentări, au contribuit la elucidarea fenomenelor studiate.

De asemenea, se cuvin mulțumiri celor care au asigurat multiplicarea și executarea părții grafice a lucrării, ing. Ioan Peia și desenator tehnic Popovici Stella, precum și tuturor membrilor Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, dintre care în mod deosebit ing. Opreșca Pavel Dan, pentru controlul programului de calcul a diagramei i-x, aer-combustibil, elaborat pe calculatorul Felix C 256.

## 1. INTRODUCERE

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

Formarea unui amestec omogen, în fază gazoasă aer-combustibil, într-o proporție și cantitate determinate de regimul de funcționare, reprezintă o cerință fundamentală a procesului de ardere, care are loc într-un motor cu aprindere prin scintei, cu carburator. Vaporizarea incompletă a combustibilului determină neuniformitatea alimentării cilindrilor cu amestec de aceeași calitate și cifră octanică, având consecințe negative atât asupra duratei de exploatare a motorului, cât și a consumului de combustibil.

Acest ultim aspect este legat de una din cele mai actuale probleme pe plan național și mondial, aceea a crizei de energie. De aceea, orice inițiativă în acest domeniu este de mare actualitate /21/ și sînt justificate, în prezent, toate eforturile care se fac pentru mărirea eficienței de utilizare a resurselor energetice clasice, de introducere a noi surse de energie, precum și ridicarea performanțelor agregatelor termice, deci și a motoarelor cu ardere internă.

Cercetarea proceselor de dozare cantitativă și formare calitativă a amestecului carburant, de distribuție între cilindri și a dependenței performanțelor de putere și consum ale motorului, de aceste procese, determină optimizări sau soluții tehnice soldate cu economie de combustibil. De remarcă în acest sens, că sînt luate în considerare, pe plan mondial (Statele Unite ale Americii, Franța), orice modificări aduse motorului, lubrifiantilor sau combustibililor, ce reduc cu 2...3% consumul actual /93/.

Un al doilea aspect al realizării unui amestec omogen, corespunzător cu încălzirea motorului, este acela al arderii complete în motor, astfel ca în gazele de evacuare să se reducă cantitatea de substanțe nocive, factor important în lupta pentru protejarea mediului înconjurător.

Importanța procesului de formare a amestecului la m.a.s. cu carburator, a condus atât pe plan național, cât și pe plan mondial, la elaborarea unor lucrări de cercetare, majoritatea abordînd formarea cantitativă a amestecului prin studii și încercări "la rece" a carburatoarelor sau a elementelor componente ale acestora; în ceea ce privește cercetările "la cald" ale carburatorului pe motor,



cu rezultate pozitive asupra reducerii consumului de combustibil, acestea fie că nu s-au dezvoltat, fie că nu s-au publicat, din motive de concurență între diferite firme pe plan mondial.

## 1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei

Lucrarea cuprinde un volum cu textul sistematizat în 7 capitole, 102 figuri, dintre care 14 fotografii, 267 relații numerotate, 7 tabele și 97 referiri bibliografice, 6 anexe.

### Prezentarea conținutului tezei

#### 1. Introducere

În cadrul primului capitol se prezintă pe scurt importanța temei pe plan național și mondial, legată în special de economia de combustibil, ținând seama că motorul cu ardere internă va rămâne încă singura sursă de putere "mobilă" și în prognoza anilor 2000. Se tratează în continuare forma și conținutul tezei și principalele contribuții ale autorului.

#### 2. Studiul critic al lucrărilor mai importante din domeniul formării amestecului în m.a.s. cu carburator

Capitolul 2 reprezintă partea monografică a lucrării pentru:

- Formarea cantitativă a amestecului aer-combustibil, la carburatoarele cu frînarea pneumatică a debitului de combustibil;

Subcapitolul cuprinde o analiză comparativă a metodelor de calcul a carburatoarelor, reflectată în stabilirea caracteristicii de reglare a carburatorului. Se evidențiază lucrarea /31/, care tratează teoretic cele două faze de funcționare a emulsorului - până la descoperirea completă și după aceasta -, dar nu precizează saltul de debit la pătrunderea aerului de frinare și lucrările /39, 44/, care nu mai consideră două faze, ci prin introducerea unui "coeficient de frinare", se caută să se raporteze funcționarea carburatorului real la cel elementar. În aceste lucrări se abordează problema saltului de debit de combustibil, dar nu se dă o metodă de calcul propriuzisă a carburatorului. Sînt prezentate apoi principalele instalații experimentale destinate verificării metodelor de calcul propuse.

- Formarea calitativă a amestecului carburant la m.a.s. cu carburator;



Principalele cercetări privitoare la formarea calitativă a amestecului carburant, la m.a.s. cu carburator, au fost dirijate spre:

- rolul pulverizării combustibilului în particule fine, asupra omogenizării în fază gazoasă a amestecului;
- vaporizarea combustibilului pe traseul de aspirație, factorii care intensifică vaporizarea, rolul "petei calde" asupra reducerii cantității de combustibil lichid din peliculă;
- stabilirea stării amestecului în diferite puncte ale carburatorului și, legat de acest aspect, formarea ghieții în carburator
- givrajul - cu implicațiile lui în funcționarea motorului;
- analogia procesului de vaporizare al combustibilului în aer cu cel de umidificare al aerului (aer umed) și posibilități de abordare teoretică a schimbului de căldură și de substanță prin folosirea unei diagrame  $i-x$  aer-combustibil și a relațiilor criteriile stabilite la schimbul convectiv de căldură și de masă.

- Distribuția amestecului la motoare policilindrice;

Lucrările elaborate în acest domeniu au ca obiect:

- stabilirea rolului elementelor constructive ale traseului de aspirație (obturator, ramificarea colectorului, etc.), asupra neuniformității dozaajului pe cilindri;
- rolul picăturilor de combustibil nevaporizate și al peliculei de combustibil formate pe pereții traseului de aspirație, asupra neuniformității alimentării cu amestec de aceeași calitate și cifră octanică a cilindrilor;

### 3. Modelarea fizică și matematică a curgerii combustibilului și aerului de frinare, prin carburatoarele cu frinare pneumatică a debitului de combustibil

Se tratează modelarea confluenței dintre aer și combustibil, în momentul deschiderii orificiilor emulsorului, respectiv a curgerii celor două fluide înainte și după realizarea emulsiei aer-combustibil, prin:

- studiul pe modele la scară mărită a confluenței fluidelor și dezvoltarea ulterioară a acestuia pentru cazul carburatorului real;

- studiul influenței tuturor factorilor funcționali și constructivi asupra efectului de frinare la carburatorul cu frinare pneumatică a debitului de combustibil;

- elaborarea unei metode de calcul a carburatoarelor, bazată pe determinarea unui factor de frinare, dependent de dimensiunile constructive ale grupului emulsor, natura combustibilului și regimul de depresiuni din carburator;

- introducerea unei metode originale de transpunere a rezultatelor experimentale obținute pe modele, prin similitudine, la carburatorul real.

#### 4. Studiul teoretic al schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului la M.A.S. cu carburator

În prima parte a studiului se prezintă metoda de calcul și calculul efectiv al unei diagrame  $i-x$ , aer-combustibil, necesară pentru stabilirea stărilor amestecului carburant în carburator și pe traseul de aspirație, pe baza coeficienților de schimb de căldură și de substanță, respectiv a cunoașterii unor parametri ușor de măsurați:

- parametri inițiali ai celor două fluide;
- debitul de combustibil și de aer;
- presiunea absolută a amestecului;

Diagrama  $i-x$  astfel calculată a fost completată cu o scară marginală, care simplifică considerabil determinarea stărilor amestecului și mărește precizia construcției grafice folosite în acest scop.

În încheierea subcapitolului este redat calculul unei diagrame  $i-x$ , pentru combustibili neconvenționali, prin programare în limbaj FORTRAN pe calculatorul Felix C 256 al Centrului de calcul I.P.Timișoara.

În continuare, sînt redate metodele de stabilire a stărilor amestecului în diagrame  $i-x$ , pentru cazurile limită ale procesului de schimb de căldură și de substanță - adiabatic, respectiv neadiabatic. Datorită deosebirilor dintre diagrama  $i-x$  aer-combustibil și diagrama  $i-x$  a aerului umed, evidențiate de calculul efectiv al celei dintîi, sînt arătate și justificate abaterile metodelor de stabilire a stărilor amestecului carburant, față de cele cunoscute în cazul aerului umed, care ar duce la erori considerabile, în special la calculul fracțiunii de combustibil vaporizate.

Sînt prezentate în continuare relațiile criteriale ce vor sta la baza calculului coeficienților de schimb de căldură și de substanță, necesari determinării teoretice a stării amestecului carburant. Folosind aceste relații criteriale și considerînd pro-

cesul de formare al amestecului, atât adiabatic, cât și neadiabatic, sînt calculate teoretic, pentru mai multe temperaturi inițiale ale aerului și regimuri de sarcină, stările amestecului în carburator, cu delimitarea posibilității de givraj în acesta.

Urmărind evoluția amestecului carburant și după ieșirea din carburator, se prezintă, în partea finală a acestui capitol, problema transferului de căldură în zona "petei calde", cu implicațiile acestuia în vaporizarea completă a peliculei de combustibil ce se formează pe pereții conductei de admisie.

### 5. Metoda de cercetare experimentală

Capitolul are drept obiect:

- Programul de cercetare experimentală privind determinarea stărilor amestecului în carburator, stabilirea condițiilor de givraj și influența fluxului termic transmis în zona "petei calde", asupra performanțelor motorului, redat sub formă de diagrame.

- Parametri măsurați și metodele de măsurare ale acestora.

- Etalonarea aparatului utilizate și precizia parametrilor măsurați, în special a termocupurilor și a dispozitivelor de măsurare a debitelor (tub Venturi, diafragmă dublă).

- Ansamblul instalației experimentale realizate atât pentru studiul givrajului, cât și pentru studiul experimental al "petei calde".

- Metodele de experimentare și determinare a performanțelor motorului, în condiții de temperatură variabilă a zonei "petei calde".

### 6. Rezultatele cercetării experimentale

Cercetările experimentale au avut drept scop:

- Determinarea stărilor de presiune și temperatură a amestecului în carburator și pe traseul de aspirație și compararea lor cu rezultatele obținute prin calcul teoretic (cap. 4), justificînd, astfel, metodele teoretice dezvoltate în acel capitol.

- Delimitarea stărilor inițiale ale aerului ce conduc la apariția givrajului în carburator și compararea rezultatelor cu cele teoretice din capitolul 4.

- Influența funcționării în condiții de givraj a carburatorului, asupra reducerii performanțelor de putere și de creștere a consumului specific de combustibil, ale motorului ARO-L-25.

- Modificările stărilor amestecului carburant în carbura-

tor, în cazul folosirii de combustibili neconvenționali.

- Stabilirea influenței fluxului termic transmis în zona "petei calde" a carburatorului, asupra performanțelor de putere și consum specific ale motorului ARO-L-25. S-a putut astfel concluziona că o metodă de reducere a consumului specific efectiv la acest motor, este de a intensifica transferul termic în zona "petei calde", prin modificarea soluției constructive actuale; construind colectorul de admisie în contact cu cel de evacuare, respectiv modificarea chiulasei pentru ca separarea fluxurilor de amestec la intrarea în aceasta să se facă într-un plan vertical și nu orizontal, ca în prezent.

## 7. Concluzii generale

Se prezintă, în acest capitol, concluziile generale mai importante stabilite prin cercetările teoretice și experimentale efectuate în cadrul tezei de doctorat.

### 1.3. Principalele contribuții originale

#### 1.3.1. Contribuții teoretice

- Explicarea fenomenului, mult controversat în literatura de specialitate, de variație discontinuă a debitului de combustibil, la pătrunderea aerului de frinare prin orificiile primului nivel al emulsorului și atenuarea acestui salt la nivelele următoare, cu consecințe asupra regimului de repriză al motorului.

- Modelarea formării emulsiei aer-combustibil și verificarea teoriei saltului de debit în cazul carburatorului real și studiul separat al influenței tuturor factorilor constructivi și funcționali asupra efectului de frinare.

- Punerea în evidență, pentru prima oară în literatura de specialitate, a influenței interstițiului emulsor-tub de gardă asupra efectului de frinare și problema acordării acestuia cu diametrul jiclorului principal de combustibil și cel al jiclorului de aer de frinare. Introducerea dimensiunii caracteristice a interstițiului, ca parametru, în relația de calcul a efectului de frinare.

- Elaborarea unei noi metode, originale, de calcul a carburatoarelor, cu ecuații ce conțin sintetic influențele tuturor factorilor constructivi și funcționali ai grupului emulsor asupra e-

fectului de frinare, luat în considerare printr-un factor de frinare,  $F$ .

- Corectarea metodelor de transpunere, prin similitudine, a rezultatelor cercetărilor experimentale obținute pe modele sau elemente separate ale grupului emulsor, folosind medii de lucru diferite, în cazul carburatorului real.

- Elaborarea unei diagrame  $i-x$ , aer-combustibil, atât pentru combustibili convenționali, cât și neconvenționali, necesară studiului schimbului de căldură și de substanță, în procesul formării amestecului la m.a.s., cu carburator; diagrama a fost calculată și trasată pentru prima oară în literatura de specialitate din țară, iar completarea acesteia cu o scară marginală (inexistentă în literatura de specialitate pe plan mondial) simplifică metodele de calcul cu ajutorul diagramei.

- Dezvoltarea, pe baza studiului comparativ dintre diagrama  $i-x$  aer-combustibil elaborată și diagrama  $i-x$  a aerului umed, a unor metode de calcul a stărilor amestecului carburant în carburator, cu precizarea abaterilor față de metoda aerului umed.

- Delimitarea teoretică, pentru prima oară în literatura de specialitate din țară, pe baza schimbului de căldură și de substanță și a folosirii diagramei  $i-x$ , a stărilor inițiale ale aerului, ce conduc la apariția fenomenului de givraj și a consecințelor acestuia asupra performanțelor motorului.

- Elaborarea unei metode originale de studiu a fluxurilor termice, transmise amestecului carburant în carburator și pe traseul de aspirație și, prin compararea acestora cu fluxul termic necesar vaporizării complete, concluzii privind gradul de vaporizare al combustibilului înainte de separarea fluxurilor de amestec spre cilindri.

- Studiul teoretic al zonei "petei calde" a carburatorului, atât sub aspectul nivelului de temperatură necesar fluidului încălzitor, pentru vaporizarea fracțiunilor grele rămase în pelicula de combustibil ce șiroiește în această zonă, cât și a fluxului termic transmis peliculei, cu precizarea unor relații de dimensionare a suprafeței "petei calde", în fază de proiectare, a oricărui carburator.

### 1.3.2. Contribuții experimentale

#### 1.3.2.1. Instalații, dispozitive

Conceperea, proiectarea și realizarea următoarelor:



- Instalație cu model transparent, pentru studiul confluenței fluidelor.

- Instalație cu model cu tub emulsor, cu posibilități de vizualizare a curgerii fluidelor, pentru studiul efectului de frinare.

- Instalație cu carburator transparent, la scară naturală.

- Carburator real cu prize multiple de presiune și de temperatură pe traseele de curgere ale celor două fluide.

- Stand cu cameră de climatizare și carburator cu prize multiple, pentru studiul schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului carburant.

- Instalație cu colector transparent, pentru vizualizarea, la cald, a traseului peliculei de combustibil.

- Stand cu circuit de încălzire variabilă a zonei "petei calde" a carburatorului.

#### 1.3.2.2. Metodica cercetărilor

- Stabilirea și prezentarea sub formă de ordinograme a unui program de cercetare complex, în vederea determinării efectului schimbului de căldură și de substanță, asupra formării amestecului carburant și performanțelor motorului.

- Elaborarea unor metode de cercetare pe modele transparente, a curgerii fluidelor, cu determinarea debitelor acestora, a presiunilor și vizualizarea momentelor deschiderii orificiilor emulsorului.

- Metoda de măsurare a câmpului de temperaturi și presiuni într-un carburator, în timpul funcționării pe motor, la cald, realizată și aplicată pentru prima dată în țara noastră.

- Elaborarea unei metode de încercare la givraj a carburatoarelor pe motor, cu simularea condițiilor de mers ale autovehiculului.

- Metodă de vizualizare și fotografiere a traseului peliculei de combustibil, rămasă nevaporizată după camera de amestec, în timpul funcționării la cald a motorului.

- Elaborarea unei metode de experimentare a influenței "petei calde" asupra formării amestecului și performanțelor motorului.

#### 1.3.2.3. Rezultate experimentale

- Evidențierea prin fotografiere a momentului premergător și a celui de pătrundere a aerului de frinare prin orificiile emulso-

rului, cu stabilirea prin măsurători concomitente a abaterilor depresiunilor reale de deschidere a orificiilor față de cele teoretice; experimentările s-au dezvoltat apoi pe modele de emulsoare la scară mărită, care au permis discretizarea pătrunderii aerului de frinare prin orificiile diferitelor nivele, metodă originală de experimentare prin care se aprofundează studiul carburatorului, obținându-se concluzii valabile și pentru carburatoarele reale, pe care, însă, asemenea experimentări nu pot fi realizate în condiții de precizie satisfăcătoare, din cauza interferenței deschiderii simultane a două nivele succesive de orificii.

- Prin experimentări sistematice și multiple (peste 120 variante, fiecare cu 15 regimuri de depresiuni în difuzor), s-a realizat studiul complet al influenței tuturor factorilor constructivi și funcționali ai emulsorului asupra efectului de frinare; având la bază acest studiu experimental, s-a putut dezvolta metoda de calcul a carburatorului, evitând simplificările care pot determina abateri importante ale rezultatelor teoretice față de cele experimentale.

- Valorile coeficienților de debit ai jicloarelor de combustibil, stabilite experimental, folosindu-se diferite medii de lucru (apă, alcool, benzină), au condus la corectarea metodei similitudinii, utilizată pînă în prezent la transpunerea rezultatelor încercărilor pentru cazul real al curgerii combustibilului prin carburator.

- Ridicarea experimentală, cu ajutorul instalației realizate, a cîmpului de presiune și temperatură dintr-un carburator, în condițiile de funcționare reale, la cald, pe motor, cercetări abordate pentru prima oară în țara noastră și destul de rar în literatura de specialitate; stabilirea prin aceste experimentări a căderilor reale de temperatură în zonele caracteristice ale carburatorului, a variației în timp a temperaturilor, precum și evidențierea unor aspecte necunoscute în literatură, ca de exemplu scăderea temperaturii emulsiei în zona de după pătrunderea aerului de frinare (explicabilă prin vaporizarea parțială a combustibilului), respectiv a temperaturii combustibilului la accelerarea în zona de curgere spre tubul de gardă.

- Cercetarea experimentală a fenomenului de givraj, cu particularizare pentru motorul ARC-L-25, prin efectuarea a peste 90 de încercări valabile (concludente) de givraj, în diferite condi-

ții atmosferice, pentru cuprinderea întregului domeniu de temperaturi și umidități inițiale posibile de funcționare ale motorului, cercetări de asemenea abordate pentru prima oară la noi în țară.

- Determinarea experimentală a performanțelor motorului, funcționând în condiții de givraj, cu stabilirea abaterilor de consum specific efectiv și de putere efectivă, față de regimurile normale, aspecte cantitative ce nu sînt redată în literatura de specialitate; evidențierea cu ocazia acestor experimentări, prin ridicarea concomitentă a cîmpului de temperaturi, a unei forme noi de givraj, denumit în lucrare "givraj inactiv", care nu se manifestă prin oprirea motorului la trecerea la mers în gol, ci prin reducerea evidentă a performanțelor acestuia. În literatura de specialitate pe plan mondial nu este tratat decît forma de givraj denumit "activ", cunoscut prin efectul său de oprire a motorului la trecerea la mers în gol sau chiar în sarcină; astfel, autorul aduce o contribuție originală importantă la cunoașterea acestui fenomen și în special a consecințelor lui asupra funcționării motorului.

- Evidențierea pe cale experimentală, a îmbogățirii exagerate a amestecului, din lipsă de aer, în condițiile givrajului în sarcină, a fost dovedită și prin apariția fumului negru la evacuare, înainte de oprirea motorului; apariția fumului la evacuare este cauzată de scăderea coeficientului excesului de aer  $\lambda$  sub limita minimă, de la care o parte din carbon arde incomplet, cu formare de CO și carbon liber (funingine).

- Determinarea experimentală, a influenței temperaturii și fluxului termic, transmis în zona "petei calde" asupra performanțelor motorului, prin ridicarea mai multor caracteristici de turație, la poziție constantă a obturatorului și temperaturi ale "petei calde" cuprinse între 80 și 220°C; aceste încercări cantitative au fost abordate pentru prima oară în literatura de specialitate, unde sînt întîlnite doar aprecieri calitative privind rolul "petei calde" în formarea unui amestec mai omogen în fază gazoasă, aer-combustibil.



2. STUDIUL CRITIC AL LUCRĂRILOR MAI IMPORTANTE DIN DOMENIUL FORMĂRII AMESTECULUI ÎN M.A.S. CU CARBURATOR

2.1. Cercetări privind stabilirea proporției de combustibil în amestec, la carburatoarele cu frînarea pneumatică a debitului de combustibil

2.1.1. Metode de calcul ale carburatoarelor

Primele cercetări privind formarea amestecului la m.a.s. cu carburator, s-au referit la formarea cantitativă a amestecului, fără a se lua în considerare aspectele calitative de pulverizare, vaporizare și distribuție a acestuia între cilindri motorului /17, 27, 31, 39, 46/.

Astfel, mecanismul golirii tubului de gardă 2, figure 2.1.,

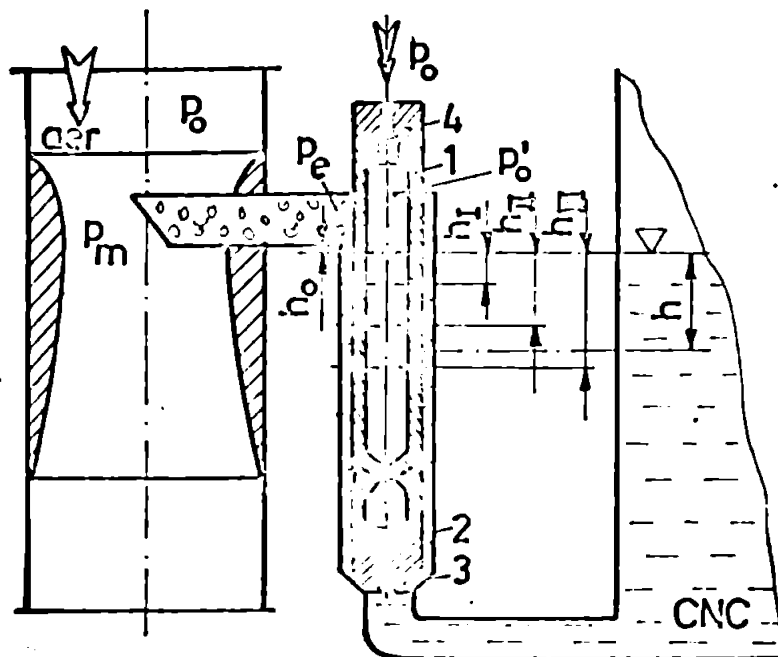


Fig. 2.1. Carburator cu emulsor cu nivele multiple

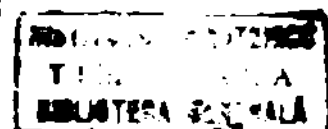
în care este introdus emulsorul carburatorului 1 și variațiile debitului de combustibil la pătrunderea aerului de frînare (corector), prin orificiile din emulsor, situate la diferite nivele  $h$ , este o problemă controversată în literatura de specialitate /4, 8, 21, 51, 62, 69/.

Formarea amestecului conform lucrării /46/ se caracterizează prin două faze:

- Faza I-a, în care nivelul combustibilului în tubul de gardă este deasupra primului rând de orificii, deci aerul de frînare nu pătrunde prin jiclorul 4. Debitul de combustibil se calculează cu relație:

$$\dot{m}_c = \mu_{co} A_c \sqrt{2 \rho_c \Delta P} - \frac{\pi}{4} \rho \rho_c \gamma_c \quad (2.1.)$$

în care  $\mu_{co}$  și  $\beta$  se calculează din reprezentarea experimentală a coeficientului de debit al jiclorului de combustibil de criteriul Reynolds,  $\mu_c = f(Re)$ , adoptînd o funcție de formă:



$$\mu_c = \mu_{co} \frac{Re}{Re + \beta} \quad (2.2.)$$

In aceste relatii:

$\mu_c \cdot A_c$  - coeficientul de debit, respectiv sectiunea jiclorului de combustibil;

$\Delta p = p_o - p_m$  - depresiunea din sectiunea minimă a difuzorului carburatorului;

$p_o, p_m$  - presiunea atmosferică, respectiv cea din sectiunea minimă a difuzorului;

$\nu_c, \rho_c$  - vîscozitatea cinematică, respectiv densitatea combustibilului.

- Faza II-a, începe în momentul deschiderii orificiilor emulsorului situate la primul nivel ( $h_I$ ), cînd aerul de frînare pătrunde prin jiclorul 4 și orificii în combustibil, formînd emulsie, al cărui debit este:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c + \dot{m}_{af} = \mu_c A_c \sqrt{2 \rho_c [(p_o - p_e) + \rho_c g h]} + \mu_f A_f \sqrt{2 \rho_o (p_o - p_e)} \quad (2.3.)$$

De remarcat că în această relație se neglijează căderea de presiune pe jiclorul de aer de frînare

$$\Delta p' = p_o - p'_o \quad (2.4.)$$

și astfel în ultimul termen al relației se introduce presiunea  $p_o$  în loc de presiunea reală  $p'_o$ , ceea ce determină erori la depresiuni mari în difuzor.

În relația (2.3.):

$\mu_f \cdot A_f$  - coeficientul de debit, respectiv aria orificiilor descoperite la un moment dat, ale emulsorului;

$h$  - nivelul variabil în tubul de gardă.

Pe de altă parte, debitul emulsiei se poate exprima și în funcție de căderea de presiune:

$$\dot{m}_e = \mu_e A_e \sqrt{2 \rho_e (p_e - p_m)} \quad (2.5.)$$

$\mu_e \cdot A_e$  - coeficientul de debit, respectiv sectiunea de curgere a emulsiei.

Se consideră în relațiile de mai sus  $\rho_c = 745 \text{ kg/m}^3$ ,

$\rho_0 = 1,2 \text{ kg/m}^3$  și folosind valorile experimentale  $\mu_e/\mu_c \approx 1,3$ ;  $\mu_f/\mu_c = 1,1$ ; după o serie de calcule, se obține relația debitului de combustibil în această fază:

$$\dot{m}_c = \mu_{co} A_c \sqrt{2 \rho_c \frac{2-k}{1+k} \Delta p} - \frac{\pi}{4} \beta \rho_c d_c \gamma_c \quad (2.6.)$$

$$\text{cu } k = \frac{17 \sigma_f}{\sigma_e^2} \quad (2.7.)$$

$$\text{unde } \sigma_e = \frac{A_e}{A_c} \text{ și } \sigma_f = \frac{A_f}{A_c} \quad (2.8.)$$

Relația (2.6.) este valabilă numai pentru  $\sigma_f < 1$ .

Variația în trepte a debitului de combustibil este dată de variația lui  $k$ , în trepte, la deschiderea succesivă a orificiilor emulsorului I, II, III, etc.

Depresiunile din difuzor la care sînt descoperite orificiile emulsorului la nivelale I - II, III, IV, etc., se calculează cu relația:

$$\Delta p_i = \frac{k+1}{k-1} \rho_c g h_i \quad (2.9.)$$

Depresiunea la care sînt descoperite orificiile primului nivel al emulsorului este dată de relația:

$$\Delta p_I = \frac{1}{(1,64 \sigma_f^2 - 1)} \rho_c g h_I \quad (2.10.)$$

În lucrarea /31/, prima fază sau de tranziție, este considerată faza de golire a tubului de gardă, pînă la deschiderea ultimului nivel de orificii ale emulsorului ( $0 < h < h_{\max}$ ). Folosind aceleași ecuații de continuitate, ale curgerii cu frecare și conservării impulsului, se ajunge la relația de calcul a debitului de combustibil:

$$\dot{m}_c = \rho_c \frac{g h}{\frac{1}{2} \left[ \frac{1}{(\mu_c A_c)^2} - \frac{1}{(\mu_A)^2} - \frac{\gamma \delta}{(\mu_e A_e)^2} \right]} \quad (2.11.)$$

în care:

$$\delta = 1 - \frac{A_e}{A} + \frac{1}{2} \left( \frac{A_e}{A} \right)^2 \text{ și } \gamma = \left( \frac{\mu_f \sum A_f}{\mu_{af} A_{af}} \right)^2 \quad (2.12.)$$

unde:

$\mu_e A$  - coeficientul de debit, respectiv aria secțiunii de curgere a combustibilului, imediat după jiclorul de combustibil;

$\mu_{af} A_{af}$  - coeficientul de debit, respectiv aria secțiunii jiclorului de aer de frinare.

În afara schemei teoretice de calcul prezentată în lucrare, identificarea secțiunii A la construcțiile reale de carburator este mai dificil de precizat. Depresiunea din difuzor la care se realizează debitul de mai sus, se stabilește după o succesiune de calcule, astfel:

$$\Delta p = \Delta p_h + \left( \frac{\dot{m}_e}{\mu_e A_e} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_e} + \rho_e g (h_0 + h) \quad (2.13.)$$

în care:

$$\Delta p_h = \frac{\gamma+1}{\gamma} \Delta p^* = \frac{\gamma+1}{\gamma} \left[ \Delta p_c^* + \rho_c g (h_{\max} - h) - \frac{1}{2 \rho_c} \left( \frac{\dot{m}_c}{\mu_c A_c} \right)^2 \right] \quad (2.14.)$$

$$\Delta p_c^* = \frac{1}{2 \rho_c} \left( \frac{\dot{m}_c}{\mu_c A_c} \right)^2 - \rho_c g h_{\max} \quad (2.15.)$$

Debitul de aer de frinare necesar calculului debitului de emulsie se stabilește cu relația:

$$\dot{m}_{af} = \mu_{af} A_{af} \sqrt{2 \rho_0 \Delta p^*} \quad (2.16.)$$

Faza a doua începe în momentul când tubul de gardă s-a golit de combustibil, fiind deschis și ultimul nivel de orificii ale emulsorului ( $h \geq h_{\max}$ ). Și în această fază, se stabilește o relație de calcul a debitului de combustibil, bazată pe cunoașterea coeficienților de debit:

$$\dot{m}_c = \mu_c A_c \sqrt{2 \rho_c (\Delta p_e + \rho_c g h_{\max})} \quad (2.17.)$$

în care:

$$\Delta p_e = \frac{1}{1 + \psi} \Delta p \quad (2.18.)$$

$$\psi = \frac{1}{(\mu_e A_e)^2} \left( \frac{1}{\rho_c} + \frac{\mu_{af} A_{af}}{\mu_c A_c} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_0}} \right) (\mu_c A_c \sqrt{\rho_c} + \mu_{af} A_{af} \sqrt{\rho_0})^2 \quad (2.19.)$$



$$\dot{m}_{af} = \frac{A_{af}}{F_2} \sqrt{2 \rho_0 \Delta P_2}, \text{ cu } f_2 = 1 - \frac{2 A_{af}}{A_3} + \frac{2 A_{af}^2}{A_3^2} \quad (2.25.)$$

Relația dintre depresiunea din difuzor p și cea din punctul de confluență se stabilește pentru cazul particular  $A_1 = A_2 = A_3$ :

$$\Delta p = \Delta P_2 \left[ 1 + \frac{2 f_3^2 A_{af}^2}{F_1 F_2 A_c} \sqrt{1 + \frac{\rho_c g h}{\Delta P_2}} \left( \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_0}} + \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \right) + \frac{2 f_3^2 A_{af}^2}{A_c^2 F_2^2} + \frac{\rho_0 g h}{\Delta P_2} \right] \quad (2.26.)$$

cu:

$$f_3 = \frac{\rho_c + \frac{A_{af}}{A_c} \frac{f_1}{F_2} \rho_0 \sqrt{\frac{1}{\rho_0/\rho_c + \rho_0 g h / \Delta P_2}}}{1 + \frac{f_1}{F_2} \frac{A_{af}}{A_c} \sqrt{\frac{1}{\rho_0/\rho_c + \rho_0 g h / \Delta P_2}}} \quad (2.27.)$$

În celelalte mărimi au aceleași semnificații ca cele din metodele anterioare, iar:

$$f_3 = A_c / A_3 \quad (2.28.)$$

Pentru curgerea cu frecare, relațiile rămân identice ca formă, se modifică doar expresiile pentru  $f_1$  și  $f_2$ , care devin  $\overline{f}_1$ , respectiv  $\overline{f}_2$ :

$$\overline{f}_1 = \frac{1}{u_c^2} - \frac{2 A_c}{A_2} + \frac{2 A_c^2}{A_2^2} \text{ și } \overline{f}_2 = \frac{1}{A_{af}^2} - \frac{2 A_{af}}{A_3} + \frac{2 A_{af}^2}{A_3^2} \quad (2.29.)$$

Modelul teoretic dezvoltat în aceste lucrări, servește în special studiului mecanismului de formare al emulsiei per-combustibil și de variației debitului de combustibil în momentul printrării jetului de frinare. În lucrările amintite nu se propune o metodă propriuzisă de calcul a dozajului pentru cazul tubului emulsor cu mai multe orizonturi, limitându-se la studiul influenței diferiților factori constructivi și funcționali asupra "coeficientului de frinare" b.

### 2.1.2. Instalații experimentale destinate verificării metodelor de calcul ale carburatoarelor

pornind de la construcția reală a carburatorului cu frinare

pneumatică a debitului de combustibil, se realizează instalații experimentale /31, 78/ cu modele translucide spațiale, cu tubul de aer și de emulsie decalate, figura 2.3., pentru a studia influența numărului, poziției și dimensiunilor orificiilor emulsorului asupra dozajului  $\lambda'$

$$\lambda' = \frac{H \cdot a}{H \cdot c} \quad (2.30.)$$

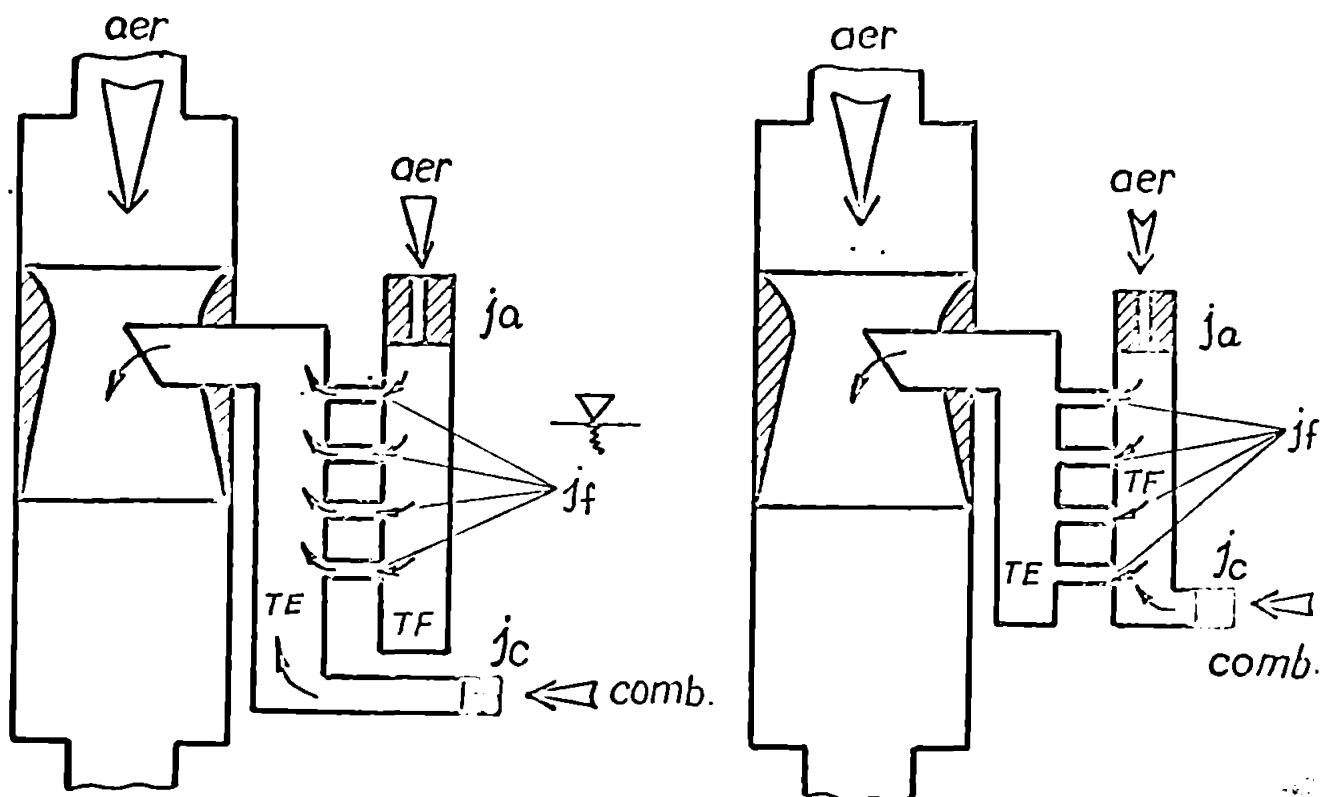


Fig. 2.3. Model real cu tuburi decalate

O problemă luată în studiu /31, 78/ a fost de a elucidat "mecanismul acționării orificiilor laterale asupra formării amestecului", adică de a stabili dacă la deschiderea orificiilor emulsorului, debitul de combustibil realizează un salt, în sensul creșterii sau descreșterii sale. În diagramele prezentate (figura 2.4.), variația debitului de combustibil nu prezintă discontinuități.

Concluziile la care se ajunge în urma măsurătorilor și înregistrărilor fotografice, sînt:

- golirea de combustibil a tubului de gardă este practic instantanee, imediat ce se amorsează curgerea prin sistemul principal;
- depresiunile din difuzor, măsurate în momentul în care

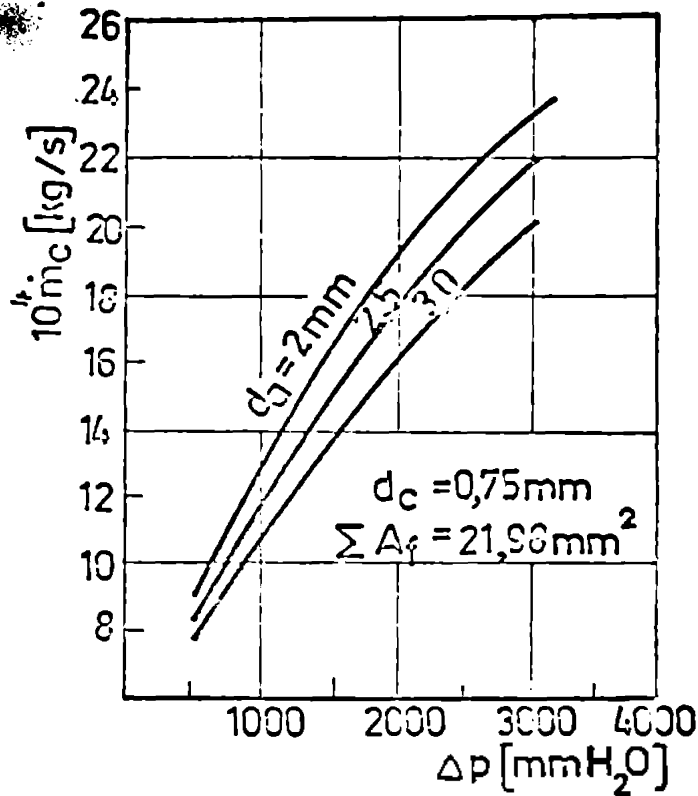


Fig. 2.4. Dependența debitului de combustibil de presiunea din difuzor

s-a produs golirea, sînt de ordinul 10... 20 mm H<sub>2</sub>O, în funcție de dimensiunile sistemului și de numărul de orificii laterale deschise;

- dozajul nu este practic afectat de poziția orificiilor emulsorului.

În lucrarea /27/, experimentările cu un emulsor cu două nivele de orificii, au arătat un salt (figura 2.5.) în sensul creșterii debitului de combustibil, iar presiunile la care au fost descoperite orificiile nivelelor I și II au fost de 30, respectiv 110 mm H<sub>2</sub>O.

Din aceeași diagramă se observă că dozajul este influențat de poziția

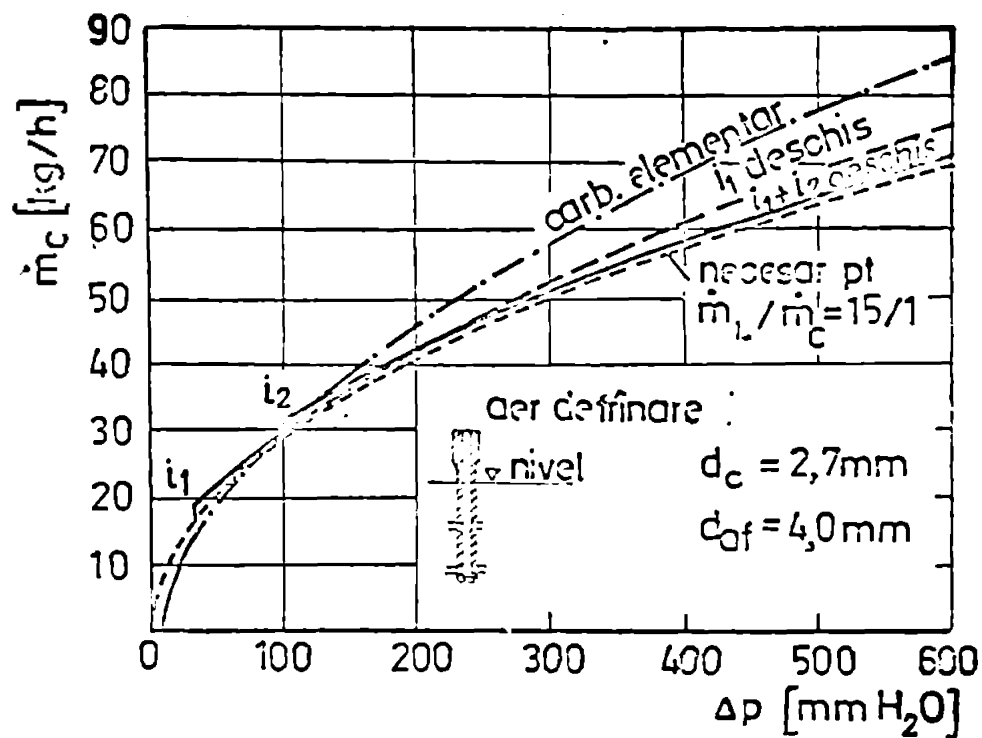


Fig. 2.5. Debitul de combustibil pentru emulsor cu două nivele



și numărul orificiilor emulsorului. Instalația cu tuburi decalate (figura 2.3.) determină o curgere a celor două fluide diferită decât cea a carburatorului real, ceea ce poate influența rezultatele experimentale, iar orificiile emulsorului fiind de lungime mare, vor avea coeficienți de debit  $\mu_2$  mult diferiți de cei ai emulsorului real, cu orificii practicate în pereți subțiri.

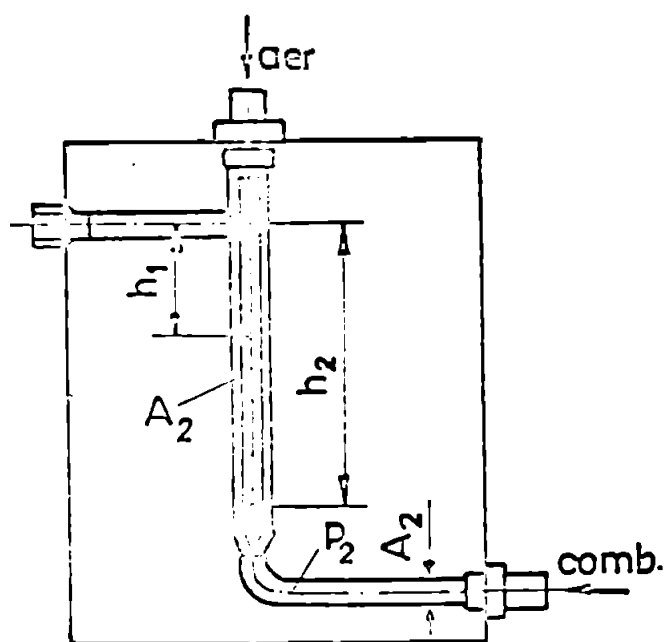


Fig. 2.6. Model cu tub emulsor

Pentru a realiza condiții de curgere pe model asemănătoare cu cele din carburatorului real, în lucrarea /39/ se prezintă un model transparent, figura 2.6., echipat cu tub emulsor. Cu acest model s-a studiat funcționarea unui tub emulsor în două trepte, orificiile emulsorului fiind executate la  $h_I = 30 \text{ mm}$  și  $h_{II} = 80 \text{ mm}$ , sub nivelul combustibilului. Rezultatele experimentale obținute (figura 2.7.), folosind drept mediu de lucru apă,

arată că descoperirea orificiilor situate la nivelul I are loc

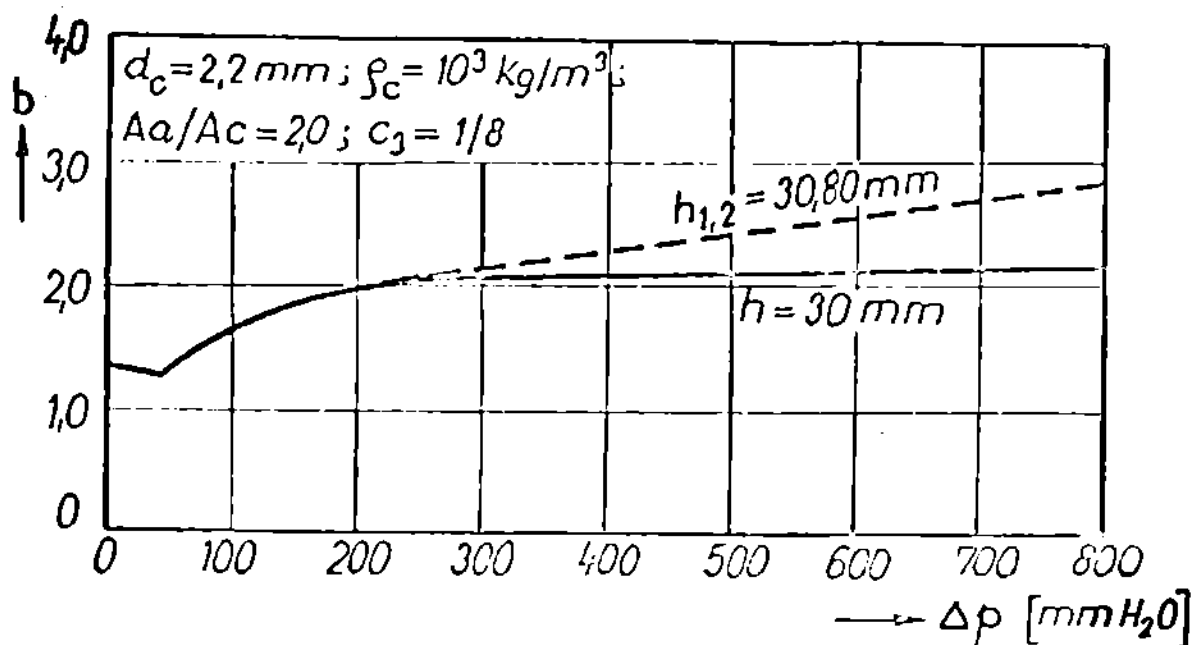


Fig. 2.7. Dependența coeficientului de fricțiune de presiunea din difuzor

la depresiuni de 50 mm H<sub>2</sub>O, iar a orificiilor situate la nivelul II la depresiunea de 255 mm H<sub>2</sub>O, mult mai mari decât valorile corespunzătoare adâncimii teoretice. Se ajunge, după o serie de experimentări, la concluzia că atât momentul de intrare al aerului prin orificiile diferitelor nivele, cât și efectul de frinare, pot fi influențate substanțial de mărimea și poziția orificiilor tubului emulsor, concluzie în contradicție cu cea prezentată anterior /31/. Golirea de combustibil a tubului de gardă, după /39/, are loc într-un interval larg de depresiuni, interval care cuprinde prima parte din domeniul sarcinilor parțiale ale carburatorului.

O analiză concretă a metodelor de calcul prezentate anterior s-a făcut printr-o serie de experimentări proprii, începând cu determinarea coeficienților de debit necesari calculelor, apoi efectuând experimentări pe un stand dinamic, atât cu carburatorul real, cât și cu un carburator transparent (stiplex), figura 2.8., cu dimensiunile carburatorului # 250.

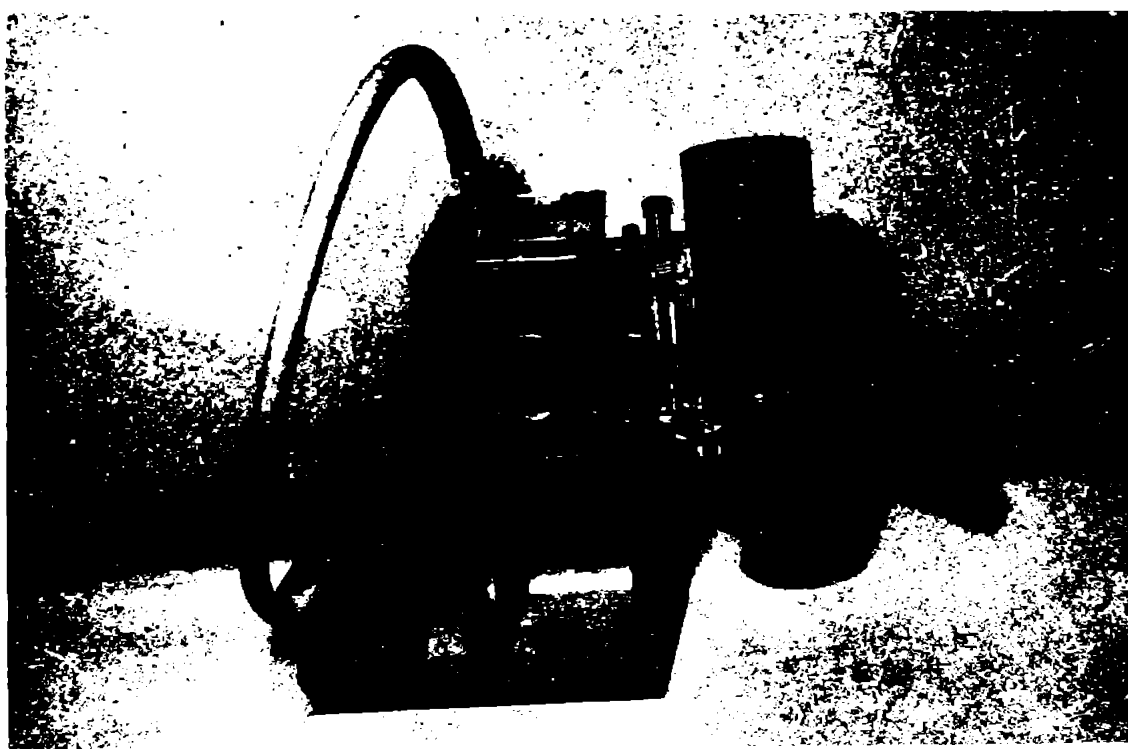


Fig. 2.8. Carburator real, transparent, din stiplex

Rezultatele calculelor și cele experimentale sînt redată în figura 2.9., respectiv în anexa I.

Se observă că cele două metode de calcul dau rezultate care diferă între ele, în special la depresiunile de deschidere a nivelelor de orificii, respectiv diferă de cele experimentale. De alt-

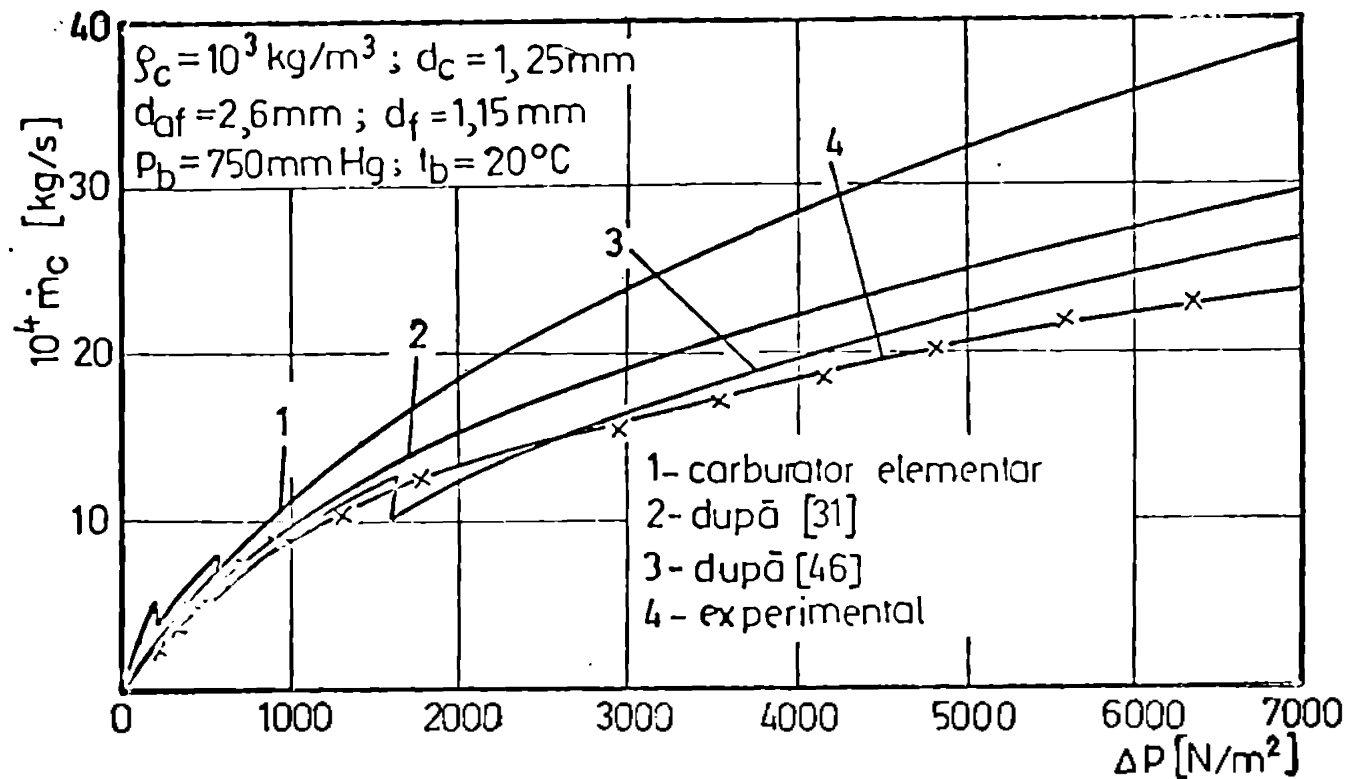


Fig. 2.9. Variația debitului de combustibil cu depresiunea din difuzor

fel, metoda /31/ nu determină un salt al debitului de combustibil la deschiderea orificiilor, iar metoda /46/ determină variații mult prea mari, neconfirmate de alți cercetători sau de rezultatele experimentale. Abaterile maxime ale rezultatelor teoretice privind debitul de combustibil, calculate cu cele două metode, sînt de ordinul  $\Delta \dot{m}_c = 15 \dots 20\%$ , respectiv față de cele experimentale sînt de  $\Delta \dot{m}_c = 20 \dots 22\%$  după metoda /31/, respectiv  $\Delta \dot{m}_c = 10 \dots 18\%$  după metoda /46/.

## 2.2. Cercetări privind condițiile necesare obținerii unui amestec omogen în fază gazoasă aer-combustibil, la m.a.s. cu carburator

### 2.2.1. Pulverizarea și vaporizarea combustibilului

Cercetările efectuate în această direcție cu ca scop stabilirea condițiilor în care combustibilul dozat cantitativ, conform caracteristicii ideale, formează cu aerul, în orice regim, un amestec omogen în stare gazoasă, în urma proceselor de pulverizare, vaporizare și omogenizare.

În ceea ce privește pulverizarea, nu ne putem aștepta ca simpla construcție a pulverizatorului să fie determinantă în obținerea picăturilor fine de aceeași mărime. Finetea de pulverizare depinde în cea mai mare măsură de forțele de frecare care se nasc între aer și picăturile de combustibil. Astfel, este hotărâtoare pentru calitatea pulverizării viteza curentului în porțiunea în care are loc confluența fluidelor și în aval de orificiul pulverizatorului /44/.

Forma de ajutor Venturi, figura 2.10., este avantajoasă

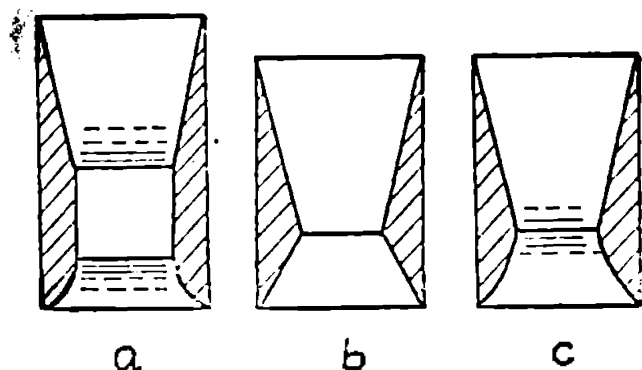


Fig. 2.10. Tipuri constructive de difuzoare

dacă în secțiunea minimă, după orificiul de pulverizare, ajutorul are o porțiune cilindrică (figure 2.10.a.). Dintre formele b și c, pulverizarea realizată de b este mai bună, deoarece prin strângerea realizată în acest caz, în secțiunea minimă, viteza se menține constantă și în aval de aceasta. Difuzorul are dezavantajul față de a și c, deoarece pierderile de presiune sînt cele mai ridicate.

Proprietățile fizice care joacă un rol hotărîtor în procesul de pulverizare sînt densitatea, tensiunea superficială și vîscozitatea combustibilului. Studiile efectuate în această direcție au stabilit dependența acestor parametri de temperatura la care se găsește combustibilul /32, 44, 62/.

În ceea ce privește vaporizarea combustibilului imediat după pulverizare, aceasta are loc într-un volum de aer foarte mare; astfel că, dacă se ține seama de cele două limite posibile de aprindere  $\lambda = 0,4 \dots 1,35$ , raportul volumelor celor două fluide este:

$$\frac{V_L}{V_C} = \lambda_{\min} \frac{\rho_C}{\rho_L} \quad (2.31.)$$

respectiv  $V_L/V_C = 3700 \dots 12500$  ( $L_0 = 15 \text{ kg}_L/\text{kg}_C$ ).

De aici rezultă că și în cazul amestecului excesiv de bogat,

prin vaporizare completă nu se atinge starea de saturație /62/.

O parte din picăturile fine formate sînt antrenate în curentul de aer, atingînd treptat viteza acestuia, iar o altă parte, în special cele de dimensiuni mari, se ciocnesc de peretele conductei de aspirație, formînd o peliculă care șiroiește pe aceasta.

Un calcul al plutirii picăturilor de combustibil în aer, în cazul carburatorului # 207, de pe motorul ARO-L-25, duce la concluzia că cea mai mare parte a picăturilor nu sînt antrenate de curentul de aer, ci cad pe peretele conductei de admisiune.

Astfel, pentru ca picăturile să fie antrenate de curentul de aer în câmpul gravitațional, raportul dintre raza picăturilor și diametrul interior al conductei trebuie să fie /81/:

$$\frac{R}{D} \leq \frac{1}{11 \sqrt{(1 - \rho_1/\rho)} \sqrt{Re}}$$

unde:

R [m] - raza picăturilor;

D [m] - diametrul conductei;

$\rho_1, \rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea picăturilor, respectiv a aerului;

Re [-] - criteriul Reynolds, raportat la diametrul picăturii.

Cum viteza aerului, în secțiunea minimă a difuzorului, la acest carburator este cuprinsă între 15 ... 30 m/s și considerînd  $\rho_1 = 720$  kg/m<sup>3</sup>;  $\rho = 1,2$  kg/m<sup>3</sup>; D = 50 mm, rezultă după calcule că raza picăturilor trebuie să fie cuprinsă între R = 0,010... 0,013 mm. Pe de altă parte, diametrul picăturilor formate prin pulverizare este de ordinul d = 0,1 mm, în cazul vitezei curentului de aer de 90 ... 100 m/s /62/. Ținînd seama de viteza aerului prin carburatorul # 207 și de faptul că diametrul picăturilor variază invers proporțional cu radicalul vitezei curentului, rezultă pentru acest carburator, diametre d = 0,19 mm și, deci, puține picături (statistic există și picături de diametre mai mici), avînd dimensiuni corespunzătoare antrenării în curentul de aer.

Atît picăturile, cît și pelicula, se vaporizează în contact cu aerul, într-un proces de vaporizare dinamică, intensitatea căruia depinde de viteza aerului, temperaturile celor două fluide, temperatura pereților și natura combustibilului.

Studiul vaporizării dinamice a benzinelor se realizează pe o instalație experimentală (figura 2.11.), asemănătoare cu sistemul de carburanție al motorului. Deosebirea esențială se manifestă

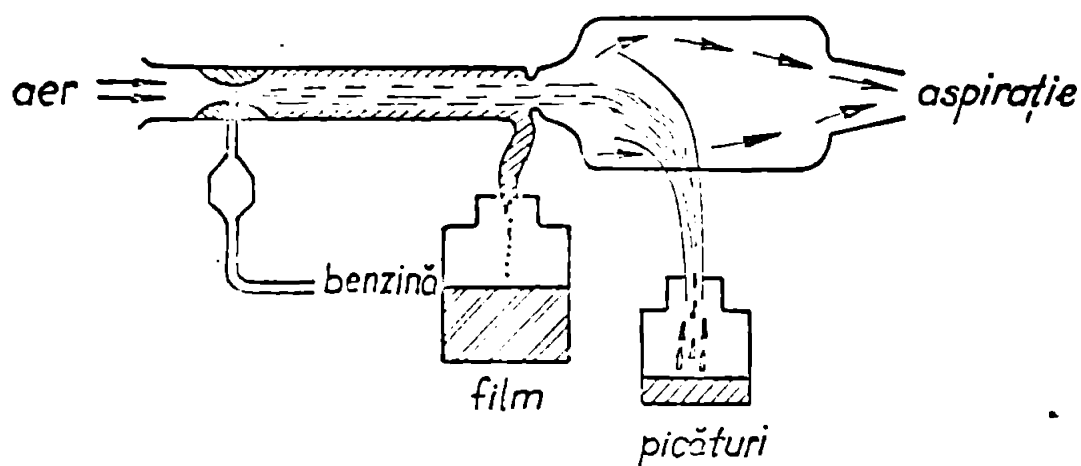


Fig. 2.11. Stand pentru studiul vaporizării benzinei

în aceea că viteza de aspirație în motor este variabilă, repetându-se periodic, în timp ce în instalația prezentată este constantă. Cifra de vaporizare  $c_v$ , este definită ca raportul dintre cantitatea de combustibil vaporizată și cantitatea de combustibil inițială. Instalația permite varierea vitezei și temperaturii aerului. Pe peretele conductei de aspirație sînt montate termoelemente pentru determinarea temperaturii aerului. Experiențele și rezultatele arată că un număr mare de picături formate după carburator, se depun pe perete sub formă de peliculă, iar cantitatea principală de combustibil nevaporizat rămîne pe traseu tot sub formă de peliculă. Influența vitezei și a temperaturii aerului, asupra cifrei de vaporizare este redată în figura 2.12.a., iar influența coeficientului excesului de aer  $\lambda$  în figura 2.12.b.

Cum benzina este un amestec de hidrocarburi, în timpul vaporizării dinamice, pe traseul de aspirație are loc fracționarea combustibilului. Mai întîi se vaporizează fracțiunile cu punctul de fierbere coborît, iar cantitatea rămasă devine din ce în ce mai greu volatilă. Curbele de distilare ale fracțiunilor rămase la diferite viteze ale aerului sînt redată în figura 2.13.

Cercetări mai aprofundate în această direcție au fost efectuate în lucrările /13, 14/, unde s-a înlocuit colectorul real cu unul transparent de sticlă, figura 2.14., pentru vizualizarea peliculei de combustibil, în condiții reale de curgere pe motor.



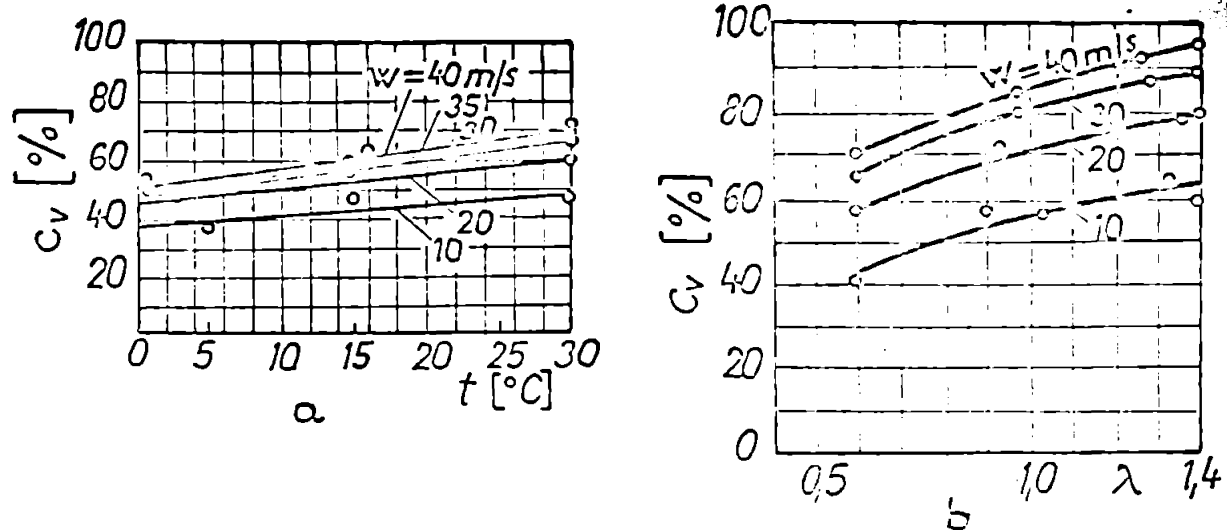
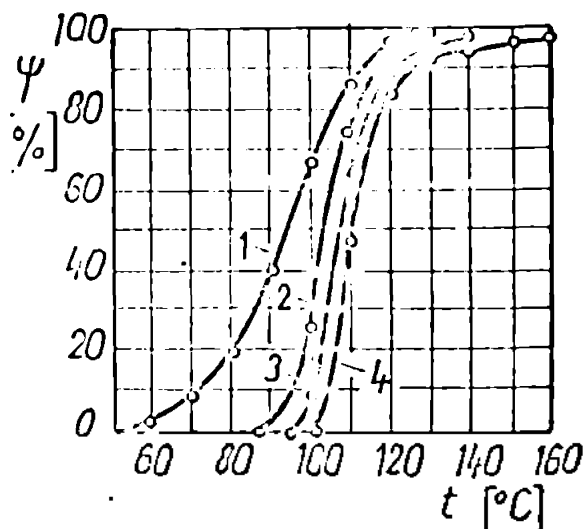


Fig. 2.12. Dependența cifrei de vaporizare de: a) temperatură; b) coeficientul excesului de aer



- 1. benzină inițială  $\rho = 717 \text{ kg/m}^3$
- 2.  $w = 10 \text{ m/s}$   $\lambda = 30 \text{ m/s}$
- 3.  $w = 20 \text{ m/s}$
- 4.  $w = 30 \text{ m/s}$

Fig. 2.13. Modificarea curbei de distilare a benzinei cu viteza aerului

S-a observat, prin fotografiere, că pelicula de combustibil nu s-a repartizat uniform pe întreaga circumferință, ci a curs sub forma unor șiroaie deviate de curentul de amestec.

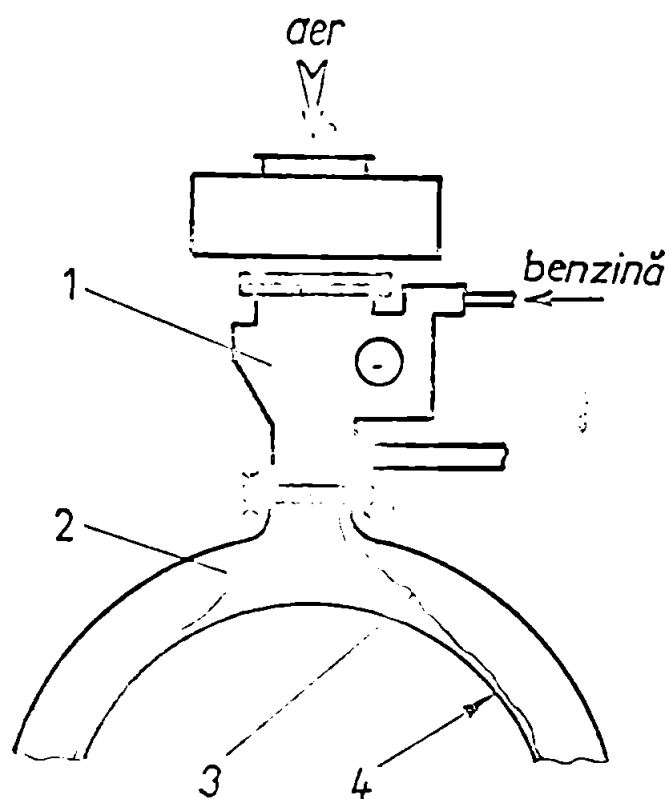
Amestecul curge, datorită construcției impuse colectorului de aspirație, tangențial la poziția de bifurcație în cot și determină devierea peliculei.

Pentru măsurarea debitului de combustibil din peliculă, a fost construit un dispozitiv de captare al peliculei,

între colector și chiulasă, cu o extindere de  $60^\circ$  pe circumferința colectorului. În cazul colectorului studiat (figura 2.15.), s-a stabilit experimental că odată cu creșterea turației motorului și a deschiderii obturatorului, pelicula din albia principală este deviată tot mai puternic spre exterior (figurile 2.16. și 2.17.).

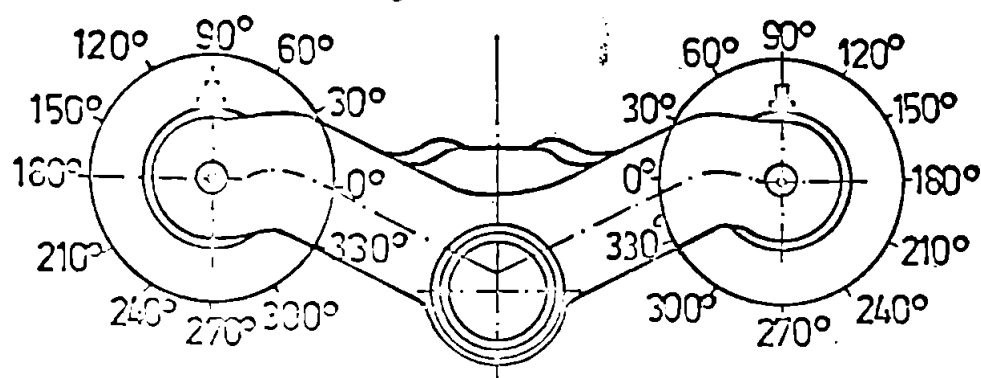
În aceste reprezentări, cantitatea de combustibil este dată





1-carburator; 2-colector din stiplex;  
3-devierea filmului datorită curgerii  
tangentiale a amestecului.  
4-albia principală.

**Fig. 2.14. Model de colector transparent**



**Fig. 2.15. Colector de admisiune cu poziționarea captării  
peliculei de combustibil**

în procente din cantitatea care ar curge la o distribuție omogenă prin secțiunea corespunzătoare. Experiențele au fost efectuate

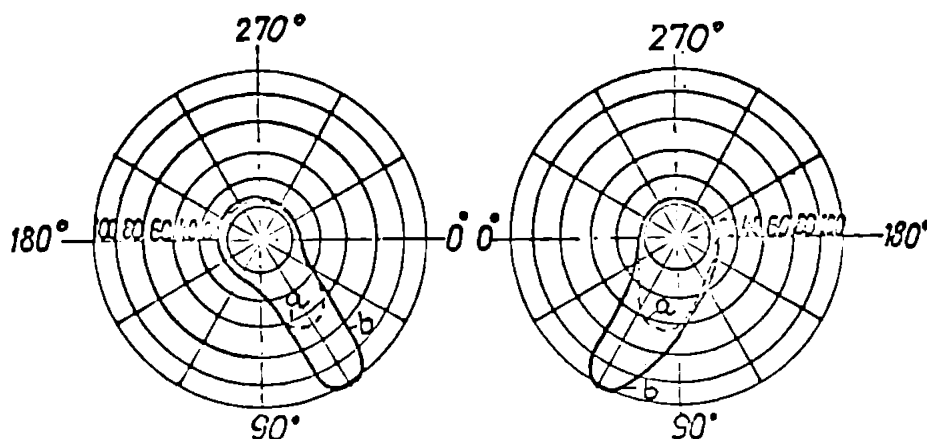


Fig. 2.16. Repartiția peliculei de combustibil pe circumferința conductei de aspirație ( $n = 1000 \text{ rot/min}$ ;  $\varphi = 45^\circ$ );  
a) cu încălzirea "punctului cald";  
b) fără încălzirea "punctului cald";

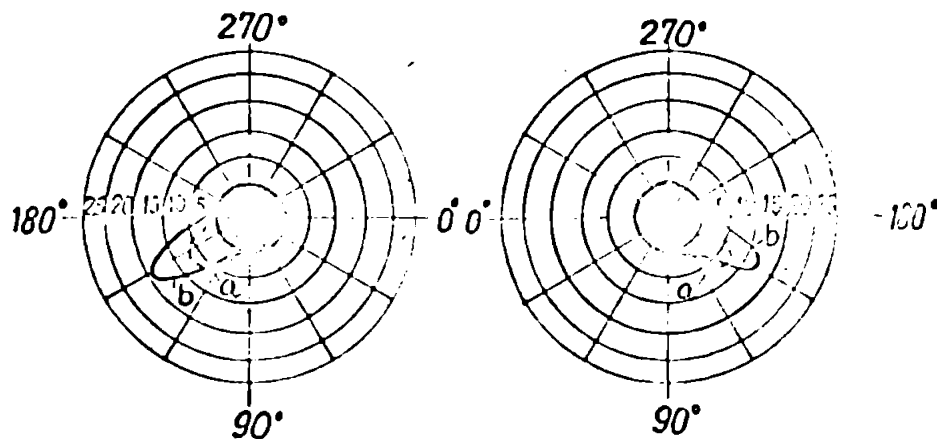


Fig. 2.17. Repartiția peliculei de combustibil pe circumferința conductei de aspirație ( $n = 3000 \text{ rot/min}$ ;  $\varphi = 90^\circ$ );  
a) cu încălzirea "punctului cald";  
b) fără încălzirea "punctului cald";

atit cu încălzirea "punctului cald", situat la bifurcația colecto-  
rului, cît și fără încălzirea acestuia. Drept mediu de încălzire  
s-au folosit gazele de evacuare. Folosirea poziției încălzite, de-  
termină reducerea esențială a cantității de benzină lichidă care a-  
junge înaintea ciupercii supapei (figurile 2.16. și 2.17.). Prao-

țiunile lichide captate au un conținut ridicat de hidrocarburi grele (figura 2.18.), cu puncte de fierbere peste 100°C.

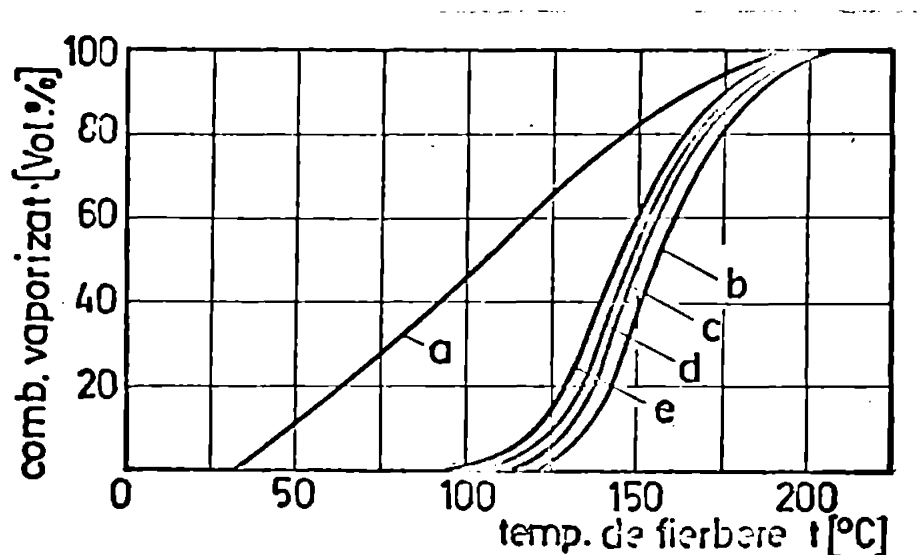


Fig. 2.18. Diagrama de distilare a combustibilului:

- a) combustibil inițial;
- b) combustibil captat în inel, în cazul încălzirii "punctului cald" ( $n = 3000 \text{ rot/min}$ ;  $\psi = 90^\circ$ );
- c) combustibil captat în inel, fără încălzirea "punctului cald" ( $n = 3000 \text{ rot/min}$ ;  $\psi = 90^\circ$ );
- d) idem b ( $n = 1000 \text{ rot/min}$ ;  $\psi = 45^\circ$ );
- e) idem c ( $n = 1000 \text{ rot/min}$ ;  $\psi = 45^\circ$ );

### 2.2.2. Schimbul de căldură și de substanță în procesul formării amestecului carburant

#### 2.2.2.1. Stabilirea stării amestecului pe traseul de aspirație

Vaporizarea parțială sau completă a picăturilor de combustibil formate prin pulverizare și a peliculei ce se formează pe pereții colectorului de admisie, se realizează într-un proces de schimb de căldură și de substanță dintre combustibil și aer. Asemănarea acestui proces cu cel de uscare, respectiv de răcire apei în turburile de răcire, a sugerat ideea folosirii unei diagrame  $i - x$ , combustibil-aer, asemănătoare cu diagrama  $i - x$  (Mollier), folosită la aerul umed.

În lucrarea /25/ este trasată o asemenea diagramă, calculată pe baza următoarelor relații:

→ entalpia combustibilului, considerând benzina un amestec

de  $n$  hidrocarburi:

$$i_c = t \left( \sum_{i=1}^n c_{p_{iv}} x_{iv} + \sum_{i=1}^n c_{p_{il}} x_{il} \right) + \sum_{i=1}^n x_{iv} r_i \text{ [kcal/kg}_L \text{]} \quad (2.32)$$

- entalpia combustibilului, considerind benzina ca un amestec dintr-un număr infinit de "parafine ideale":

$$i_c = \frac{p_v}{p - p_v} \left( \psi_l t \int_{\psi_{i=0}}^{\psi_{i=1}} c_{p_{il}} d\psi_{il} + \psi_v t \int_{\psi_{i=0}}^{\psi_{i=1}} c_{p_{iv}} d\psi_{iv} + \right. \\ \left. + \psi_v \int_{\psi_{i=0}}^{\psi_{i=1}} r_i d\psi_{iv} \right) \text{ [kcal/kg}_L \text{]} \quad (2.33.)$$

- conținutul de combustibil, al amestecului aer-combustibil, pentru  $n$  componente ale benzinei:

$$x_c = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{1}{\psi_v} \frac{\sum_{i=1}^n \psi_{iv} M_i}{M_L} \text{ [kg/kg}_L \text{]} \quad (2.34.)$$

- conținutul de combustibil al amestecului, considerind benzina ca un amestec cu un număr infinit de "parafine ideale":

$$x_c = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{1}{\psi_v} \frac{\int_{\psi_{i=0}}^{\psi_{i=1}} M_i d\psi_{iv}}{M_L} \text{ [kg/kg}_L \text{]} \quad (2.35.)$$

- entalpia amestecului aer-combustibil, raportată la 1 kg aer uscat:

$$i = i_c + i_L = i_c + c_{p_L} t \text{ [kJ/kg}_L \text{]} \quad (2.36.)$$

In aceste relații, se notează:

$t$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura la care se găsește amestecul;

$c_p$  [kJ/kg  $^{\circ}\text{C}$ ] - căldura specifică la presiune constantă;

$x_i$  [kg/kg $_L$ ] - participarea masică a componentei  $i$  în amestec;

$r_i$  [kJ/kg] - căldura latentă de vaporizare a componentei  $i$ ;

$p, p_v$  [N/m $^2$ ] - presiunea totală a amestecului, respectiv presiunea vaporilor de combustibil în amestec;

$\psi_i$  [-] - participarea molară a componentei  $i$  în amestec;

$M_L$  [kg/kmol] - masa moleculară a aerului;

$L, v, l$  - indici ce se referă la aer, respectiv starea vaporilor și lichidă a componentelor.

Relațiile de mai sus sînt date în lucrarea /25/, fără a fi prezentată deducerea lor și preluate identic în /64/, deși cum se va vedea în paragraful 4.2.1., relațiile 2.34. și 2.35. sînt eronate, implicînd corespunzător și relațiile 2.32. și 2.33.

Diagrama trasată în /25/, cuprinde izotermele din intervalul  $-20 \dots +20$  °C, presiunile absolute în carburator  $0,4 \dots 1,0$  ata și participarea masică a combustibilului în amestec între  $0 \dots 1,1$   $kg_c/kg_L$ . În lucrare sînt realizate și măsurători experimentale pentru un carburator Solex 32 PICB, instalat pe motorul Ford 15M. Rezultatele experimentale, pentru cîteva regimuri de funcționare ale motorului, sînt prezentate comparativ cu cele teoretice în tabelul 1. Starea inițială a aerului la intrarea în carburator a fost  $t = 22$  °C și conținutul de umiditate  $x_w = 0,007$   $kg_w/kg_L$ .

Tabelul 1. Temperaturile din carburator măsurate și calculate, în °C, după /25/

Regimul de funcționare	$\alpha = 0$		$0 < \alpha < 1$		$\alpha = 2/3$		pornire	
	măs.	calc.	măs.	calc.	măs.	calc.	măs.	calc.
- Temperatura pe obturator	4,8	1,5	7,0	2,5	1,5	1,5	5,4	1,5
- Temperatura în canalul de mers în gol	6,2	3,0	5,8	5,0	7,0	5,5	2,0	4,0
- Temperatura în colectorul de admisie	6,6	-4,0	8,5	-1,5	5,8	2,5	3,5	-3,0
- Temperatura în canalul de pornire	-	-	-	-	-	-	1,7	-3,0

În lucrarea /64/, folosindu-se ecuațiile schimbului de căldură și de substanță de la vaporizarea apei în aer /12, 68/ și diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, trasată în /25/, se studiază influența umidității inițiale a aerului asupra formării amestecului carburant. Coeficienții unghiulari ai direcției de transformare de stare ai aerului, în diagrama  $i-x$ , sînt:

- la vaporizarea adiabetică:

$$\left( \frac{di}{dx} \right)_A = \frac{c_p (t_s - t)}{\frac{\rho c_p}{\alpha} (x_s - x)} + i_{vs} \quad (2.37.)$$

- la vaporizarea neadiabetică:

$$\left( \frac{di}{dx} \right)_N = \left( \frac{di}{dx} \right)_A + \frac{q_e}{\frac{\rho c_p}{\alpha} (x_s - x)} \quad (2.38.)$$

in care:

$c_p$  [J/kg grad] - căldura specifică a amestecului;

$t_s, t$  [°C] - temperatura de saturație, respectiv a aerului;

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>s] - coeficientul de schimb de substanță;

$\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] - coeficientul de convecție în aer;

$x_s, x$  [kg/kg<sub>L</sub>] - conținutul de vapori la saturație, respectiv în curentul de aer;

$q_e$  [J/kg] - valoarea, în diagrama i-x, a densității fluxului termic primit din exterior;

$i_{vs}$  [J/kg] - entalpia vaporilor saturați.

În relațiile 2.37. și 2.38. intră coeficientul lui Lewis  $\rho c_p / \alpha$ , pentru determinarea căruia în lucrarea /64/ se folosesc ecuațiile criteriale din /37/:

- pentru schimbul de căldură:

$$Nu = 2 + A Pr^{0,33} Re^n Gu^m \quad (2.39.)$$

- pentru schimbul de substanță:

$$Nu' = 2 + A' (Pr')^{0,33} Re^{n'} Gu^{m'} \quad (2.40.)$$

unde:

$Nu, Nu'$  - criteriul lui Nusselt pentru schimbul de căldură, respectiv pentru schimbul de substanță (de speța a II-a);

$Pr, Pr'$  - criteriul lui Prandtl pentru schimbul de căldură, respectiv de substanță (denumit și criteriul Schmidt);

$Re$  - criteriul lui Reynolds;

$Gu$  - criteriul lui Guckmann;

Coeficienții  $A', n', m', A, n, m$ , se găsesc în tabele, în funcție de  $Re$ .

Valorile coeficientului Lewis se compară apoi cu cele obținute prin metoda analogiei /12, 15, 22, 23, 37, 47, 48, 49, 59, 68/. Având coeficientul  $\sigma_{c,v}/\alpha$  calculat și starea inițială a amestecului  $A'$ , se stabilește grafic starea finală a amestecului  $B_1$ . Autorul consideră că la intersecția direcției transformării de stare  $\frac{di}{dx}$  (dreapta  $A'B_1$ ) cu curba umidității relative  $\varphi$  (punctul D), se delimitează conținutul de combustibil sub formă de vapori,  $x_{c,v}$ , respectiv sub formă de lichid,  $x_{c,l}$  (figura 2.19.)

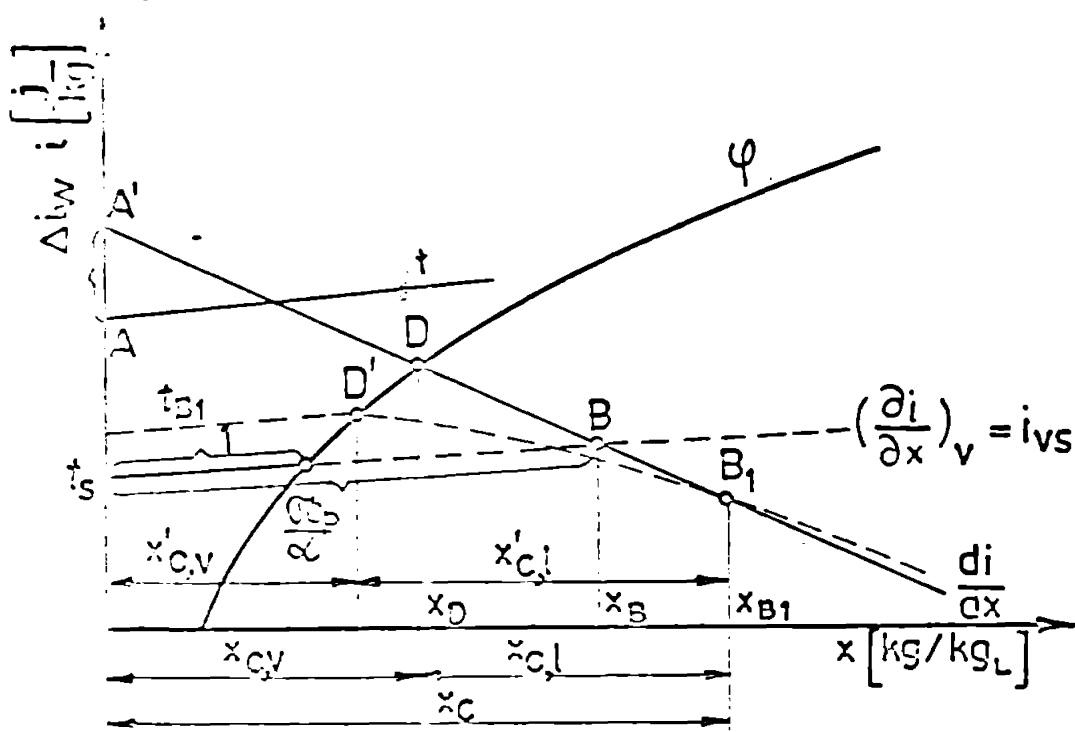


Fig. 2.19. Determinarea stării amestecului în diagrama i-x

Această metodă poate conduce la erori apreciabile privind conținutul în fază lichidă și în fază vapori a amestecului, deoarece izoterma care trece prin punctul  $B_1$  ( $t_{B_1}$ ) și care definește împreună cu presiunea starea din carburator, are o curbă foarte pronunțată în apropierea curbei limită (figura 2.19.), astfel că punctul de delimitare a fazelor este  $D'$ . Participarea masică a combustibilului în fază lichidă va deveni mai mare ( $x'_{c,l}$ ), respectiv în fază vapori mai mică ( $x'_{c,v}$ ). Construcția preconizată de autor, este valabilă în cazul vaporizării apei în aer, când direcția izotermei în domeniul saturat coincide cu cea a dreptei de entalpie constantă /12, 60, 68/.

Cercetările experimentale prezentate în lucrare /64/, au scos în evidență creșterea conținutului în fază vapori de combus-



tibil, a amestecului carburant, odată cu creșterea umidității aerului, concomitent cu scăderea conținutului de Co în gazele de evacuare.

#### 2.2.2.2. Formarea gheții în carburator (givrăjul)

S-a observat în exploatarea motoarelor cu aprindere prin scînteie cu carburator, de autovehicule, că acestea se opresc la mersul în gol pe timp rece și umed. Causa este formarea gheții pe obturator, traseul de mers în gol al carburatorului sau la exteriorul tubului de împrăștiere (carburatoare Solex) /40, 41, 42, 43, 44, 70/. Fenomenul se datorește schimbului de căldură și de substanță ce are loc în carburator și pe traseul de aspirație al motorului. Accelerarea aerului în secțiunea minimă a difuzorului la viteze de 80 ... 100 m/s, necesită un consum de energie (entalpie în regim adiabatic), care duce la scăderea temperaturii acestuia:

$$- di = \frac{dw^2}{2} \quad [J/kg] \quad (2.41.)$$

sau sub formă integrală:

$$c_p (t_1 - t_2) = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \quad (2.42.)$$

deci:

$$\Delta t_1 = \frac{w_2^2}{2 c_p} \quad [^{\circ}C] \quad (2.43.)$$

Pentru  $w = 90$  m/s, rezultă  $\Delta t_1 \approx 4^{\circ}C$ .

Pe de altă parte, aerul se răcește datorită vaporizării parțiale sau totale a combustibilului. Considerînd teoretic că jumătate din cantitatea de combustibil pulverizată prin dispozitivul principal se vaporizează, căldura cedată prin convecție de aer este:

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2} \frac{x_c F}{\lambda} \quad [J/kg_L] \quad (2.44.)$$

Pentru amestecul stoichiometric ( $\lambda = 1$ ), răcirea aerului va fi:

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta Q_2}{c_p} = \frac{1}{2} \frac{x_c F}{\lambda c_p} \approx 11,2^{\circ}C \quad (2.45.)$$

Se remarcă contribuția esențială a schimbului de căldură și de masă asupra răcirii aerului. În regimul sarcinilor parțiale, când cantitatea de aer scade, dar răcirea raportată la 1 kg rădăne aceeași, scăderea de temperatură este cea mai mare /41/. Răcirea aerului, uneori folositoare (vara), devine dăunătoare, când datorită temperaturilor coborâte la aspirație, se ajunge la condensarea vaporilor de apă din aer, cu formarea de ac de gheață, respectiv de brumă pe suprafețele carburatorului.

Formarea gheții este posibilă în unele locuri, unde există o răcire intensă a pereților carburatorului prin evaporarea combustibilului. Acestea sînt:

- tubul port-jiclor (carburator Solex);
- obturatorul carburatorului;
- canalul de mers în gol, în aval de secțiunea de pătrundere a aerului de frinare.

În lucrările /41, 42/, s-a studiat formarea gheții în carburatorul Solex 32 PBIC. Formarea gheții pe clapeta de amestec s-a observat prin fotografierea acesteia printr-o fereastră practică în carburator.

În afara givrajului la mersul în gol, apare și givrajul la sarcină plină (carburatoare Solex), când pe suportul tubului port-jiclor se depune gheață, reducîndu-se astfel secțiunea liberă de curgere a amestecului. Datorită formării gheții pe tubul port-jiclor, secțiunea difuzorului va fi sensibil micșorată, ceea ce determină creșterea depresiei în secțiunea minimă și, implicit, a debitului de combustibil.

În cazuri extreme, secțiunea se reduce într-atît, încît puterea motorului scade și în final se oprește în sarcină. Formarea gheții pe clapeta de amestec, reduce secțiunea de curgere a aerului în sarcini mici și la mersul în gol, motorul oprindu-se la schimbările de viteză sau la mersul în gol.

Formarea gheții în carburator este influențată de temperatura și umiditatea relativă a aerului, dar și de tipul constructiv al carburatorului, precum și de modul de amplasare al acestuia pe motor.

### 2.3. Distribuția amestecului la motoare policilindrice

Obținerea performanțelor optime de putere și consum la motoarele policilindrice, presupune alimentarea cilindrilor acestora cu amestec de aceeași calitate. Această cerință se realizează dificil datorită, în special, combustibilului lichid, care după pulverizare nu se evaporă, ci este antrenat în aer sub formă de picături, sau se depune pe pereții traseului de admisiune, sub formă de peliculă.

Combustibilul vaporizat este accelerat ușor în curentul de aer, atingând viteza acestuia, însă picăturile și pelicula au inerție mare atât la accelerare, cât și la decelerare. Astfel, la închiderea supapei de admisiune, picăturile mari și pelicula continuă să se deplaseze, concentrația de combustibil schimbându-se de-a lungul conductei. În figura 2.20., este redată variația coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , în ramura colectorului ce alimentează cilindri 3 și 4, în funcție de unghiul de manivelă motoare  $\alpha$  [°R.A.C.] /62/.

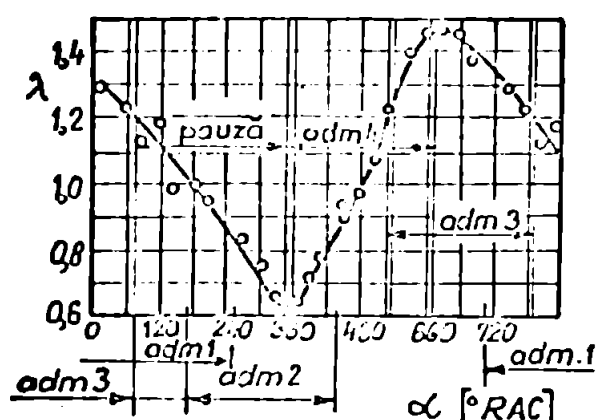


Fig. 2.20. Variația coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , pe un ciclu

redată în figura 2.21. Se observă că la ordinea de aprindere 1-2-4-3, cilindri extremi primesc amestec bogat, iar la ordinea 1-3-4-2, cilindri din mijloc primesc amestec bogat. Aceste influențe negative ale sistemului de admisiune se pot elimina, dacă cilindri primesc amestecul proaspăt prin conducte separate încă de la carburator.

Forma și așezarea obturatorului în raport cu planul de separație al ramificației colectorului, influențează calitatea amestecului cilindrilor din partea stângă și dreaptă (figura 2.22.).

coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , în ramura colectorului ce alimentează cilindri 3 și 4, în funcție de unghiul de manivelă motoare  $\alpha$  [°R.A.C.] /62/.

După închiderea supapei de admisiune a cilindrului 3 (la ordinea de aprindere 1-2-4-3), coloana de aer este frînată și amestecul se îmbogățește. Cum cilindrul 4 începe apoi admisia, la început va pătrunde un amestec foarte bogat, care se diluiază în timp. Variația dozejului în cilindri motorului respectiv este

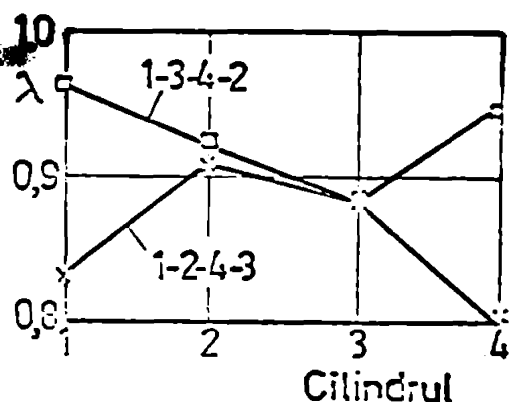


Fig. 2.21. Variația coeficientului excesului de aer în cilindri motorului

În lucrările /13, 14/ sînt prezentate rezultatele unor cercetări privind cauzele distribuției neuniforme a amestecului la un motor cu patru cilindri. Determinarea coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , s-a făcut pe partea de evacuare a fiecărui cilindru, fiind dificilă măsurarea acestuia pe partea de aspirație a fiecărui cilindru în parte. Se observă (figura 2.23.) aceeași modificare a coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , la schimbarea ordinii de aprindere, modificare ce se păstrează pentru toate regimurile de turații ale motorului.

Prin experimentările efectuate, autorul a căutat să explice cauza neuniformității amestecului la motorul cercetat. S-a crezut inițial că și componentele ușor volatile (vaporizate) ar avea o mare influență asupra repartiției neuniforme, datorită unei stratificări a amestecului carburant, cauzată de curenții pulsatori din carburator. Se știe că la deschideri mici și turații ridicate ale motorului, nu mai sînt observabile variații ale presiunii în difuzorul carburatorului. S-a observat, însă, că și în acest caz, repartiția amestecului este neuniformă, deci combustibilul sub formă de vapori nu are influență prea mare asupra distribuției amestecului între cilindri.

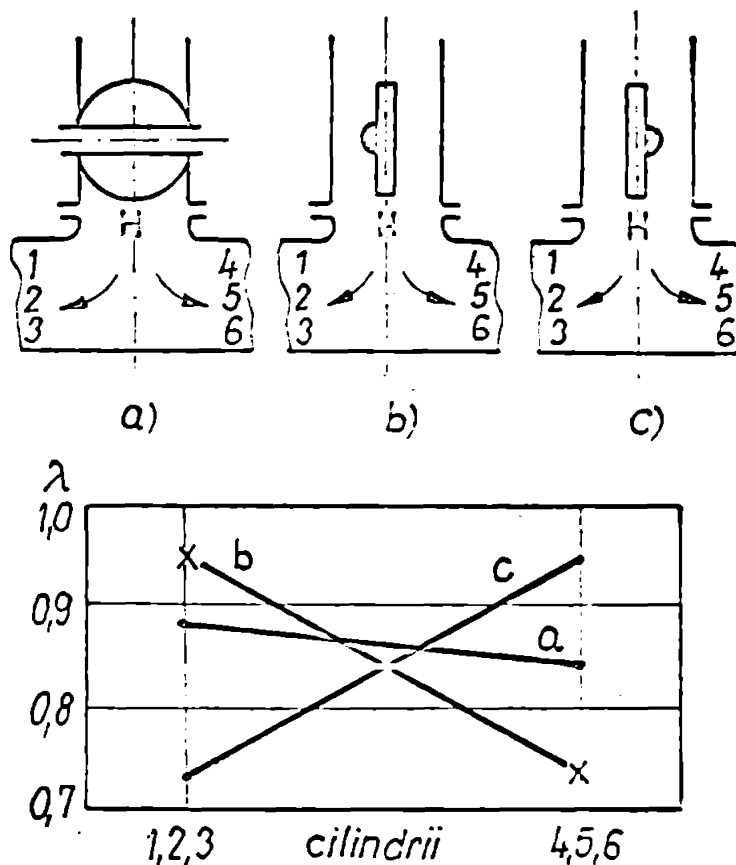


Fig. 2.22. Dependența coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , de poziția obturatorului

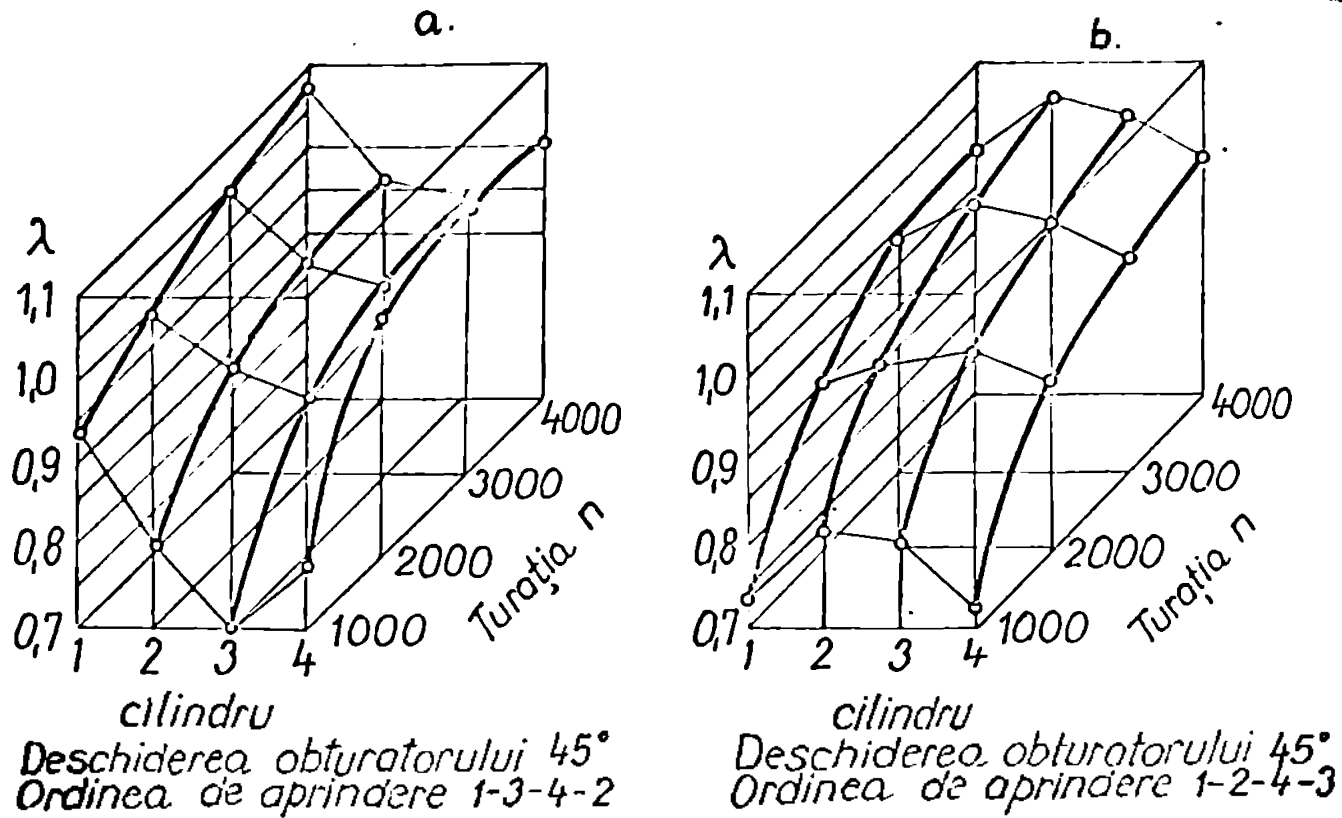


Fig. 2.23. Dependența coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , de turația motorului și ordinea de aprindere

Dacă pelicula de combustibil ar fi cauza principală a distribuției neuniforme /62/, atunci conform colectorului din figura 2.15., pe care l-a studiat autorul /13/, datorită devierii peliculei (figurile 2.16. și 2.17.), cilindri interiori ar trebui să primească combustibil cuprins între  $270^\circ$  și  $90^\circ$  (partea interioară a conductei), iar cei exteriori combustibil cuprins între  $90^\circ$  și  $270^\circ$  (partea exterioară). În acest caz, la turații reduse și deschidere mică a obturatorului, cilindri interiori 2 și 3 ar primi amestec bogat, iar la turații ridicate și deschideri mari ale obturatorului, cilindri 1 și 4 ar primi amestec bogat. S-a arătat însă, prin măsurători, că diferențele de dozaj sînt influențate doar de ordinea de aprindere (figura 2.23.). Și din figura 2.24 rezultă că nu pelicula de combustibil este cauza principală a neuniformității amestecului. Curba a redă repartiția amestecului în stare normală de funcționare a motorului. Prin captarea peliculei cilindrilor 1 și 2 de pe întreaga circumferință a rezultat curba b, care arată că amestecul din cilindri 1 și 2 a devenit mai sărac, dar neuniformitatea amestecului între 1 și 2 se menține. După ce vaporii de combustibil și pelicula au fost eliminate, prin-

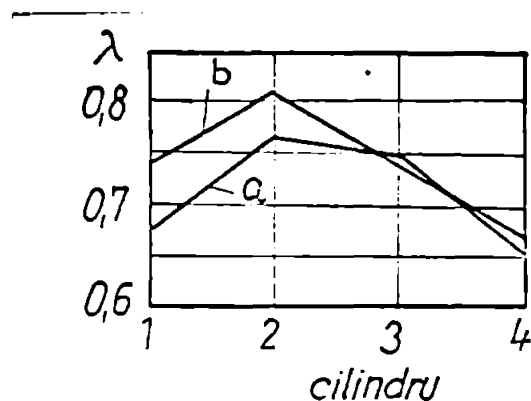


Fig. 2.24. Modificarea repartiției amestecului, prin captarea peliculei

cipala cauză a neuniformității a rămas picăturile de combustibil. Autorul consideră astfel, în opoziție cu /62/, picăturile ca principala cauză a neuniformității amestecului. Astfel, la ordinea de aprindere 1-3-4-2, cilindri 1 și 2 aspiră din brațul 1-2 al colectorului, în care, după închiderea supapei de admisie pentru cilindrul 1, coloana de amestec stagnează brusc; picăturile de combustibil, datorită inerției lor, nu se opresc, ci continuă mișcarea spre supapele cilindrilor 1 și 2. Datorită

chiulasei calde și a supapelor, picăturile se vaporizează rapid, formând, în perioada timpilor de aspirație a cilindrilor 3 și 4, un amestec foarte bogat în spațiul dinaintea cilindrilor 1 și 2. Primul cilindru care aspiră din brațul 1-2, este cilindrul 2, care va primi astfel un amestec mai bogat în raport cu cilindrul 1, care aspiră imediat după el. Același lucru este valabil și pentru grupul cilindrilor 3 și 4, unde cilindrul 3 este primul care aspiră, primind amestec mai bogat ca cilindrul 4.

Din încercările lui Downs, citate în /13/, a rezultat că distribuția neuniformă a amestecului între cilindri, duce la modificarea rezistenței la detonație a acestuia. Astfel, cilindri care au primit amestec mai bogat, au primit și mai mult tetraetil de plumb, cifrele octanice variind cu 6 ... 7 unități octanice între cilindri.

#### 2.4. Concluzii

Pe baza studiului monografic prezentat anterior, s-au stabilit următoarele concluzii:

1. Relațiile generale ale curgerii cu frecare a celor două fluide, prin jiclerale de combustibil și de aer de frinare, respectiv prin difuzor, sînt unanim acceptate în diferite lucrări, dar prin ipotezele simplificatoare se obțin relații de calcul cu rezultate teoretice, ce diferă de cele reale.



2. Metoda de calcul prezentată în lucrarea /46/, dă rezultate eronate datorită simplificărilor admise în dezvoltarea calculelor (raportul ariilor orificiilor emulsorului și aria jiclorului de combustibil considerat subunitar); determinând salturi mari ale debitului de combustibil la deschiderea diferitelor nivele de orificii, care nu se confirmă experimental.

3. Metoda propusă în /31/, dă rezultate acceptabile după golirea tubului de gardă, însă este destul de anevoioasă, reclamă cunoașterea a 6 coeficienți de debit, a căror determinare și mai ales generalizare pentru toate carburatoarele este dificilă, datorită particularităților constructive ale acestora. Domeniul de depresiuni în care s-a lucrat în /31/ este  $\Delta p = 500 \dots 3000 \text{ mm H}_2\text{O}$ , mult prea îndepărtat de cel real în care funcționează carburatorul de referință:  $\Delta p = 20 \dots 500 \text{ mm H}_2\text{O}$ . Depresiunile la care se golește tubul de gardă sînt în general coborîte ( $10 \dots 20 \text{ mm H}_2\text{O}$ ), față de cele indicate de alți autori /39, 46/.

Diferența dintre domeniul cercetat și cel real al carburatorului de pe motorul AR0-L-25 este și mai mare, acesta din urmă fiind supradimensionat în ce privește diametrul minim al difuzorului, ceea ce determină depresiuni scăzute chiar în regim normal.

4. Rezultate teoretice importante în studiul mecanismului golirii tubului de gardă și pătrunderii aerului de frinare prin orificiile emulsorului au fost obținute în lucrarea /39/, care însă nu propune în final o metodă propriu-zisă de calcul a carburatorului, pentru cazul emulsorului cu mai multe orizonturi. Nu se stabilește o relație de calcul a depresiunilor de deschidere a diferitelor orizonturi, prezentîndu-se doar valorile experimentale ale acestora în câteva cazuri studiate.

5. În cazul cercetărilor experimentale pe modele la scară reală sau modificată /27, 31, 39/, s-a căutat stabilirea influenței principalilor factori constructivi și funcționali asupra efectului de frinare. Pornind de la aceste influențe, nu sînt prezentate soluții de modificare a caracteristicii carburatorului, cu efecte pozitive privind demarajul, respectiv economicitatea, în regimurile de sarcini parțiale ale motorului. De asemenea, în literatura de specialitate nu este pusă în evidență influența interstițiului emulso-tub de gardă asupra efectului de frinare.

6. O parte din lucrările de cercetare experimentală prin metoda vizualizării curgerii și fotografierii s-au făcut pe modele



plane ale carburatorului /31, 78/. In realitate, atât curgerea aerului, cât și a combustibilului, se desfășoară în spațiul cu trei dimensiuni, deci concluziile obținute în acest caz au valoare informativă. De altfel și modelele spațiale cu tubul de aer și de emulsie decalate, constituie o simplificare a curgerii reale, când tuburile sînt concentrice. Ingustarea secțiunii de curgere a amestecului imediat după difuzor, la aceste modele, constituie o altă abatere de la modelul real, cu consecințe privind repartiția vitezelor în secțiunea minimă și influențarea rezultatelor experimentale.

7. In cazul cercetărilor experimentale prezentate în lucrarea /39/, acestea sînt făcute pe tuburi esulsoare cu nivele de orificii situate la adîncimi de  $h = 30,80$  mm, mult diferite de cele reale din carburatoare (3 ... 20 mm), cînd apare o influențare a deschiderilor orizonturilor învecinate, datorită barbotării determinate de pătrunderea aerului corector în combustibil.

8. In ceea ce privește pulverizarea combustibilului, s-a studiat mai ales influența formei difuzorului asupra calității pulverizării /44/ și mai puțin influența formei secțiunii de ieșire a tubului de dispersie.

9. O serie de cercetări au urmărit determinarea proprietăților fizice ale combustibililor și influența acestora asupra pulverizării și vaporizării dinamice a combustibililor pe traseul de aspirație /32, 44, 62/. In aceste studii, s-a stabilit în special variația principalelor proprietăți fizice (căldură de vaporizare, căldură specifică, vîscozitate, tensiune superficială, conductivitate termică, etc.) ale combustibililor cu temperatura. S-a scos în evidență de asemenea că datorită compoziției multicomponente a combustibilului, vaporizarea acestuia pe traseul de aspirație determină variația temperaturilor de fierbere a fracțiunilor lichide rămase pînă în poarta supapei.

10. Studiul vaporizării dinamice a combustibilului s-a făcut pe standuri experimentale, care simulează parțial traseul de aspirație. S-au stabilit astfel experimental influențele principalelor factori termogazodinamici asupra vitezei de vaporizare. Acest proces termodinamic de schimb de căldură și de substanță dintre combustibil și aer pe traseul de aspirație, nu a fost tratat prin determinarea corespunzătoare a coeficienților de schimb de căldură și de masă, procesul fiind apreciat global de către cerce-

tători.

11. Elaborarea unei diagrame  $i-x$ , aer-combustibil, în lucrarea /25/, constituie un element de început în traterea procesului de vaporizare a combustibililor, ca proces de schimb de căldură și de substanță. Lucrarea se limitează însă la această fază și nu dezvoltă un calcul al schimbului de căldură și de substanță prin relații criteriale asemănătoare celor de la vaporizarea apei în aer.

12. Folosind diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, trasată în /25/, în lucrarea /64/, se studiază în special influența umidității aerului asupra formării amestecului carburant, tratând acest proces ca un fenomen de schimb de căldură și de substanță, cu folosirea directă a relațiilor și metodelor grafice de stabilire a stării amestecului de la procesul de vaporizare al apei în aer /12, 15, 37, 68/. Diagrama  $i-x$ , combustibil-aer, prezintă însă deosebiri esențiale față de diagrama  $i-x$  a aerului umed, datorită numărului mare de componente în primul caz, în special în domeniul saturat, de aceea folosirea directă a metodelor de la aerul umed, pentru stabilirea stării amestecului, poate duce la erori considerabile (paragraful 2.2.2.1.).

13. În ceea ce privește neuniformitatea repartiției amestecului pe cilindri, unele lucrări consideră că pelicula de combustibil ce giroiește pe pereții conductei de aspirație este principala cauză /62/, altele că picăturile mari antrenate în curentul de aer sînt cauza /13, 44/.

14. Cercetările prezentate în lucrările /13, 14/, prin fotografierea peliculei și măsurarea cantității de combustibil din peliculă, pentru un motor în funcționare, constituie o aprofundare a fenomenului de vaporizare pe traseul de aspirație, dar și în acest caz, studiul se limitează la rezultatele globale ale influenței diferiților factori asupra uniformității repartiției amestecului, fără a se pune problema schimbului de căldură și al temperaturii la care trebuie să se găsească "punctul cald", pentru o vaporizare cât mai completă.

15. Repartiția neuniformă a amestecului pe grupuri de cilindri este determinată și de forma și așezarea obturatorului în raport cu suprafața de separație a ramificației colectorului de admisie /44, 62/.

### 3. MODELAREA FIZICA SI MATEMATICA A CURGERII COMBUSTIBILULUI SI AERULUI DE FRINARE, PRIN CAREURATOARELE CU FRINARE PNEUMATICA A DEBITULUI DE COMBUSTIBIL /69, 71/

#### 3.1. Modelul teoretic al confluenței fluidelor.

În studiul procesului de schimb de căldură și de substanță, la vaporizarea combustibilului pe traseul de aspirație, cunoașterea debitului de combustibil la diferite depresiuni din difuzor, este o problemă esențială. Cum rezultatele obținute după metodele întâlnite în literatura de specialitate au fost contradictorii, s-a realizat un studiu al mecanismului golirii de combustibil a tubului de gardă, prin pătrunderea aerului de frinare prin orificiile situate la diferite nivele ale tubului esulser, în domeniul sarcinilor parțiale ale motorului /69, 71/. O problemă mult controversată în literatura de specialitate este aceea a variației debitului de combustibil în momentul pătrunderii aerului de frinare.

Pentru abordarea studiului confluenței celor două fluide s-a realizat un model din sticlă (figura 3.1.), care din punct de vedere

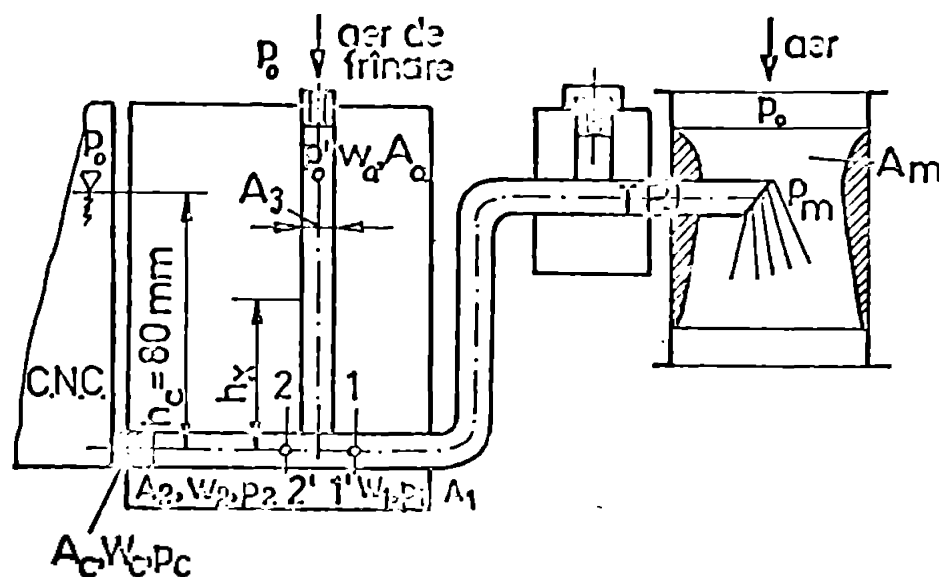


Fig. 3.1. Model teoretic al confluenței fluidelor

al curgerii celor două fluide, permite realizarea depresiunilor reale din carburator și măsurarea acestora cu ajutorul microsensivelor, fără a perturba curgerea, modelul fiind la scară mărită față de original. Modelul fiind transparent, a permis efectuarea

atât a măsurătorilor cantitative, cât și calitative, prin fotografierea diferitelor faze de pătrundere a aerului de frinare. Astfel, depresiunile din difuzor la care se golește de combustibil tubul de aer (figura 3.2.a.) sînt mai mari decît depresiunile teoretice (tabelul 3.1.).

La depășirea depresiunii  $\Delta p_g$ , în secțiunea de confluență se



Fig. 3.2. Etapele pătrunderii aerului de frânare

Tabelul 3.1.

Nr. crt.	Adâncimea de imersare $h$ [mm]	Depresiunea din difuzor [mm $H_2O$ ]	
		La golirea tubului de aer, $\Delta p_g$	La desprinderea bulei de aer, $\Delta p_d$
1	0	5	7
2	30	39	45
3	50	66	73
4	80	105	110

formează o cavitate (bulă) de aer, ce se alungește treptat în direcția de curgere odată cu creșterea depresiunii (figure 3.2.b., c.) Cînd depresiunea depășește valoarea  $\Delta p_d$ , bula de aer "decolează", aerul pătrunzînd în combustibil și formînd emulsia (figure 3.2.d.).

Formarea și "decolarea" bulelor de aer la orificiile emulsorului, determină aspectele contradictorii ale variației debitului de combustibil, semnalate în mod diferit de diferiți cercetători. Acest fenomen, care apare și la emulsorul real, nu poate fi pus în evidență prin măsurători directe pe acesta, datorită instabilității bulelor în orificiile multiple ale emulsorului, în timpul măsurării debitului de combustibil. În astfel de încercări se poate măsura fie debitul înainte de "decolarea" bulelor, fie debitul după ce s-a realizat pătrunderea aerului în combustibil, valorile lor fiind, evident, diferite, desi depresiunea în difuzor a rămas practic constantă.

În cazul modelului realizat, la desprinderea bulei de aer de orificiul ei, masa de aer ce pătrunde imprimă un impuls coloanei de combustibil din aval de punctul de confluență; coloana fiind

astfel accelerată, are loc o creștere a debitului de combustibil față de carburatorul elementar (figura 3.3.).

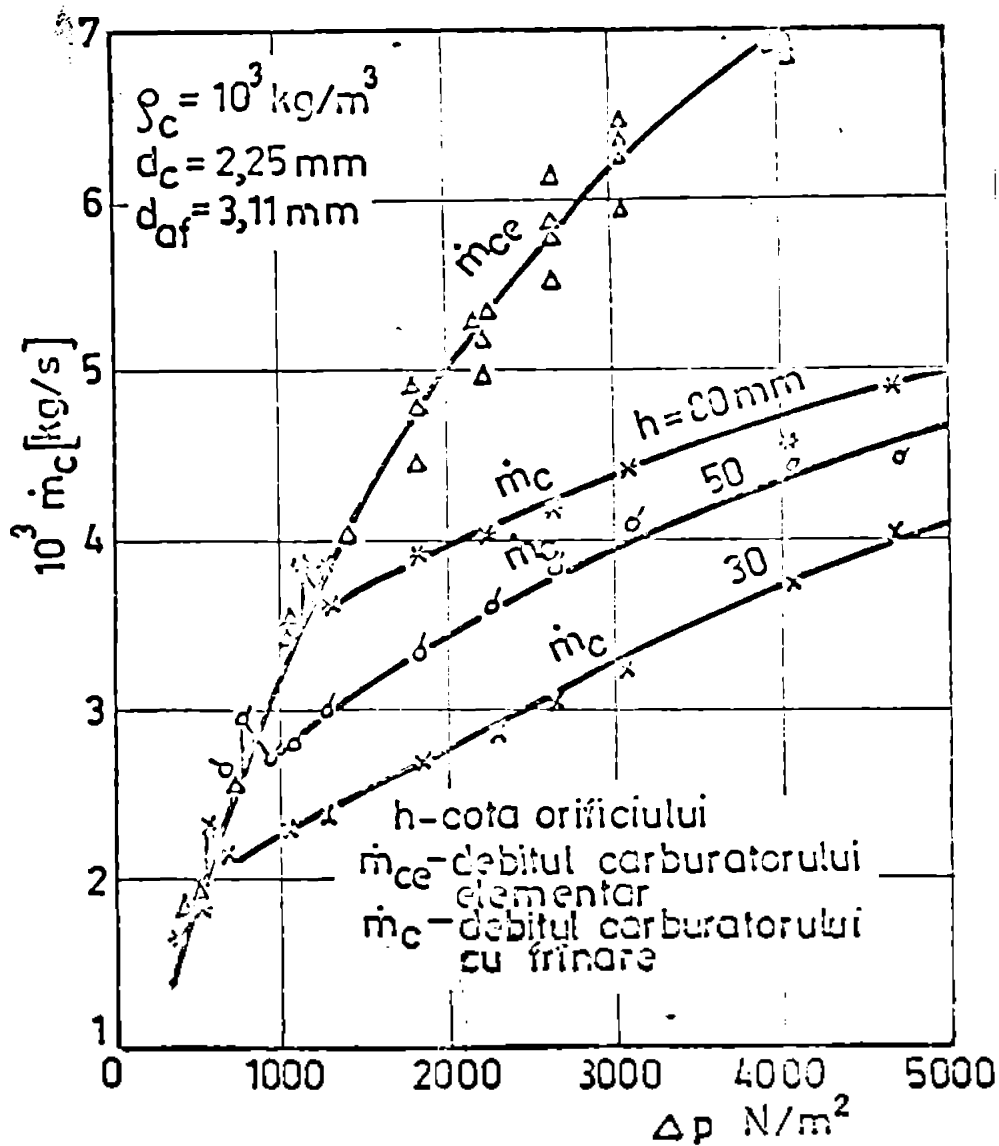


Fig. 3.3. Variația debitului de combustibil, cu salturile de debit, la pătrunderea aerului de frinare

Evidențierea acestui fenomen, extrem de instabil, s-a realizat prin provocarea multor "decolări" dirijate ale bulei, la depresiune constantă în difuzor, prin obturarea repetată a jiclorului de aer de frinare.

S-a stabilit experimental că la creșterea lungimii colcanei de combustibil din aval de punctul de confluență, prin modificarea adâncimii de imersare, saltul debitului de combustibil este mai mare (figura 3.3.), ceea ce confirmă

valabilitatea ipotezei de mai sus. Acest fenomen, explică și comportarea diferită în regimul de repriză a aceluiași carburator, când în condiții de mișcare și vibrații diferite ale vehicolului, se vor realiza un număr diferit de "decolări" ale coloanei de combustibil, deci debite diferite, la aceeași depresiune în difuzor.

La depresiuni imediat superioare "decolării" bulei, aerul curge continuu prin punctul de confluență, presiunea în punct fiind menținută la valori superioare celei din cazul carburatorului elementar, căderea de presiune pe jiclorul de combustibil scade,



deci și debitul carburatorului real (figura 3.3.). Astfel, în jurul presiunii de pătrundere a aerului de frinare  $\Delta p_d$ , debitul de combustibil prezintă mai întâi o creștere, apoi o scădere a valorii sale față de carburatorului elementar.

Acest efect, prezent și la nivelele inferioare de orificii, în cazul emulsorului cu mai multe trepte, nu mai are aceeași intensitate, deoarece aerul curge continuu prin orificiile nivelului imediat superior, iar înălțimea coloanei de combustibil dintre două nivele succesive este mult mai mică decât cea dintre primul nivel și secțiunea de ieșire în difuzor.

### 3.2. Modelul cu tub emulsor

#### 3.2.1. Instalația experimentală

Partea principală a instalației experimentale este tubul emulsor 1, cu nivele multiple de orificii, introdus într-un tub de gardă 2, realizat în material transparent, sticlă (figurile 3.4. și 3.5.).

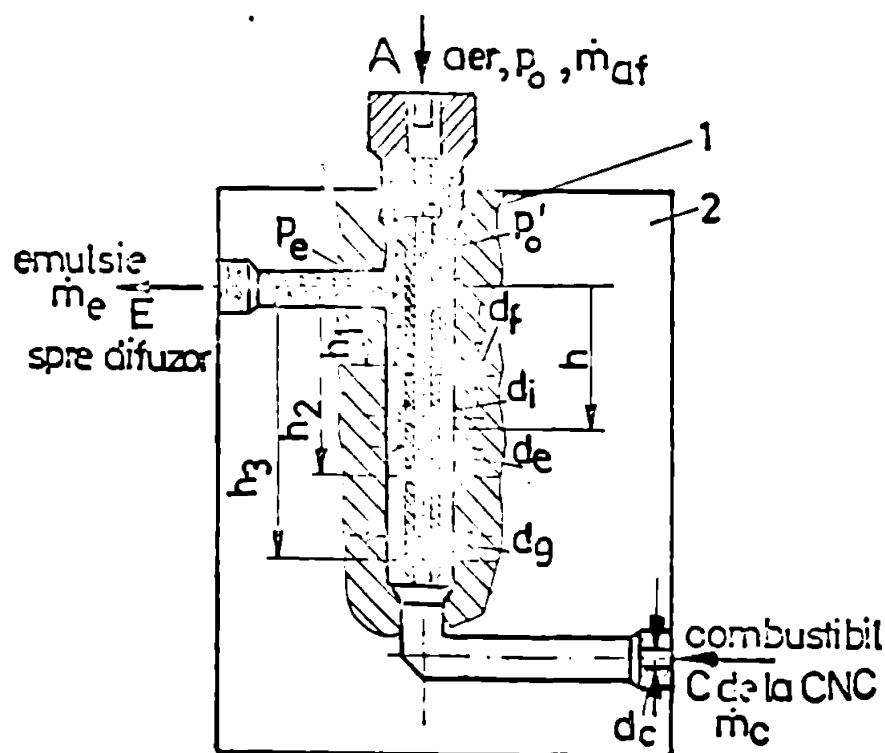


Fig. 3.4. Model cu emulsor real

Ca și la carburatorul real, grupul emulsor-tub de gardă, sînt racordate la o cameră de nivel constant (transparență), respectiv la un difuzor, unde se realizează presiunile de lucru cu ajutorul pompelor de vid. S-au realizat patru emulsoare cu diametrul exterior de: 7; 8,8; 10,3 și 11,4 mm, cu orificii la nivelele de 30, 50 și 80 mm, diametrul tu-

bului de gardă fiind de 13,2 mm. Realizarea orificiilor la aceste nivele s-a impus din necesitatea evidentierii corecte a pătrunderii aerului de frinare prin acestea, evitînd perturbații ce apar



Fig. 3.5. Fotografia modelului cu emulsor real

la deschiderea nivelelor învecinate, când distanța dintre ele este redusă.

Într-o etapă ulterioară a cercetărilor, pentru a realiza condiții de curgere și de frînare pneumatică similare pe model ca și cele din carburatorul real, s-au realizat emulsoare cu orificii la nivelele de: 3; 8; 13 și 18,5 mm.

### 3.2.2. Studiul influenței diferiților factori asupra efectului de frînare

Cercetările experimentale efectuate cu ajutorul instalației descrise anterior, s-au extins asupra unui număr important de variante funcționale ale tubului emulsor (peste 90), fiecare variantă cuprinzând 16 ... 20 regimuri de depresiuni. Astfel a fost posibilă evidențierea tuturor factorilor constructivi și funcționali asupra efectului de frînare și fundamentarea concluziilor prezentate anterior, în lucrarea /69/.

Caracterizarea efectului de frînare, la pătrunderea aerului prin orificiile emulsorului, s-a făcut prin determinarea coeficientului de frînare  $b$  (paragraful 2.1.1.), în funcție de de-



depresiunea din difuzor. Astfel, în figura 3.6. este redată influ-

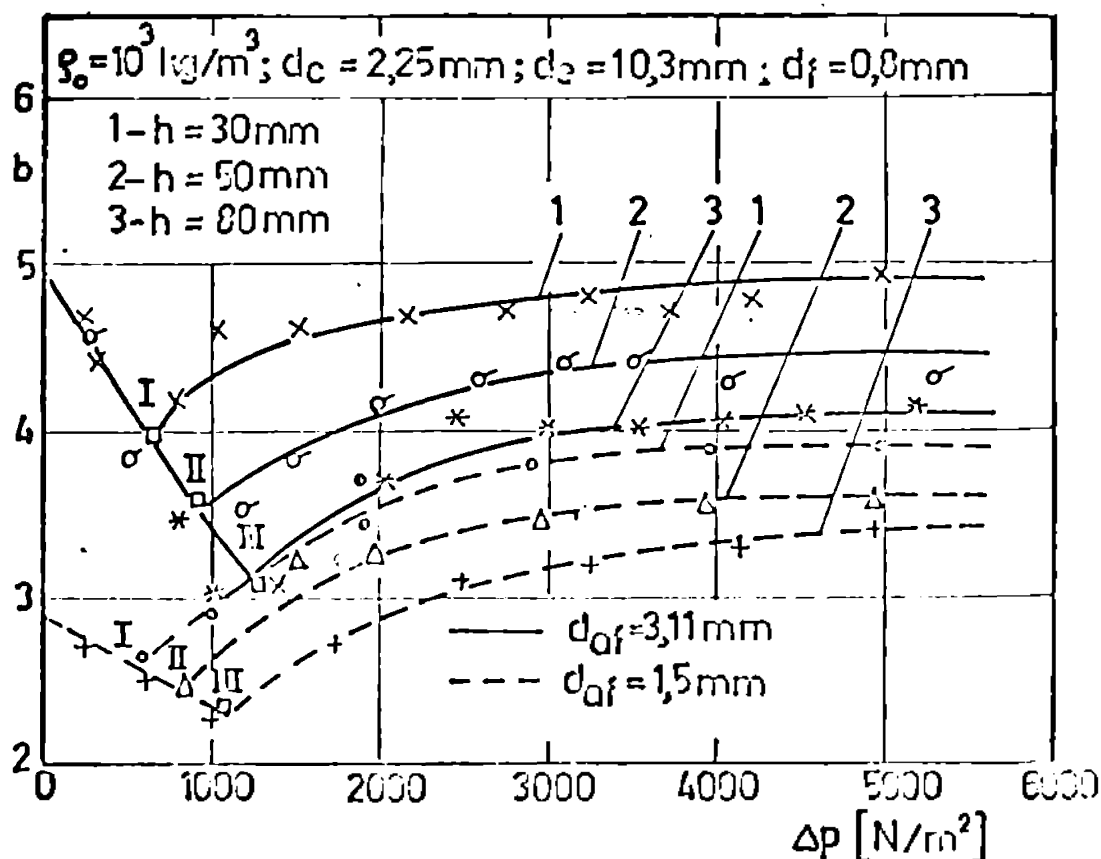


Fig. 3.6. Influența adâncimii de imersare a orificiilor asupra efectului de frinare

ența adâncimii de imersare a orificiilor emulsorului, asupra coeficientului de frinare; se observă că efectul de frinare crește când adâncimea de imersare scade.

Mărind diametrul jiclorului de aer de frinare, efectul de frinare crește (figura 3.6.). Din diagramă se pot stabili depresiunile reale (punctele I, II, III) de pătrundere a aerului de frinare prin orificiile emulsorului. În figura 3.7., este redată funcționarea emulsorului cu un nivel, două și trei nivele de orificii. Efectul frînării celor trei nivele nu se însumează, ci este cu 5 ... 10 % mai mare decât în cazul funcționării nivelului superior ( $h = 30 \text{ mm}$ ). Depresiunile la care pătrunde aerul prin orificiile nivelelor inferioare cresc foarte mult față de cazul funcționării singulare a acestora; astfel, nivelul  $h = 80 \text{ mm}$  se deschide la depresiunea de  $2420 \text{ N/m}^2$ , față de  $1403 \text{ N/m}^2$ , când ar funcționa singur.

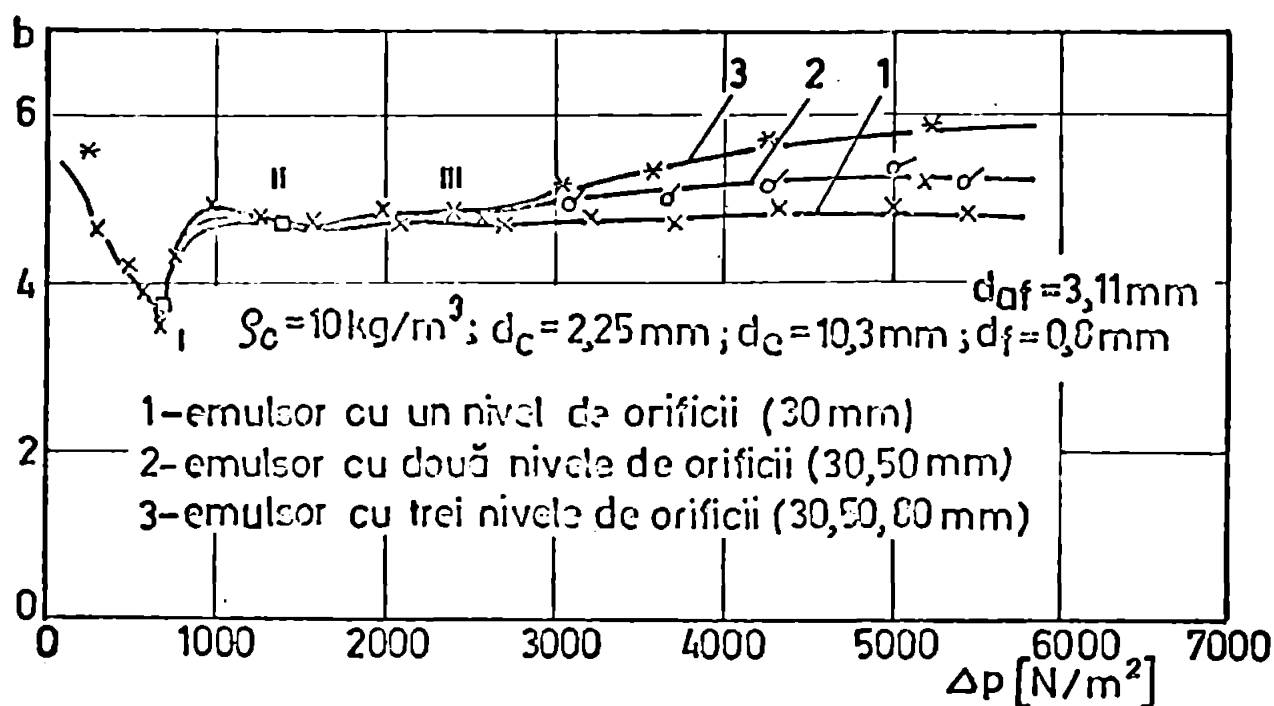


Fig. 3.7. Influența numărului de nivele de orificii asupra efectului de frinare

ționa singur.

Cercetările au arătat că la același număr total de orificii ale emulsorului, distribuția acestora pe nivele, determină modificarea în limite largi a efectului de frinare, figura 3.8.

Concluzia este deosebit de importantă, deoarece pentru o economie maximă a motorului, cu respectarea calității amestecului la sarcini mici, se pot construi emulsoare cu frinare variabilă, mai puternică în domeniul sarcinilor mijlocii.

Studiul teoretic și experimental prezentat în lucrarea /69/, a pus în evidență influența interstițiului emulsor-tub de gardă, asupra efectului de frinare.

Experimentările ulterioare, pe emulsoare cu orificiile la alte nivele, respectiv jicloare de aer de frinare diferite, au confirmat valabilitatea concluziilor exprimate. Astfel, în figura 3.9., este redată variația coeficientului de frinare pentru cazul a patru emulsoare, introduse în același tub de gardă.

La reducerea secțiunii inelare dintre emulsor și tubul de gardă, efectul de frinare se mărește, depășind influența creșterii

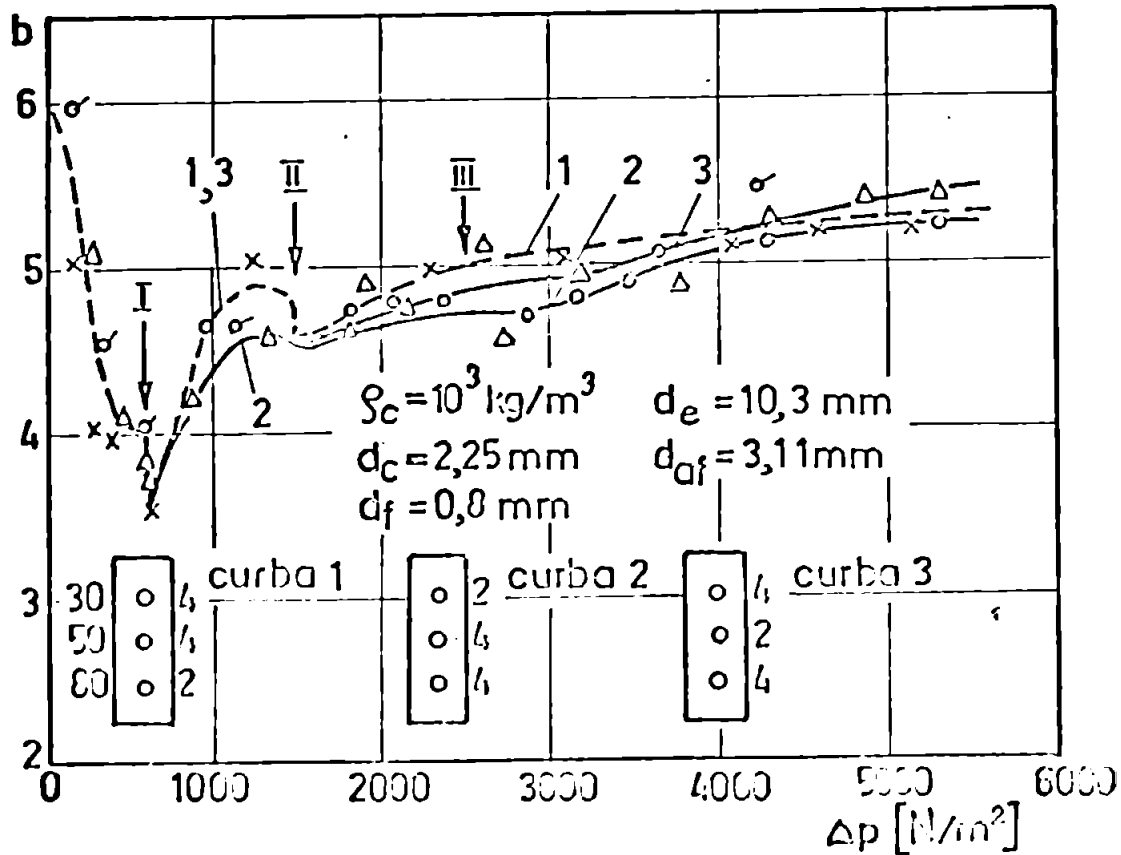


Fig. 3.8. Influența repartiției orificiilor pe nivele asupra efectului de frinare

diametrului jiclorului de aer de frinare (figura 3.6.)

Această influență a secțiunii inelare asupra efectului de frinare, nu este semnalată în literatura de specialitate, unde atenția cercetătorilor a fost îndreptată doar spre cunoașterea influenței diametrului jiclorului de aer de frinare și a nivelului orificiilor emulsorului asupra frinării. În proiectarea, realizarea și exploatarea carburatoarelor trebuie ținut seama și de acest parametru, căci neacordarea diametrului emulsorului cu tubul de gardă, poate anihila parțial sau total influența celorlalți factori constructivi asupra efectului de frinare. Astfel, s-au realizat experimentări, în cadrul lucrării de față, când prin ultimul nivel de orificii ( $h = 80 \text{ mm}$ ), de la emulsorul de diametru maxim ( $11,6 \text{ mm}$ ), nu a pătruns aer de frinare, nici la depresiunea maximă din difuzor ( $900 \text{ mm H}_2\text{O}$ ).

Influența diametrului orificiilor emulsorului, asupra efectului de frinare, este puțin redată în literatura de specialitate.

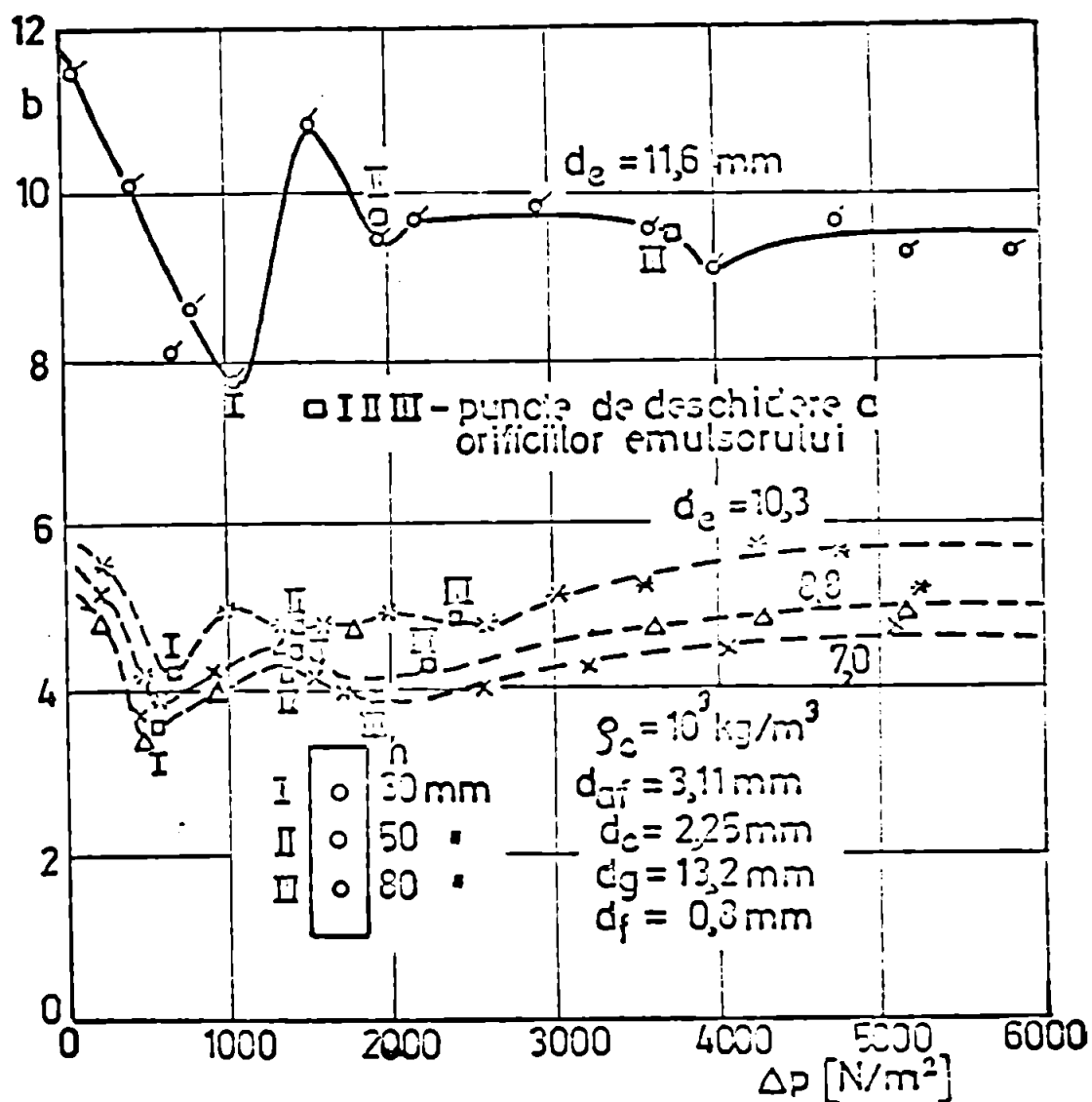


Fig. 3.9. Influența diametrului emulsorului asupra efectului de frinare

De aceea, studiul a fost completat cu stabilirea acestei influențe, prin încercarea emulsoarelor cu orificii având diametrul de: 0,7; 0,9; 1,4; 1,6; și 1,75 mm.

În figura 3.10. este redată una din diagramele care pun în evidență influența diametrului orificiilor emulsorului asupra efectului de frinare, la depresiune constantă în difuzor, pentru două emulsoare încercate.

S-a observat în toate cazurile o scădere mai accentuată a efectului de frinare la orificii de diametru redus, când suma ariilor orificiilor primului nivel este inferioară ariei jiclorului de aer de frinare, caz experimental neutilizat în practică.

Folosirea emulsoarelor cu adâncimi mari de imersare a orifi-

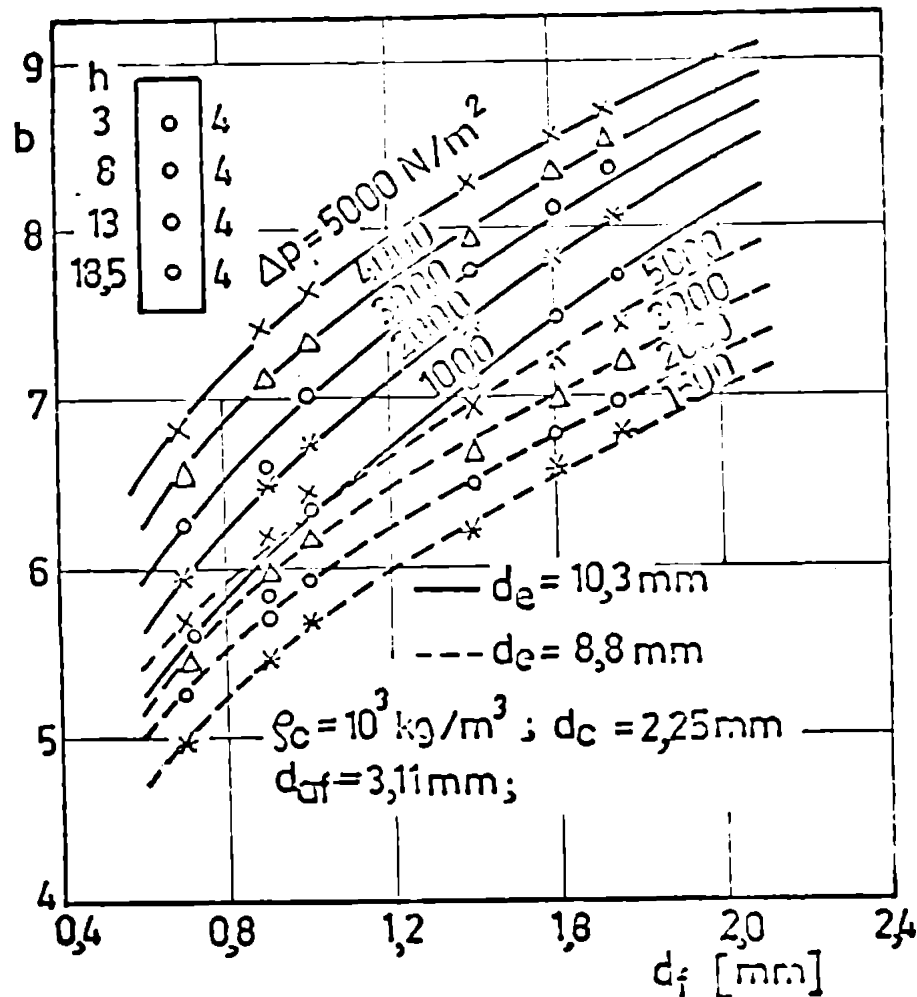


Fig. 3.10. Influența diametrului orificiilor emisorului asupra efectului de frinare

sînd brusc, iar la o depresiune imediat superioară, efectul de frinare crește, debitul de combustibil fiind astfel frînat. Saltul cel mai accentuat apare la descoperirea primului nivel de orificii, cînd lungimea coloanei de combustibil în aval de acestea este maximă și se estompează la deschiderea nivelelor inferioare. În experimentările unde s-a urmărit acest lucru, s-a măsurat debitul de combustibil după pătrunderea aerului de frinare prin orificii, fiind evidențiat astfel efectul de frinare (figura 3.9.).

### 3.3. Modelarea matematică a curgerii combustibilului și aerului de frinare prin carburator

În cadrul studiului schimbului de căldură și de substanță, în procesul formării amestecului la m.a.s. cu carburator, dezvoltat în prezenta lucrare, este necesară cunoașterea debitului de

ciilor (30, 50, 80 mm), e permis verificarea teoriei saltului de debit de combustibil în momentul pătrunderii aerului de frinare, elaborată anterior. Se observă astfel, figura 3.8., în experimentări conduse special, prin mai multe pătrunderi ale aerului de frinare, prin aceleasi orificii, la aceeasi depresiune din difuzor, un salt al debitului în sensul creșterii lui. Saltul apare sub forma unor puncte de discontinuitate pe curba efectului de frinare, aceste scă-

combustibil prin dispozitivul principal de dozare, la orice depresiune din difuzor, având date dimensiunile grupului emulsor. Cum metodele întâlnite în literatura de specialitate (puține la număr, vezi paragraful 2.1.1.), duc la rezultate diferite și sînt deosebit de laborioase, s-a căutat stabilirea unei metode de calcul, pornind de la ecuațiile de curgere pentru combustibil, aer și emulsie, unanim acceptate și folosind simplificări bazate pe numeroase rezultate experimentale proprii (paragraful 3.2.2.) /71/.

Astfel, folosind notațiile din figura 3.4., debitul emulsiei formate, la pătrunderea aerului de frinare, este:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c + \dot{m}_{af} \quad (3.1.)$$

sau

$$\mu_e A_e \sqrt{2 \rho_e (p_e - p_m)} = \mu_c A_c \sqrt{2 \rho_c [(p_0 - p_e) + c_{gh}] + \mu_f A_f \sqrt{2 \rho_0 (p'_0 - p_e)} \quad (3.2.)$$

unde mărimile au semnificațiile indicate în paragraful 2.1.1.

Acceptarea egalității  $p'_0 = p_0$  în /46/, determină erori apreciabile și se elimină implicit influența nivelului de aer de frinare.

Densitatea emulsiei formate:

$$\rho_e = \frac{\dot{m}_c + \dot{m}_{af}}{\dot{m}_c / \rho_c + \dot{m}_{af} / \rho_0} \quad (3.3.)$$

$$\text{Considerînd } \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \ll \frac{\dot{m}_{af}}{\rho_0} \quad (3.4.)$$

rezultă

$$\rho_e = \rho_0 \left( \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{af}} + 1 \right) \quad (3.5.)$$

Neglijarea termenului de mai sus este posibilă, deoarece eroarea care se introduce este sub 1 % la încercările cu apă și sub 1,5 % la încercările experimentale cu benzină.

Se introduc notațiile:

$$\sigma_f = \frac{A_f}{A_c}; \quad \sigma_{af} = \frac{A_{af}}{A_c}; \quad \sigma_e = \frac{A_e}{A_c}; \quad p_0 - p_e = \Delta p_e; \quad p_e - p_m = \Delta p'_e;$$

$$\text{și } p_0 - p'_0 = \Delta p'; \quad (3.6.)$$

Căderea de presiune pe orificiile descoperite ale emulsorului, se exprimă în funcție de depresiunea din tubul de gardă  $P_e$ , astfel:

$$\frac{P_o' - P_e}{P_o - P_e} = k_{af}^2 = 1 - \frac{\Delta P'}{\Delta P_e} \quad (3.7.)$$

Factorul  $k_{af}$  introdus ține seama de căderea de presiune pe jiclorul de aer de frinare și pe orificiile descoperite ale emulsorului.

Cu notațiile de mai sus, densitatea are expresia:

$$\rho_e = \rho_o \left( \frac{\mu_c}{\mu_f} \frac{1}{\sigma_f} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_o}} \frac{1}{k_{af}} + 1 \right) \quad (3.8.)$$

În determinările experimentale efectuate, raportul  $\mu_c/\mu_f$  a variat între limitele 1/1,05 ... 1/1,25 și considerînd densitățile benzinei, apei și metanolului, la valorile uzuale ale temperaturii din emulsor, respectiv:

$$\rho_b = 720 \text{ kg/m}^3; \quad \rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3; \quad \rho_M = 808 \text{ kg/m}^3; \quad (3.9.)$$

rezultă expresia finală a densității emulsiei:

$$\rho_{eb} = \rho_o \left( \frac{22,3}{\sigma_f k_{af}} + 1 \right); \quad \rho_{ew} = \rho_o \left( \frac{26,2}{\sigma_f k_{af}} + 1 \right); \quad (3.10.)$$

$$\rho_{eM} = \rho_o \left( \frac{23,6}{\sigma_f k_{af}} + 1 \right)$$

Din relația 3.2., se scoate raportul:

$$\frac{\Delta P_e'}{\Delta P_e} = \frac{\rho_o}{\rho_e} \left( \frac{\mu_c A_o}{\mu_e A_e} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_o}} + \frac{\mu_f A_f k_{af}}{\mu_e A_e} \right) = k_e \quad (3.11.)$$

și folosind notațiile 3.6., se obține factorul  $k_e$ , pentru cele trei fluide considerate:

$$k_{eb} = \frac{(\sigma_f k_{af} (18,8 + 0,85 \sigma_f k_{af}))^2}{\sigma_o^2 (22,3 + \sigma_f k_{af})} \quad (3.12.)$$



$$k_{ow} = \frac{\sigma_f k_{af} (22,2 + 0,85 \sigma_f k_{af})^2}{\sigma_e^2 (26,2 + \sigma_f k_{af})} \quad (3.13.)$$

$$k_{em} = \frac{\sigma_f k_{af} (20 + 0,85 \sigma_f k_{af})^2}{\sigma_e^2 (23,6 + \sigma_f k_{af})} \quad (3.14.)$$

Depresiunea  $\Delta p_e$  se exprimă în funcție de depresiunea din difuzor  $\Delta p$  și de factorul  $k_e$ , pornind de la relațiile 3.6.:

$$\Delta p_e = \frac{\Delta p}{k_e + 1} \quad (3.15.)$$

În relația 3.3., notînd:

$$\psi = 1 + \frac{\dot{m}_{af}}{\dot{m}_c} \quad (3.16.)$$

factor care variază pentru toate regimurile carburatorului în limitele 1,1 ... 1,2, se obține debitul volumic al emulsiei sub forma:

$$\dot{V}_e = \dot{V}_c + \dot{V}_{af} = \frac{\dot{m}_c + \dot{m}_{af}}{\rho_e} = \frac{\psi \rho_c V_c}{\rho_e} \quad (3.17.)$$

Se exprimă debitul de combustibil și de emulsie în funcție de secțiune și viteză:

$$\dot{V}_c = \varphi_c A_c \sqrt{2 (\Delta p_e + \rho_c g h) / \rho_c} \quad (3.18.)$$

$$\dot{V}_e = \varphi_e A_e \sqrt{2 \Delta p_e / \rho_e}$$

și introducîndu-se în relația 3.17., se obține după calcule:

$$\rho_c g h = \frac{\Delta p}{k_e + 1} \left[ \left( \frac{\varphi_e \sigma_e}{\varphi_c \psi} \right)^2 \frac{\rho_e k_e}{\rho_c} - 1 \right] \quad (3.19.)$$

$$\text{Se notează: } f = \left( \frac{\varphi_e \sigma_e}{\varphi_c \psi} \right)^2 \frac{\rho_e k_e}{\rho_c} \quad (3.20.)$$

$$\text{și relația devine: } \rho_c g h = \left( \frac{f - 1}{k_e + 1} \right) \Delta p \quad (3.21.)$$

Relația 3.21. redă legătura dintre depresiunea teoretică din

difuzor, la care incepe pătrunderea aerului de frinare prin orificiile emulsorului și adâncimea lor de imersare  $h$ . Se consideră valoarea absolută a factorului lui  $\Delta p$ , căci depresiunile s-au considerat pozitive în prezenta lucrare ca și adâncimea de imersare  $h$ . Considerând expresiile stabilite pentru factorul  $k_e$ , se exprimă factorul  $f$  pentru cele trei fluide, astfel:

$$f_b = \frac{(18,8 + 0,85 (\bar{V}_f k_{af})^2)}{469,5} \quad (3.22.)$$

$$f_w = \frac{(22,2 + 0,85 (\bar{V}_f k_{af})^2)}{652,1} \quad (3.23.)$$

$$f_M = \frac{(20 + 0,85 (\bar{V}_f k_{af})^2)}{526,9} \quad (3.24.)$$

Factorii  $k_e$ ,  $f$ , astfel introduși, au valori care depind atât de combustibilul ce curge prin carburator, cât și de dimensiunile geometrice ale carburatorului. În funcție de aceștia, debitul de combustibil din momentul pătrunderii aerului de frinare, are expresia:

$$\dot{m}_c = \mu_c A_c \sqrt{2 \rho_c \frac{f}{k_e + 1} \Delta p} \quad (3.25.)$$

sau

$$\dot{m}_c = \mu_c A_c \sqrt{2 \rho_c F_t \Delta p} \quad (3.26.)$$

unde s-a introdus:

$$F_t = \frac{f}{k_e + 1} \quad (3.27.)$$

factor teoretic de frinare. Comparând relația 3.26. cu cea dată de V. Linzer /39/:

$$\dot{m}_c = \mu_c A_c \sqrt{\frac{2 \rho_c \Delta p}{b}} \quad (3.28.)$$

se observă că se poate scrie o relație între factorul de frinare  $F_t$  și coeficientul de frinare  $b$ :

$$F_t = \frac{1}{b} \quad (3.29.)$$

Avantajul introducerii factorilor  $k_e$ ,  $f$  și  $F_t$ , în prezenta lucrare, este că aceștia sînt exprimați în funcție de dimensiunile carburatorului și de fluidul care curge prin carburator, ceea ce nu este redat în lucrarea amintită /39/, pentru coeficientul de frînare  $b$ .

În expresiile anterioare, se folosește factorul  $k_{af}$ , definit cu relația 3.7., factor pentru care s-a stabilit o expresie teoretică de calcul. Astfel, pornind de la egalitatea debitului de aer de frînare prin jiclorul de aer și prin orificiile descoperite ale emulsorului, se poate scrie:

$$\dot{m}_{af} = \mu_{af} A_{af} \sqrt{2 \rho_0 (p_0 - p_0')} = \mu_f A_f \sqrt{2 \rho_0' (p_0' - p_e)} \quad (3.30.)$$

În relația 3.7., de definiție a lui  $k_{af}$ , se introduc notațiile:

$$\Delta p' = p_0 - p_0' \text{ și } \Delta p'' = p_0' - p_e \quad (3.31.)$$

și se obține pentru  $k_{af}$ , expresia:

$$k_{af}^2 = \frac{\Delta p''}{\Delta p' + \Delta p''} \quad (3.32.)$$

Folosind ecuația 3.30., expresia finală de calcul pentru factorul  $k_{af}$  este:

$$k_{af} = \left[ 1 + 0,6 \left( \frac{\sigma_f}{\sigma_{af}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (3.33.)$$

Pentru a stabili dacă relația obținută este corectă, se pot analiza cazurile limită de funcționare ale grupului emulsor:

- a) pentru  $A_{af} = \infty$  (secțiune liberă de intrare a aerului, fără jiclor de aer de frînare), căderea de presiune pe jiclor este  $\Delta p' = 0$ , deci  $k_{af} = 1$ , cînd se poate admite /46/  $p_0 = p_0'$ ;
- b) pentru  $A_{af} = 0$  (jiclor de aer de frînare infundat), căderea de presiune este  $\Delta p' = \infty$ , deci  $k_{af} = 0$ ,  $p_0' = p_e$  (carburator elementar).

Înlocuind în relația 3.27.  $k_e$  și  $f$ , se obțin expresiile de calcul ale factorului de frînare  $F_t$ , pentru fluidele considerate:

$$\begin{aligned}
 F_{tb} &= \frac{1}{469,5} \left[ \frac{\sigma_f k_{af}}{\sigma_e^2 (22,3 + \sigma_f k_{af})} + \frac{1}{(18,8 + 0,85 (\sigma_f k_{af})^2)} \right]^{-1} \\
 F_{tw} &= \frac{1}{652,1} \left[ \frac{\sigma_f k_{af}}{\sigma_e^2 (26,2 + \sigma_f k_{af})} + \frac{1}{(22,2 + 0,85 (\sigma_f k_{af})^2)} \right]^{-1} \quad (3.34.) \\
 F_{tl} &= \frac{1}{526,9} \left[ \frac{\sigma_f k_{af}}{\sigma_e^2 (23,6 + \sigma_f k_{af})} + \frac{1}{(20 + 0,85 (\sigma_f k_{af})^2)} \right]^{-1}
 \end{aligned}$$

Expresiile teoretice stabilite pentru  $k_e$ ,  $f$  și  $F_t$ , deși redau corect influențele naturii combustibilului și a dimensiunilor constructive ale emulsorului asupra depresiunilor de deschidere a diferitelor nivale de orificii și asupra frînării debitului de combustibil, trebuie să fie corectate pe baza datelor experimentale, deoarece la stabilirea lor, s-au adus simplificările amintite anterior. În relația 3.34., nu apare explicit influența depresiunii din difuzor asupra factorului de frinare, influență redată parțial prin variația factorului  $k_{af}$ .

Folosind rezultatele experimentale obținute la studiul influenței diferiților factori asupra efectului de frinare (paragraful 3.2.2.), prin prelucrarea în diagrame auxiliare, în coordonate  $F = f(p)$ , (exemplu în figura 3.11.), a diagramelor din figurile

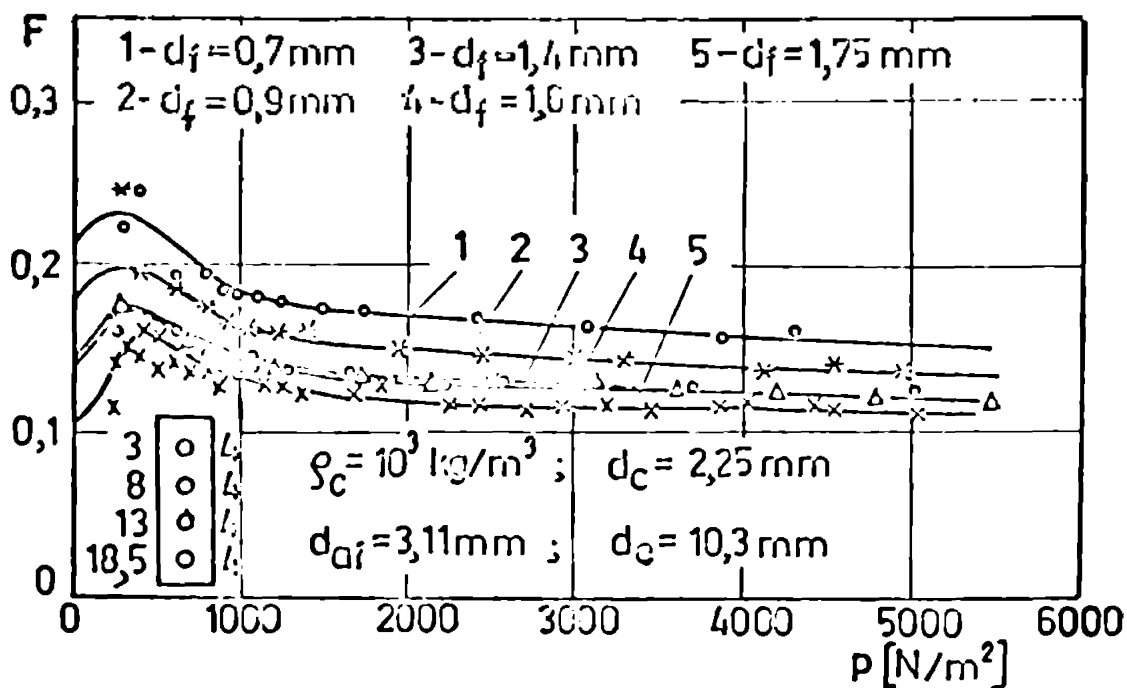


Fig. 3.11. Dependența factorului de frinare de depresiune și diametrul orificiilor emulsorului

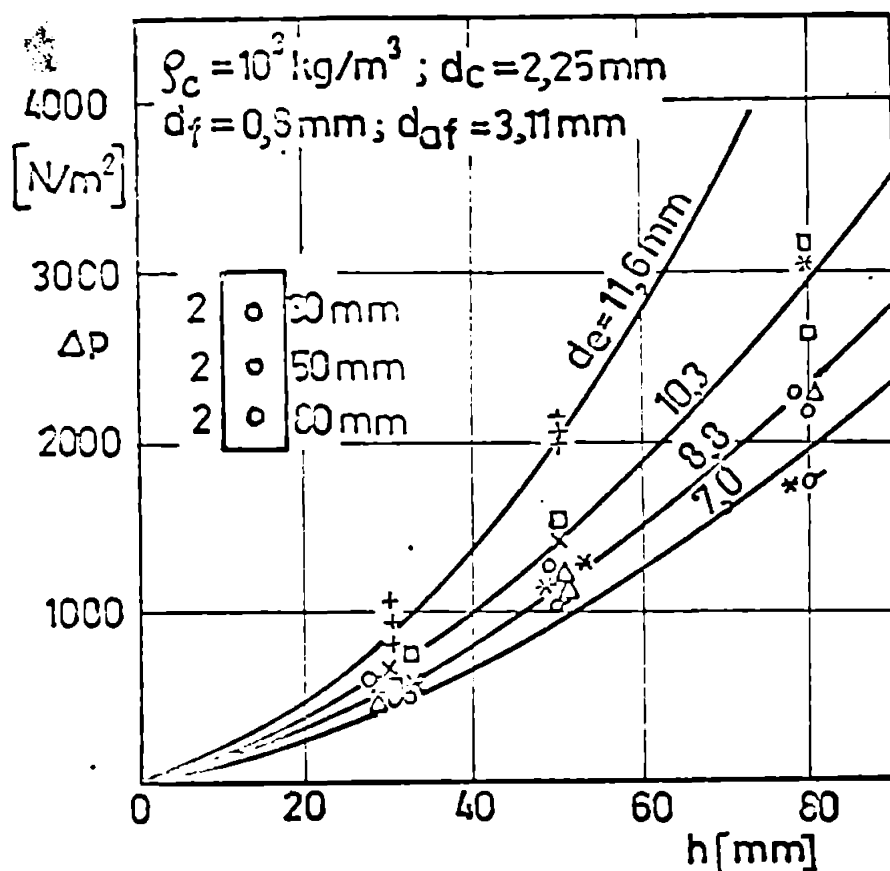


Fig. 3.12. Dependența depresiunii de deschidere a orificiilor de nivelul lor de imersare, la emulsorul model

$$k_{af} = (1 + 0,6 \sigma_f^{n_2} / \sigma_{af}^{n_1})^{-\frac{1}{2}} \quad (3.35.)$$

$$f = \frac{(22,2 + 0,85 \sigma_f^{0,9} k_{af}^{n_3})^2}{652,1} \quad (3.36.)$$

$$k_e = \frac{652,1 f \sigma_f^{n_4} k_{af}^{n_7}}{\sigma_{f1}^{n_6} \sigma_e^{n_5} (26,2 + \sigma_f k_{af})} \quad (3.37.)$$

$$F = k_p F_t \quad \text{cu } k_p = \frac{\Delta p + n}{m \Delta p} \quad (3.38.)$$

unde  $\sigma_{f1} = \frac{A_{f1}}{A_c}$  este aria relativă a orificiilor primului nivel al emulsorului.

Exponentii  $n_1 \dots n_7$  și constantele  $m$  și  $n$  s-au calculat din curbele experimentale, obținute prin încercări folosind drept mediu

3.6. ... 3.10., respectiv reprezentînd grafic depresiunile reale de deschidere a diferitelor nivele de orificii în funcție de adîncimea lor de imersare, pentru emulsorul la scară mărită (figura 3.12.) și pentru cel real (figura 3.13.), se corectează factorii teoretici  $k_{af}$ ,  $f$ ,  $k_e$  și  $F_t$ , astfel:

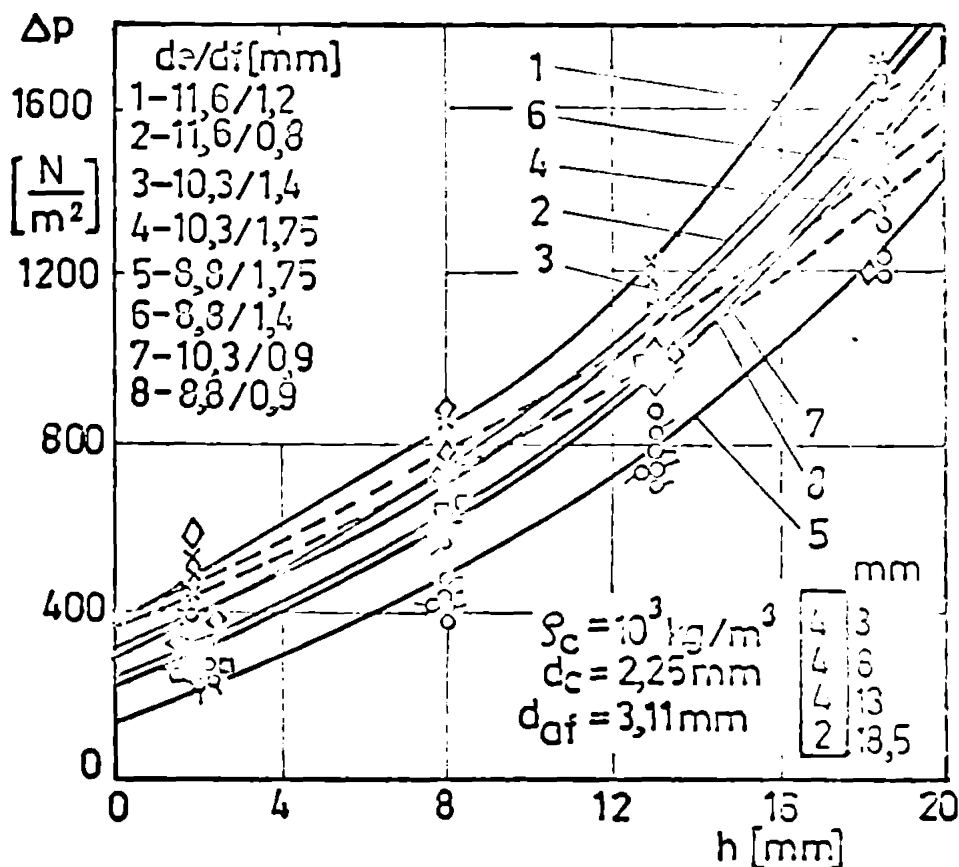


Fig. 3.13. Dependența presiunii de deschidere a orificiilor de nivelul lor de imersare, la emulsorul real

de lucru apă:

$$\begin{aligned}
 n_1 &= 1,5; n_2 = 2,5; n_3 = \sqrt{d_{af}}; n_4 = 0,7; n_5 = 2; \\
 n_6 &= 0,1; n_7 = 1/\sqrt{d_{af}}; n = 1,35; n = 120;
 \end{aligned}
 \tag{3.39.}$$

**3.4. Metodă de calcul a carburatorului stabilită pe baza modelului matematic**

Calculul debitului de combustibil cu metoda descrisă se efectuează astfel:

- cunoscînd dimensiunile geometrice ale grupului emulsor, numărul și distribuția orificiilor pe nivelele I, II, ..., n, se calculează cu relațiile 3.35. ... 3.38.,  $f_I, f_{II}, \dots, f_n; k_{eI}, k_{eII}, \dots, k_{en}; F_I, F_{II}, \dots, F_n;$

- se calculează cu relația 3.21., presiunile de deschidere a diferitelor nivele de orificii:  $\Delta P_I, \Delta P_{II}, \dots, \Delta P_n;$

- se calculează debitul de combustibil pe intervale de presiuni, după cum urmează:

pentru  $\rho_c g h_0 < \Delta p < \Delta p_I$  - cu relația 2.1. a carburatorului elementar;

pentru  $\Delta p_I < \Delta p < \Delta p_{i+1}$  - cu relația 3.26., în care se înlocuiește  $F_t$  cu  $F_i$  ( $i = I, II, \dots, n-1$ );

pentru  $\Delta p > \Delta p_n$  - cu relația 3.26., în care se înlocuiește  $F_t$  cu  $F_n$ ;

Efectuarea calculelor se bazează pe cunoașterea variației coeficientului de debit al jiclorului de combustibil, cu depresiunea din difuzor.

Simplificarea calculelor numerice și studiul mai multor variante, determinate de combinațiile posibile a mărimilor  $d_{af}$ ,  $d_c$ ,  $d_f$ ,  $d_g$ ,  $h$ , s-a realizat prin programarea pe minicalculatorul programabil TEXAS INSTRUMENTS 58 (anexa II).

Realizarea carburatorului real, transparent, figura 2.8., a permis efectuarea de experimentări necesare verificării metodei de calcul propuse. Astfel, carburatorul a permis vizualizarea momentului de pătrundere a aerului prin orificiile diferitelor nivele, măsurându-se concomitent depresiunea din difuzor și debitul de combustibil și aer. Rezultatele experimentale sînt prezentate în figura 3.14., împreună cu cele teoretice obținute după metoda propusă,

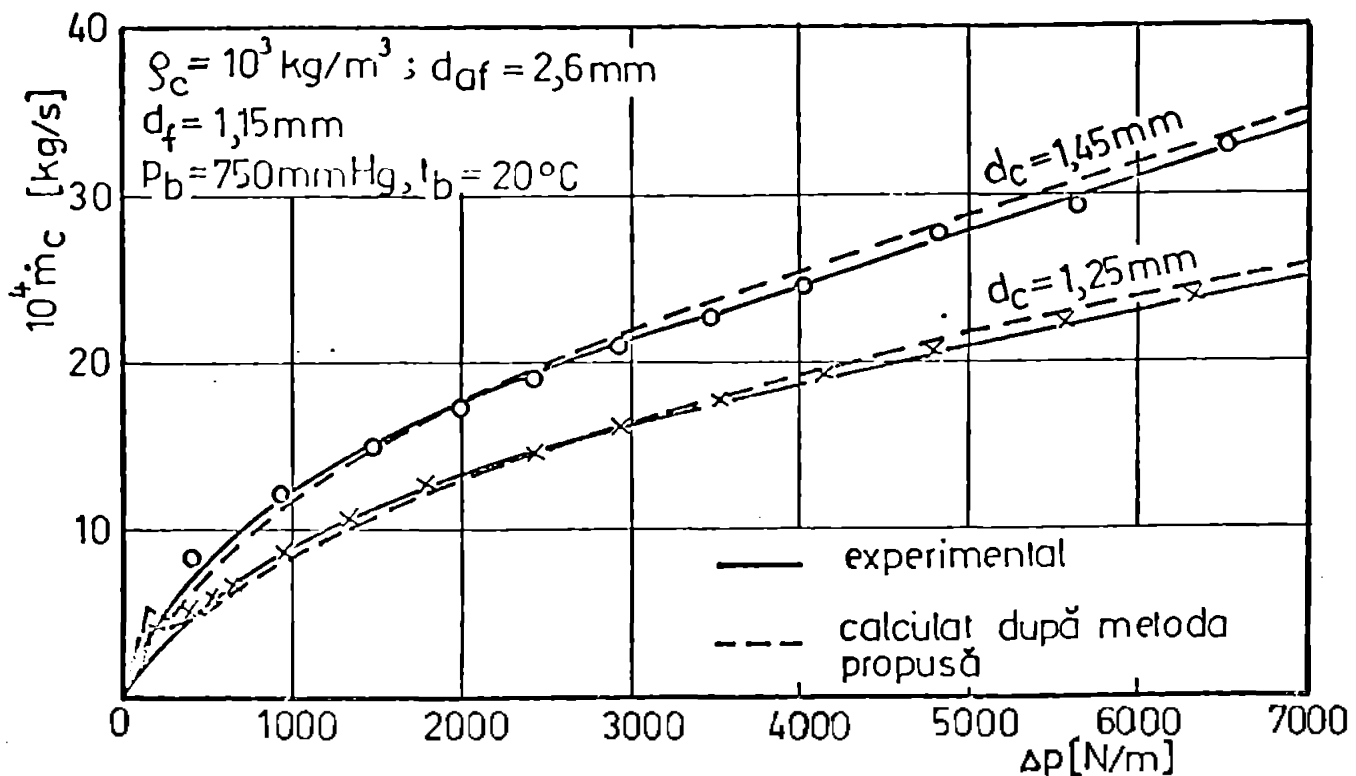


Fig. 3.14. Variația debitului de combustibil cu depresiunea din difuzor



calculule fiind redade în anexa II.

Se constată o concordanță perfectă între alura curbelor experimentale și teoretice, cu valori ce se încadrează în limitele de erori de  $\Delta \dot{m}_c = \pm 5 \%$ , acceptabile pentru astfel de calcule (paragraful 2.1.2.), ținând seama de diversitatea factorilor de influență.

### 3.5. Similitudinea carburatoarelor cu frinare pneumatică

O problemă importantă în cercetarea carburatoarelor, este de a transpune rezultatele experimentale folosind drept mediu de lucru apă, pentru cazul real al benzinei /71/. Incercările experimentale, cu apă ca mediu de lucru, se fac fie pentru a stabili coeficienții de debit ai jicloarelor, fie pentru a stabili efectul de frinare al aerului corector pentru o construcție dată de emulsor și influența asupra acestui efect a diferiților factori constructivi și funcționali. Transpunerea rezultatelor obținute, pentru cazul real al combustibilului (benzină, alcool, amestec benzină-alcool), trebuie să țină seama de diferența de densitate, tensiune superficială și vâscozitate, dintre combustibilul real și apă.

Un prim aspect este curgerea prin jiclorul de combustibil /71/, unde vitezele de curgere fiind de ordinul 1 ... 6 m/s, criteriul Reynolds variază pentru majoritatea jicloarelor între 0 și 5000, deci în domeniul laminar și transitoriu al curgerii.

După cum este cunoscut, trecerea de la rezultatele obținute în încercări cu apă la combustibilul real, se face din egalitatea criteriului Reynolds pe carburator și pe model:

$$\frac{w_w d_{cw}}{\nu_w} = \frac{w_b d_{cb}}{\nu_b} \quad (3.40.)$$

unde:

$w, d_{c, \nu}$  - viteza, diametrul jiclorului și vâscozitatea cinematică a mediului de lucru;

$w, b$  - indici pentru apă, respectiv pentru benzină.

Din analiza comparativă a numeroase rezultate experimentale, s-au observat însă abateri importante între coeficienții de debit stabiliți prin similitudine și cei obținuți prin încercări directe cu combustibil, în special în domeniul laminar și parțial tranzito-

ria al curgerii (figura 3.15.)

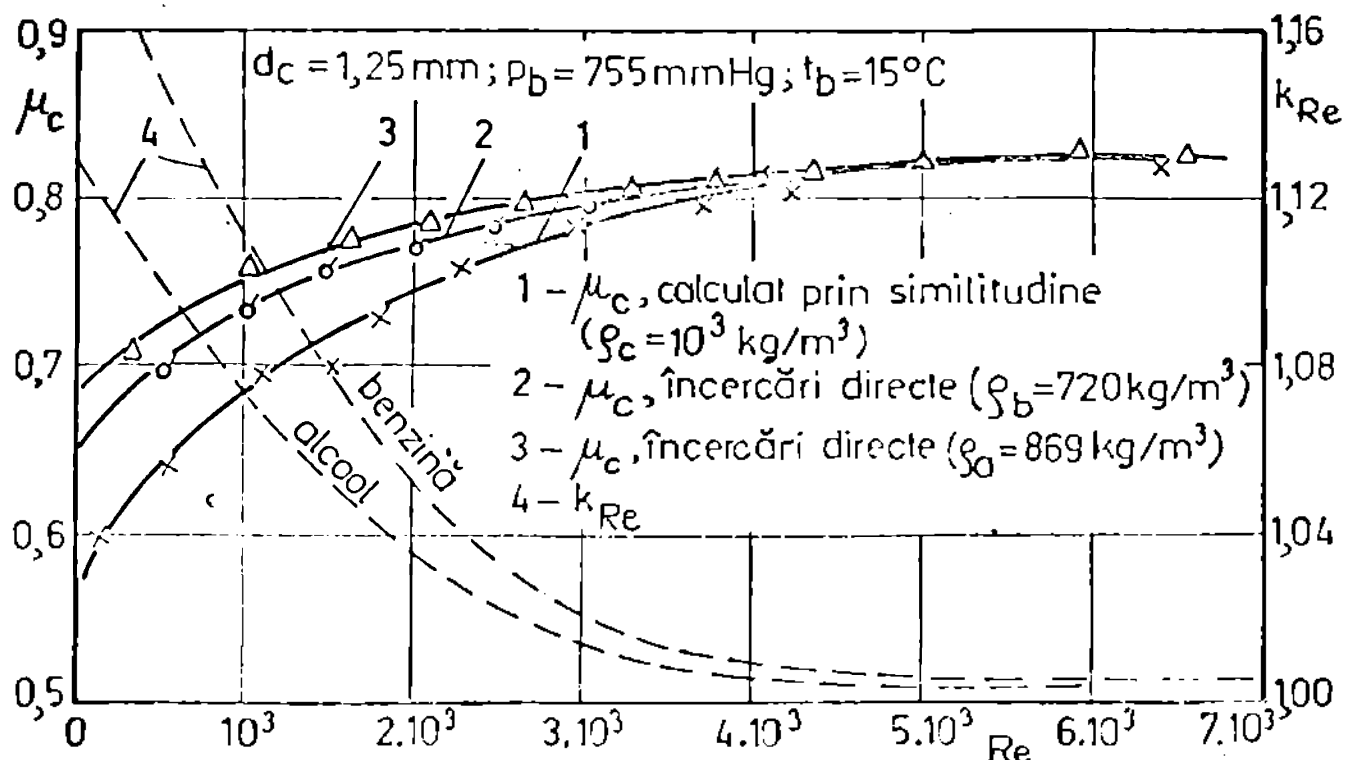


Fig. 3.15. Comparația coeficientului de debit al jiclorului de combustibil, calculat prin similitudine și stabilit din încercări directe

S-a stabilit astfel un coeficient  $k_{Re}$ , care depinde de natura combustibilului și viteza de curgere prin jiclor, cu care se corectează valorile coeficienților stabiliți prin similitudine, din încercările cu apă:

$$\mu_{cb} = \mu_{cw} k_{Re} \quad (3.41.)$$

Al doilea aspect al modelării curgerii prin carburator, este stabilirea dimensiunilor geometrice ale modelului în încercările cu apă, care să corespundă condițiilor de curgere printr-un carburator dat, sau invers, avînd un model, în ce condiții rezultatele obținute se pot transpune pentru cazul real. Din condiția realizării aceleiași căderi de presiune pe jiclorul de combustibil pe model și carburatorul real, cu respectarea concomitentă a egalității criteriului Reynolds, se stabilește diametrul jiclorului model:

$$d_{cw} = d_{cb} \frac{\gamma_w}{\gamma_b} \sqrt{\frac{\rho_w}{\rho_b}} \quad (3.42.)$$

$\rho$  - densitatea celor două lichide.

După cum s-a stabilit în cursul cercetărilor privind influența factorilor asupra efectului de frinare (paragraful 3.2.2.), o influență determinantă asupra efectului de frinare o are interstițiul inelar emulsor-tub de gardă, datorită pierderilor de presiune pe care le introduce pe traseul de curgere al combustibilului. Din egalitatea criteriului Reynolds și al pierderilor de presiune pe model și carburatorul real, rezultă diametrul hidraulic al modelului:

$$d_{hw} = \sqrt{\frac{\rho_w}{\rho_b} \frac{\gamma_w}{\gamma_b}} d_{hb} \quad (3.43.)$$

unde:  $d_h = d_g - d_e$  este diametrul hidraulic al interstițiului emulsor-tub de gardă.

Stabilirea diametrelor orificiilor emulsorului model, se poate face ținând seama de căderea de presiune necesară pătrunderii aerului corector prin orificiile emulsorului /39, 44/. Aerul poate pătrunde în combustibil doar atunci când diferența de presiune dintre aer și combustibil depășește valoarea presiunii  $\Delta p_f$  datorită tensiunii superficiale:

$$\Delta p_f = \frac{4\pi d\sigma}{\pi d^2} = \frac{4\sigma}{d} \quad (3.44.)$$

deci în cazul emulsorului model, diametrul orificiilor va fi:

$$d_{fw} = \frac{\sigma_w}{\sigma_b} d_{fb} \quad (3.45.)$$

Diametrul orificiilor emulsorului se mai poate stabili și din egalitatea criteriului Weber, la pătrunderea aerului în apă, respectiv combustibil, prin orificiile considerate:

$$W = \frac{\sigma}{(\rho_w - \rho_L) g d^2} \quad (3.46.)$$

deci:

$$d_{rw} = \sqrt{\frac{\rho_b - \rho_L}{\rho_w - \rho_L} \frac{\sigma_w}{\sigma_b}} d_{rb} \quad (3.47.)$$

In relațiile de mai sus s-a notat:

- $\sigma$  [N/m] - tensiunea superficială;
- $d_r$  [m] - diametrul orificiilor emulsorului;
- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea fluidelor;
- L - indice pentru aer.

Rezultatele obținute prin similitudine în condițiile arătate anterior, sînt prezentate comparativ cu cele teoretice, stabilite pentru cazul combustibilului respectiv (benzină, alcool) și cu cele experimentale, în figura 3.16. Tabelele cu rezultate sînt redată în anexa II.

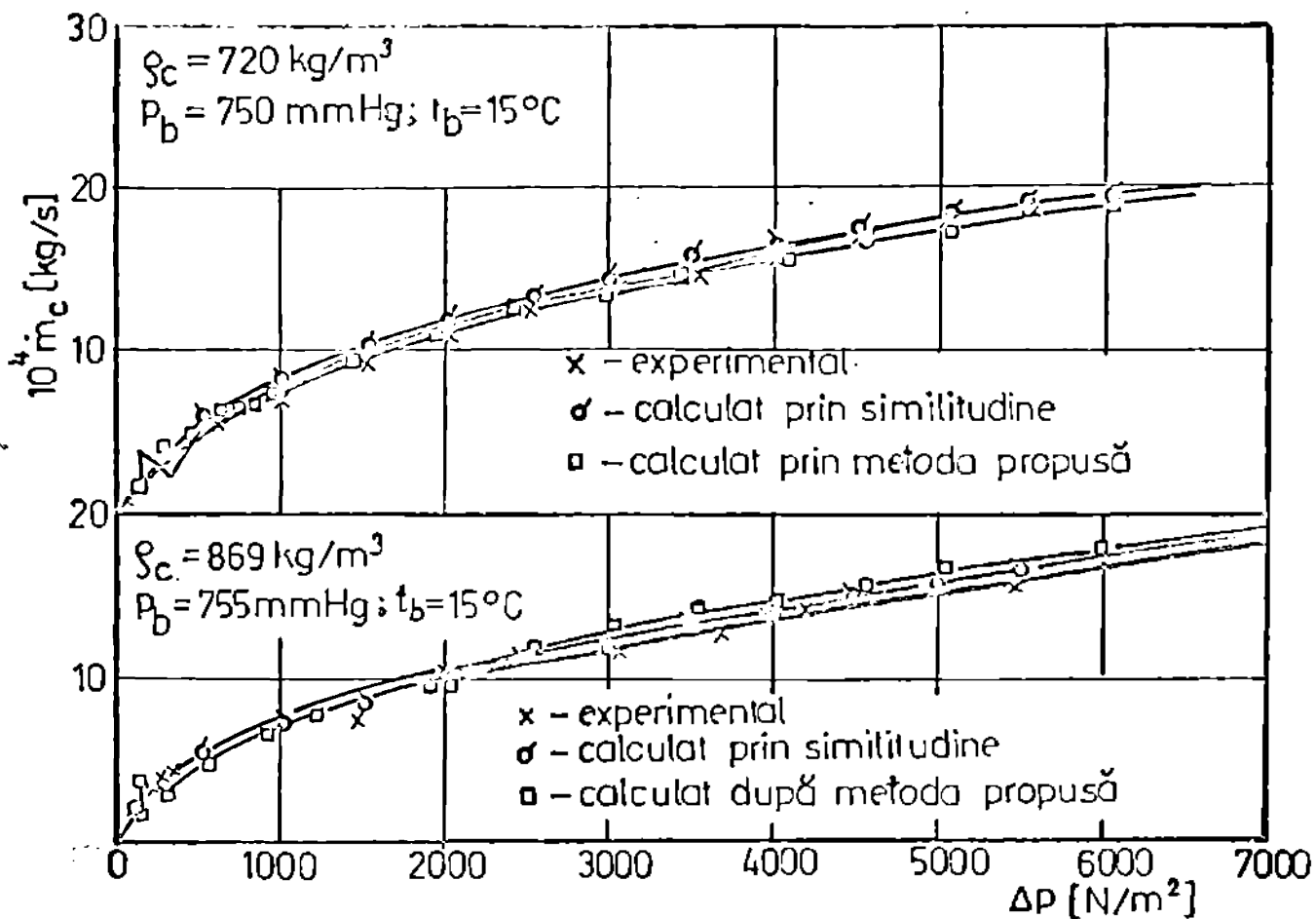


Fig. 3.16. Comparația caracteristicii de debit a carburatorului real, stabilită experimental și prin calcul

Se remarcă o bună concordanță între rezultatele obținute prin similitudine de la încercările cu apă și cele obținute prin calcul,

respectiv experimental pe carburatorul real. Abaterile constatate în cazul similitudinii (maximum 8 %) se explică prin rugozități diferite ale traseelor de curgere pe model și carburatorul real și prin lungimile diferite ale unor porțiuni ale acestor trasee, respectiv a variației temperaturii în timpul experimentărilor.

Metoda similitudinii are marele avantaj că, prin folosirea mediului de lucru apă, ieftin, neinflamabil, se pot evidenția ușor, prin experimentări repetate, influențele tuturor factorilor constructivi și funcționali asupra efectului de frînare, la carburatorul cu frînare pneumatică a debitului de combustibil, evitându-se folosirea rășinilor speciale cu proprietățile benzinei, scumpe și de care nu se dispune, pentru un volum așa de mare de experimentări.

### 3.6. Concluzii

Modelarea fizică și matematică a curgerii combustibilului și aerului de frînare, prin carburatoarele cu frînare pneumatică a debitului, a condus la următoarele concluzii:

1. Pătrunderea aerului de frînare prin orificiile primului nivel al emulsorului, la depresiunea corespunzătoare din difuzor, este însoțită de un salt al debitului de combustibil în sensul creșterii și apoi al descreșterii sale la aceeași depresiune. Creșterea debitului de combustibil, se explică teoretic și s-a dovedit experimental, prin impulsul imprimat coloanei de combustibil din aval de orificii, de către masa de aer care pătrunde; scăderea debitului, se datorește creșterii presiunii în aval de jiclorul de combustibil, la curgerea continuă prin orificii a aerului de frînare. Fenomenul este prezent și la nivelele inferioare de orificii, dar mult mai puțin evident, din cauza înălțimii reduse a coloanei de combustibil dintre două nivele succesive.

2. S-a pus în evidență influența secțiunii inelare, bazată pe pierderile gazodinamice, ce apar între emulsor și tubul de gardă, asupra efectului de frînare, influență neseamnalată în literatura de specialitate.

3. Pe baza studiului influenței tuturor factorilor constructivi și funcționali ai emulsorului, asupra efectului de frînare, s-a elaborat un model matematic al curgerii combustibilului și al aerului de frînare, bazat pe cunoașterea numai a coeficientului de debit al jiclorului de combustibil și a dimensiunilor grupului e-

mliser.

4. Modelarea matematică a permis elaborarea unei metode originale de calcul a carburatoarelor cu frinare pneumatică a debitului de combustibil. Metoda permite comparația caracteristicilor de debit, pentru mai multe variante de emulsoare, în faza de proiectare, în vederea alegerii soluției optime pentru o bună repriză, respectiv economicitate a motorului.

5. S-a stabilit, că la transpunerea rezultatelor experimentale de la încercările folosind drept mediu de lucru apa, prin similitudine, la carburatorul real, valorile obținute trebuie corectate cu un coeficient ce depinde de criteriul Reynolds, altfel erorile de calcul sînt mari în domeniul curgerii laminare și tranziției a combustibilului prin jiclor.

#### 4. STUDIUL TEORETIC AL SCHIMBULUI DE CALDURA SI DE SUBSTANTA IN PROCESUL FORMARII AMESTECULUI LA M.A.S. CU CARBURATOR

##### 4.1. Generalități

Formarea amestecului omogen în fază gazoasă aer-combustibil, într-un M.A.S. cu carburator, este un proces complex, care cuprinde în afară de dozarea corespunzătoare a cantității de combustibil și aer cu cerințele motorului și vaporizarea combustibilului în carburator, pe traseul de admisiune și în cilindrul motorului. Atît picăturile fine obținute prin pulverizare, cît și pelicula formată pe pereții conductei de admisiune, se vaporizează treptat în contact cu aerul și, respectiv, cu pereții conductei, într-un proces de schimb de căldură și de substanță.

Scopul studiului este stabilirea unor metode de determinare a stării amestecului în diferite puncte ale traseului de admisiune, pornind de la cunoașterea unor parametri ușor de stabilit experimental (depresiuni, debite) și de la starea inițială a celor două fluide.

Deoarece procesul de vaporizare al combustibilului în aer este însoțit de un consum de energie termică, se pune problema consecințelor scăderii temperaturii amestecului în diferite condiții (adiabactice, neadiabactice) asupra stării finale a acestuia și asupra performanțelor motorului, precum și a modului cum poate fi compensată această scădere, printr-o încălzire suplimentară a amestecului, fără reducerea gradului de umplere al motorului.



#### 4.2. Elaborarea diagramei i-x pentru combustibili românești folosiți în m.a.s. cu carburator /29/

Asemănarea dintre procesul de schimb de căldură și de substanță la formarea amestecului carburant și cel de răcire al apei în turburile de răcire sau cu procesul de uscare, a dus la ideea folosirii unei diagrame i-x, pentru amestecul combustibil-aer /29/, asemănătoare cu diagrama i-x (Mollier), folosită pentru amestecul aer uscat - vapori de apă (aer umed).

##### 4.2.1. Diagrama i-x pentru amestecul benzină-aer

##### 4.2.1.1. Calculul diagramei. Relații generale

Unele ipoteze de calcul și relații, folosite la ridicarea diagramei i-x pentru aerul umed, vor fi folosite la calculul diagramei i-x a amestecului combustibil-aer, în plus se vor folosi și relații impuse de compoziția multicomponentă a combustibilului. Amestecul aer - vapori de apă, în cazul aerului umed, s-a considerat un amestec de gaze ideale, deoarece vaporii de apă se găsesc la o presiune parțială redusă (cîtiva torr), amestec cărui se pot aplica legile amestecurilor ideale (Dalton, Amagat), ipoteză valabilă și la vaporizarea benzinei în aer.

Pe de altă parte, în timp ce apa, din punct de vedere al vaporizării este un lichid monocomponent, benzina este un amestec policomponent de hidrocarburi, cu temperaturi de fierbere diferite la aceeași presiune, fapt de care trebuie ținut seama în calculul diagramei i-x.

Considerînd amestecul aer - vapori de combustibil ca un amestec ideal, presiunea vaporilor de combustibil în amestec este:

$$P_v = P_{1v} + P_{2v} + \dots + P_{nv} = \sum_{i=1}^n P_{iv} \quad (4.1.)$$

unde:

$P_{iv}$  - presiunea parțială a vaporilor fiecărei componente  $[N/m^2]$

Deoarece în carburator și pe traseul de admisiune, fiecare componentă a combustibilului se poate găsi atât în fază lichidă, cît și în fază gaseasă (figura 4.1.), pentru amestecul de hidrocarburi, componente ale combustibilului, se introduc următoarele notații:



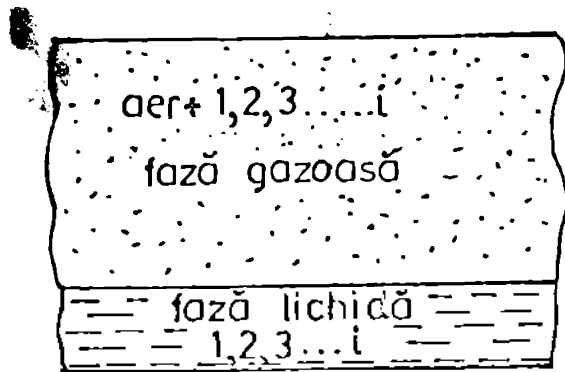


Fig. 4.1.

$$\psi_1 = \frac{m_1/M_1}{\sum_{i=1}^n m_i/M_i} = \frac{n_1}{n}, \quad (4.2.)$$

participarea molară a componentei i, în amestec;

$$\psi_{1l} = \frac{m_{1l}/M_1}{\sum_{i=1}^n m_{il}/M_i} = \frac{n_{1l}}{n_l}, \quad (4.3.)$$

participarea molară a componentei i, în faza lichidă;

$$\psi_{iv} = \frac{m_{iv}\sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n m_{iv}\sqrt{M_i}} = \frac{n_{iv}}{n_v}, \quad \text{participarea molară a componentei } i, \text{ în faza vaporilor;} \quad (4.4.)$$

$$\psi_l = \frac{\sum_{i=1}^n m_{il}/M_i}{\sum_{i=1}^n m_i/M_i} = \frac{n_l}{n}, \quad \text{participarea molară a fazei lichide, în amestec;} \quad (4.5.)$$

$$\psi_v = \frac{\sum_{i=1}^n m_{iv}\sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n m_i/M_i} = \frac{n_v}{n}, \quad \text{participarea molară a fazei de vaporii, în amestec;} \quad (4.6.)$$

unde:

$m_1, M_1$  - masa, respectiv masa molară a componentei i;

$m_{1l}, n_{1l}$  - masa componentei i, în stare lichidă, respectiv numărul de moli;

$m_{iv}, n_{iv}$  - masa componentei i, în stare vaporii, respectiv numărul de moli.

Pe traseul de aspirație, cantitatea de aer uscat nu se modifică, în timp ce apa din aer și componentele combustibilului pot să se condenseze sau să se vaporizeze. De aceea, se va lua ca mărime de referință masa de aer uscat, definindu-se următoarele mărimi:

$$x_w = \frac{m_w}{m_l} \quad [\text{kg/kg}_l] \quad - \text{conținutul de umiditate, sau} \quad (4.7.)$$

participarea masică a umidității în amestec,

unde:

$m_w, m_L$  [kg] - masa umidității, respectiv masa aerului uscat.

$$x_{i1} = \frac{m_{i1}}{m_L} \text{ [kg/kg}_L\text{]} - \text{participarea masică a componentei } i, \text{ în stare lichidă, în amestec.} \quad (4.8.)$$

$$x_{iv} = \frac{m_{iv}}{m_L} \text{ [kg/kg}_L\text{]} - \text{participarea masică a componentei } i, \text{ în stare vapori, în amestec.} \quad (4.9.)$$

$$x_i = \frac{m_i}{m_L} \text{ [kg/kg}_L\text{]} - \text{participarea masică a componentei } i, \text{ în amestec.} \quad (4.10.)$$

Evident, există relația:

$$x_i = x_{i1} + x_{iv} \text{ [kg/kg}_L\text{]} \quad (4.11.)$$

Participarea masică a combustibilului în stare lichidă, respectiv în stare de vapori, în amestec, va fi:

$$x_L = \sum_{i=1}^n x_{i1} = \frac{1}{m_L} \sum_{i=1}^n m_{i1} \quad (4.12.)$$

$$x_V = \sum_{i=1}^n x_{iv} = \frac{1}{m_L} \sum_{i=1}^n m_{iv} \quad (4.13.)$$

Conținutul de combustibil al amestecului:

$$x_o = x_L + x_V = \sum_{i=1}^n x_{i1} + \sum_{i=1}^n x_{iv} \quad (4.14.)$$

Presiunea parțială a vaporilor fiecărei componente a combustibilului este dată de relația lui Raoult [7]:

$$p_{iv} = p_{is} \psi_{i1} \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (4.15.)$$

$p_{is}$  [N/m<sup>2</sup>] - presiunea vaporilor saturați ai componentei, în stare pură, la temperatura amestecului;

$\psi_{i1}$  [-] - participarea molară a componentei  $i$ , în faza lichidă.

Cu ajutorul relației 4.15, se stabilește relația dintre

participarea molară în fază vapori și participarea molară în fază lichidă, a fiecărei componente:

$$\psi_{iv} = \frac{P_{iv}}{P_v} = \frac{P_{is} \psi_{il}}{P_v} \quad (4.16.)$$

Neglijind volumul fazei lichide, în raport cu cel al fazei gazoase, presiunea amestecului  $p$  este dată de presiunile parțiale ale componentelor 1, 2, 3, ... ,  $i$  ale benzinei în stare de vapori și presiunea aerului uscat. Aplicând legile amestecurilor de gaze, avem succesiv:

$$V_{am} \sum_{i=1}^n P_{iv} = T_{am} \sum_{i=1}^n n_{iv} R_{iv} = n_v R_v T_{am} \quad (4.17.)$$

$$\text{Cum însă: } n_v = n_v M_v \quad (4.18.)$$

și ținând seama și de relația 4.1.:

$$P_v V_{am} = n_v M_v R_v T_{am} \quad (4.19.)$$

Cu considerarea ecuației de stare pentru componenta  $i$ :

$$P_{iv} V_{am} = n_{iv} R_{iv} M_i T_{am} \quad (4.20.)$$

rezultă:

$$P_v \psi_{iv} V_{am} = n_{iv} R_{iv} T_{am} \quad (4.21.)$$

Pentru aerul uscat, presiunea parțială este:

$$P_L = p - p_v, \text{ deci:} \quad (4.22.)$$

$$(p - p_v) V_{am} = n_L R_L T_{am} \quad (4.23.)$$

Prin împărțire:

$$\frac{P_v}{p - p_v} \psi_{iv} = \frac{n_{iv} R_{iv}}{n_L R_L} \quad (4.24.)$$

$$\text{ținând seama că: } M_1 R_{1v} = M_L R_L = \mathcal{R} \quad (4.25.)$$

rezultă:

$$x_{1v} = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{M_1}{M_L} \psi_{1v} \quad [\text{kg/kg}_L] \quad (4.26.)$$

În acest caz, conform relației 4.13. participarea masică a combustibilului în stare de vapori, în amestec, este:

$$x_v = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{1}{M_L} \sum_{i=1}^n \psi_{iv} M_i \quad [\text{kg/kg}_L] \quad (4.27.)$$

Din relațiile 4.8. și 4.9. se calculează participarea masică a componentei 1, în stare lichidă:

$$x_{1l} = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{\psi_{1v} M_1}{M_L} \frac{n_{1l}}{n_{1v}} \quad [\text{kg/kg}_L] \quad (4.28.)$$

Folosind și relațiile 4.3., 4.4., 4.5. și 4.6., se exprimă această participare sub forma de calcul:

$$x_{1l} = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{M_1}{M_L} \frac{\psi_{1l} \psi_1}{\psi_v} \quad [\text{kg/kg}_L] \quad (4.29.)$$

Cu relația 4.12. se calculează participarea masică a combustibilului în stare lichidă, în amestec:

$$x_l = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{\psi_1}{\psi_v} \frac{1}{M_L} \sum_{i=1}^n \psi_{il} M_i \quad [\text{kg/kg}_L] \quad (4.30.)$$

Participarea masică totală a combustibilului în amestecul aer-combustibil va fi, conform 4.14.:

$$x_c = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{1}{M_L} \frac{1}{\psi_v} \sum_{i=1}^n M_i (\psi_{iv} \psi_v + \psi_{il} \psi_l) \quad (4.31.)$$

Din relațiile 4.2., 4.3., 4.4., 4.5. și 4.6., rezultă:

$$\psi_1 = \psi_{1v} \psi_v + \psi_{1l} \psi_l \quad (4.32.)$$

$$x_c = \frac{p_v}{p - p_v} \frac{1}{M_L} \frac{1}{\psi_v} \sum_{i=1}^n \psi_i M_i \quad (4.33.)$$

Relația 4.33. este dată greșit în /25/ și preluată la fel în /64/, unde în locul participării  $\psi_1$ , apare participarea molară în fază de vapori  $\psi_{1v}$ .

Cunoscând participările masice, se poate calcula entalpia amestecului combustibil-aer, atât pentru domeniul nesaturat, cât și pentru domeniul saturat, cu ajutorul relațiilor evidente:

$$i = i_c + i_L \quad [J/kg_L] \quad (4.34.)$$

$$i_c = t \left( \sum_{i=1}^n x_{1v} c_{p_{civ}} + \sum_{i=1}^n x_{1l} c_{p_{cil}} \right) + \sum_{i=1}^n x_{1v} r_i \quad [J/kg_L] \quad (4.35.)$$

$$i_L = c_{p_L} t \quad (4.36.)$$

unde:

$i_c, i_L$  [J/kg] - entalpia combustibilului, respectiv a aerului uscat;

$t$  [°C] - temperatura amestecului aer-combustibil;

$c_{p_{civ}}, c_{p_{cil}}, c_{p_L}$  [J/kg K]: - capacitățile calorice specifice la presiune constantă ale vaporilor, respectiv lichidului, pentru diferite componente, precum și a aerului uscat;

$r_i$  [J/kg] - căldura de vaporizare a diferitelor componente.

În domeniul nesaturat, în relația 4.35.,  $x_{1l} = 0$ .

#### Starea de rouă

Linia de separație dintre domeniul nesaturat și domeniul saturat în diagrama  $i-x$  a unui amestec combustibil-aer se numește linie de rouă, spre deosebire de cea din cazul aerului umed sau a altor amestecuri aer uscat - component chimic pur, când se numește linie de saturație. Se pune problema în acest caz a stabilirii presiunii vaporilor la starea de rouă.

Din relația 4.16. rezultă:

$$\frac{\psi_{1v}}{p_{1s}} = \frac{\psi_{1l}}{p_v} \quad (4.37.)$$

și pentru mai multe componente:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\psi_{1v}}{p_{1s}} = \frac{1}{p_v} \sum_{i=1}^n \psi_{1l} \quad (4.38.)$$

cum însă  $\sum_{i=1}^n \psi_{i1} = 1$ , rezultă presiunea vaporilor la starea de rouă:

$$p_{vz} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\psi_{iv}}{P_{is}}} \quad [N/m^2] \quad (4.39.)$$

Deoarece la starea de rouă, combustibilul are toate componentele în stare de vapori:

$$\psi_{iv} = \psi_i \quad (4.40.)$$

$$\text{deci: } p_{vz} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\psi_i}{P_{is}}} \quad [N/m^2] \quad (4.41.)$$

Participerea masică a combustibilului în amestec la starea de rouă, are expresia, conform 4.27.:

$$x_{cz} = x_{vz} = \frac{p_{vz}}{p - p_{vz}} \frac{1}{M_L} \sum_{i=1}^n \psi_i M_i \quad (4.42.)$$

#### Calculul izotermelor în diagrama i-x

Benzina fiind un amestec de hidrocarburi cu temperaturi de fierbere diferite, pentru a studia procesul de vaporizare al acesteia se ridică curbele de fierbere. Curbele de fierbere se pot determina prin trei metode diferite /44/, figura 4.2. și anume:

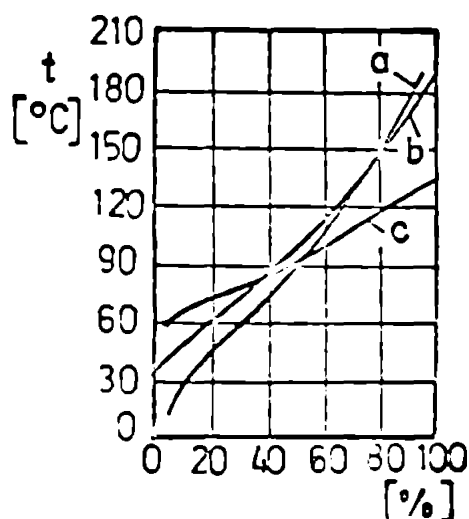


Fig. 4.2.

- curba reală a temperaturilor (a);
- curba de vaporizare diferențiată (b);
- curba de vaporizare la echilibru (c);

Folosirea curbei de vaporizare la echilibru pentru calculul diagramei i-x /25/, este justificată și în lucrarea /44/ prin considerarea fenomenului de vaporizare dinamică care apare în carburator.

Conform acestei ipoteze, vaporii de combustibil formați sînt antrenati de curentul de aer și astfel este posibil ca

din masa de lichid rămasă, să se vaporizeze și hidrocarburi mai grele decât la temperatura corespunzătoare curbei de vaporizare diferențiată.

De aceea s-au determinat și trasat experimental curbele de vaporizare diferențiată (a, b) și la echilibru (c) pentru benzinele românești COR 90 și COR 98.

Intr-o primă aproximație, combustibilul poate fi înlocuit printr-un amestec teoretic de două parafine, hexan-octan, ale căror temperaturi reale de fierbere încadrează începutul și sfârșitul curbei de vaporizare la echilibru, figura 4.3. (.....)

Aproximând combustibilul prin trei parafine, hexan-heptan-octan, diagrama i-x astfel calculată se apropie mult de cea reală, figura 4.3. (-----)

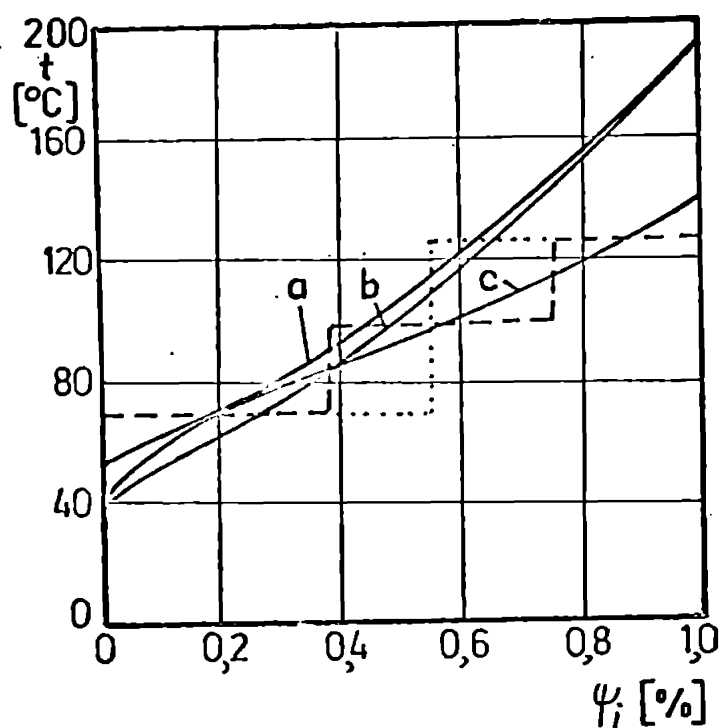


Fig. 4.3. Curbele de vaporizare diferențiată și la echilibru pentru benzinele românești COR 90 și COR 98

Pentru obținerea diagramei reale, ar trebui considerat combustibilul ca fiind format dintr-un număr foarte mare (infinit) de "parafine ideale" ale căror puncte de fierbere s-ar situa pe curba reală de vaporizare la echilibru a combustibilului. Deoarece nu toate aceste "parafine ideale" sînt cunoscute, se aproximează proprietățile lor fizice prin interpolare între parafine cunos-

cute, calculele fiind afectate de erori din această cauză. De altfel, s-a observat că diagramele i-x calculate prin aproximarea combustibilului cu mai mult de trei componente, nu diferă practic de acestea /25/, lucru stabilit și în lucrarea de față, în care se va reda și un calcul pentru patru componente.



In cazul inlocuirii combustibilului prin trei componente, relația 4.32. se scrie:

$$\begin{aligned} \psi_1 &= \psi_{11} \psi_1 + \psi_{1v} \psi_v \\ \psi_2 &= \psi_{21} \psi_1 + \psi_{2v} \psi_v \\ \psi_3 &= \psi_{31} \psi_1 + \psi_{3v} \psi_v \end{aligned} \quad (4.43.)$$

Respectiv relația 4.16.:

$$\psi_{1v} = \frac{p_{1s}}{p_v} \psi_{11}; \quad \psi_{2v} = \frac{p_{2s}}{p_v} \psi_{21}; \quad \psi_{3v} = \frac{p_{3s}}{p_v} \psi_{31} \quad (4.44.)$$

La aceste relații se adaugă cele deduse din 4.3., 4.4., 4.5. și 4.6.:

$$\psi_{11} + \psi_{21} + \psi_{31} = 1 \quad (4.45.)$$

$$\psi_{1v} + \psi_{2v} + \psi_{3v} = 1 \quad (4.46.)$$

$$\psi_1 + \psi_v = 1 \quad (4.47.)$$

Rezultă astfel un sistem de 8 ecuații cu 9 necunoscute:  $p_v, \psi_v, \psi_1, \psi_{11}, \psi_{21}, \psi_{31}, \psi_{1v}, \psi_{2v}, \psi_{3v}$ . Se rezolvă sistemul în funcție de necunoscuta  $\psi_{11}$ , căreia i se dau valori pentru calculul celorlalte necunoscute. La o temperatură dată, presiunile la saturație ale diferitelor componente  $p_{1s}, p_{2s}, p_{3s}$  sînt cunoscute, ca și proprietățile fizice ale acestora, necesare în calcule ( $c_{p_{oil}}, c_{p_{oilv}}, r$ ), /35, 43, 44, 68/. Din ecuațiile 4.43. ... 4.47., prin eliminarea necunoscutelor, se stabilește ecuația de calcul a lui  $\psi_v$  în funcție de  $\psi_{11}$ :

$$\begin{aligned} & \frac{\psi_2}{1 - \psi_v + \frac{p_{2s}}{p_{1s} \psi_{11}} [\psi_1 - \psi_{11} (1 - \psi_v)]} + \frac{\psi_3}{1 - \psi_v + \frac{p_{3s}}{p_{1s} \psi_{11}} [\psi_1 - \psi_{11} (1 - \psi_v)]} = \\ & = 1 - \psi_{11} \end{aligned} \quad (4.48.)$$

unde  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  se cunosc din curbe de distilare prin aproximarea acestora prin trei componente.

După calcularea lui  $\psi_v$ , se determină presiunea parțială  $p_v$  a vaporilor de combustibil formați la temperatura dată. Se calculează apoi celelalte necunoscute, iar din ecuațiile 4.26. și 4.29. se stabilesc participările masice în stare vapori, respectiv în stare lichidă, ale diferitelor componente. Se calculează în final participarea masică  $x_c$  a combustibilului în amestec cu relația 4.14. și entalpia acestuia  $i_c$  cu relația 4.35., iar entalpia amestecului combustibil-aer cu relația 4.34.

Calculul prezentat este valabil în domeniul saturat al diagramei  $i-x$  (punctele Q, figura 4.4.), pentru  $x_c > x_{cZ}$ . Pe linia de

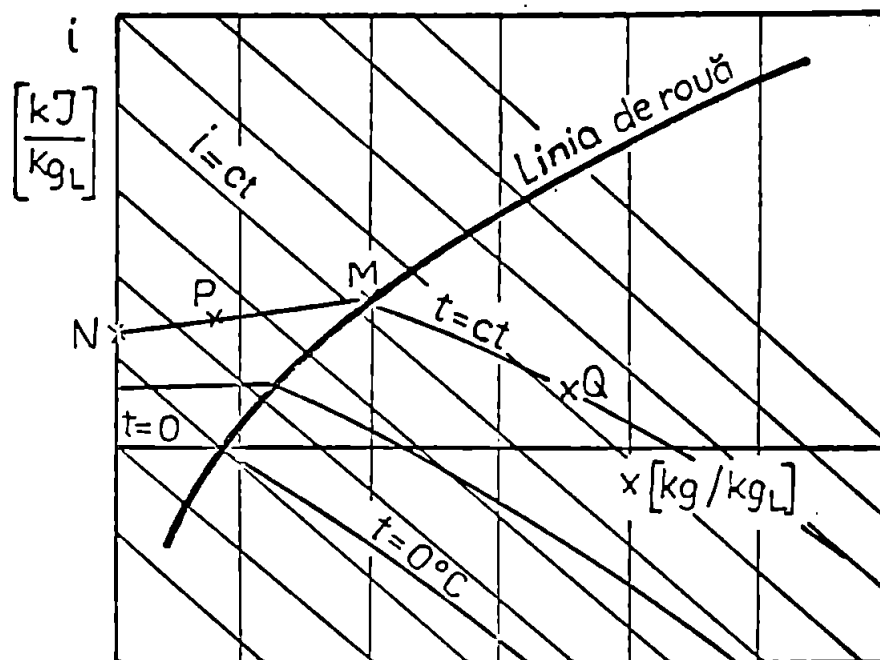


Fig. 4.4.

rouă (punctele M), avînd toate componentele în stare de vapori, după calculul presiunii vaporilor în punctul de rouă cu relația 4.41., se calculează participările masice a componentelor în stare de vapori cu relația 4.26., în care, evident, se înlocuiește  $\psi_{iv}$  cu  $\psi_i$ . Se verifică apoi că suma participărilor dă participarea masică a combustibilului în amestec, la starea de rouă, relația 4.42.

În domeniul nesaturat (punctele P), componentele sînt în stare vapori, calculul se face alegînd participări ale combustibilului în amestec:

$$x_c < x_{cZ}. \quad (4.49.)$$

Calculul diagramei se poate face pornind și de la diferite valori  $x_c$  ale participării masice a combustibilului în amestec. Astfel, din relația 4.33. rezultă:

$$\psi_v = \frac{p_v}{p-p_v} \frac{\sum_{i=1}^n \psi_i M_i}{M_L} \frac{1}{x_c} \quad \text{și notînd } k = \frac{\sum_{i=1}^n \psi_i M_i}{M_L} \quad (4.50.)$$

$$\psi_v = \frac{p_v}{p-p_v} \frac{k}{x_c}, \quad (4.51.)$$

relație care introdusă în 4.45., permite calculul presiunii parțiale  $p_v$ , alegînd valori pentru participarea  $x_c$  a combustibilului în amestec ( $x_c > x_{cZ}$ ):

$$\frac{1}{(p-p_v)} = \frac{\psi_1}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{1s}} + \frac{\psi_2}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{2s}} + \frac{\psi_3}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{3s}} \quad (4.52.)$$

Ridicarea diagramei  $i-x$  s-a făcut prin determinarea prin calcul, după metodele arătate, a coordonatelor  $i$ ,  $x_c$  ale diferitelor izoterme, în domeniul nesaturat (N, P), pe linia de rouă (M) și în domeniul saturat (Q) și unirea grafică a acestora. Axa entalpiilor este rotită ca și la diagrama Mollier, astfel ca izoterma de  $t = 0^\circ \text{C}$ , în domeniul nesaturat, să fie orizontală. Diagrama s-a calculat pentru presiunile absolute de 1; 0,8; 0,6; 0,4 ata, presiuni pe care le poate avea amestecul pe traseul de aspirație, la diferite regimuri ale motorului. Intervalul de temperaturi a fost extins între  $-20$  și  $+30^\circ \text{C}$ . Calculele sînt deosebit de laborioase, fiecare izotermă necesitînd 15 ... 18 regimuri cu 12 mărimi calculate, diagrama fiind redată în figura 4.5.

#### 4.2.1.2. Calculul scării marginale a diagramei $i-x$ , aer-combustibil

Pentru a simplifica determinarea direcției schimbării de stare a aerului, în diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, s-a calculat și trasat o scară marginală /29/, similară cu cea a diagramei aerului



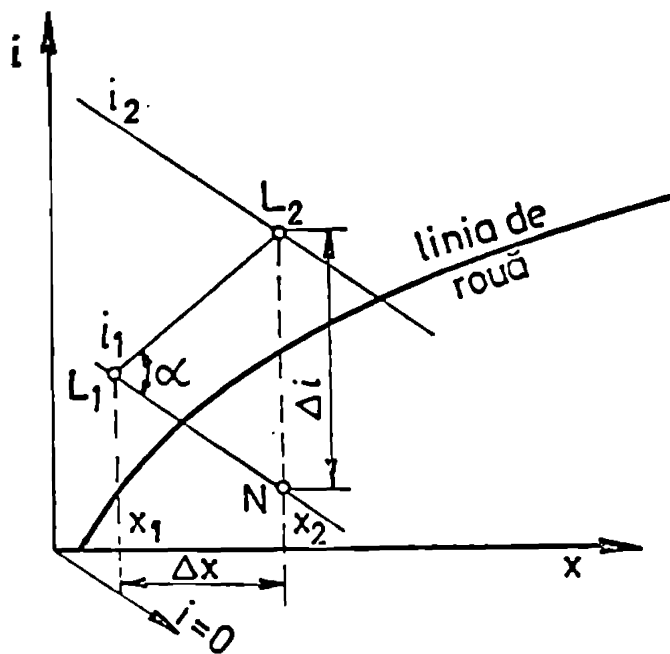


Fig. 4.6.

umed. Diagramele întilnite în literatura de specialitate /25, 44/ nu conțin o asemenea scară.

Dacă aerul de stare  $L_1 (x_1, i_1)$ , figure 4.6., de debit  $\dot{m}_L [kg_L/s]$ , se amestecă cu  $\dot{m}_c [kg_c/s]$  combustibil de entalpie  $i_c [kJ/kg_c]$ , starea lui se modifică la  $L_2 (x_2, i_2)$ , astfel încît:

$$\dot{m}_L(i_2 - i_1) = \dot{m}_c i_c \quad (4.53.)$$

$$\dot{m}_L(x_2 - x_1) = \dot{m}_c \quad (4.54.)$$

Prin împărțire:

$$\frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} = \frac{\Delta i}{\Delta x} = i_c [kJ/kg_c] \quad (4.55.)$$

În diagrama  $i-x$ , acest raport determină înclinarea dreptei  $L_1L_2$  față de direcția  $i = ct$ , precizînd astfel direcția schimbării de stare a aerului la introducerea combustibilului de entalpie  $i_c$ . În cazul diagramei  $i-x$  rotită, cum rotirea se face cu menținerea valorilor  $\Delta i$  și  $\Delta x$  ca și la diagrama nerotită, unghiul  $\alpha$  va apărea deformat.

Deoarece aerul se poate amesteca cu combustibil de diferite temperaturi, direcțiile  $L_1L_2$ , după care se vor modifica stările aerului  $L_1$ , vor fi date de entalpiile  $i_c$  ale combustibilului la aceste temperaturi, reprezentate la scările de trasare a diagramei  $i-x$ . Trasarea acestor direcții, dintr-un pol  $F$ , considerat identic cu originea axelor de coordonate, trebuie făcută ținînd seama de rotirea axei entalpiei cu unghiul  $\delta_0$  (figura 4.7.), astfel încît izoterma  $t = 0^\circ C$  în domeniul nesaturat să devină orizontală. Considerăm, în cazul diagramei nerotite, că punctul  $D (i_{s0}, x_{s0})$ , reprezintă starea amestecului la saturație și temperatura de  $0^\circ C$ .

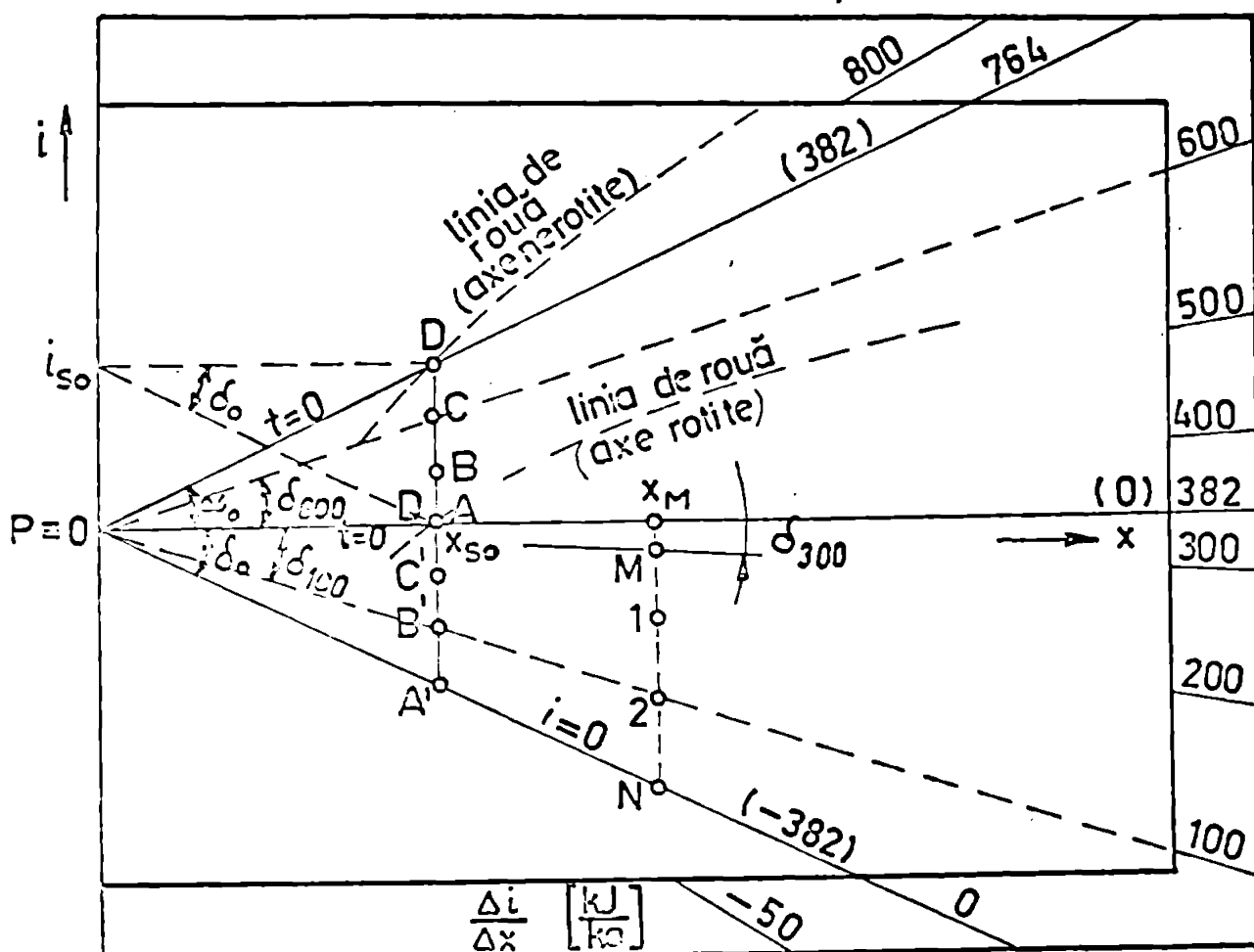


Fig. 4.7. Trasarea scării marginale a diagramei i-x, aer-combustibil

Din calculul diagramei i-x /29/ a rezultat  $i_{so} = 13,6835 \text{ kJ/kg}_c$  și  $x_{so} = 0,035825 \text{ kg}_c/\text{kg}_L$ .

Fie scările de trasare ale diagramei i-x:

- pentru entalpie:  $\mu_i \left[ \frac{\text{mm}}{\text{kJ/kg}_c} \right]$  (4.56.)

- pentru conținutul de combustibil:  $\mu_x \left[ \frac{\text{mm}}{\text{kg}_c/\text{kg}_L} \right]$

In acest caz, unghiul de pantă  $\alpha_0$  al izotermei de  $0^\circ\text{C}$ , se calculează din relația:

$$\text{tg } \alpha_0 = \left( \frac{di}{dx} \right)_{t=0} = \frac{i_{so}}{x_{so}} \frac{\mu_i}{\mu_x} = r_0 \frac{\mu_i}{\mu_x} \quad (4.57.)$$

Segmentul OD reprezintă în cazul diagramei nerotite, izoterma de  $0^\circ\text{C}$ , în domeniul nesaturat. Cum rotirea axei entalpiilor se face astfel încât această izotermă să ajungă orizontală, cu menținerea valorilor entalpiei și a conținutului de combustibil (segmentul OA), starea amestecului la saturație și temperatu-

ra de  $0^{\circ}\text{C}$ , va fi dată de punctul A. Axa entalpiilor s-a rotit cu unghiul  $\delta_0 = \alpha_0$ .

Dacă se alege starea inițială a aerului  $L_1$ , identică cu originea axelor de coordonate  $O(0, 0)$  și în acest aer se introduc vapori de combustibil de temperatură  $0^{\circ}\text{C}$ , pînă la saturație, atunci starea finală a amestecului, conform relației 4.55., va fi dată de punctul D (axe nerotite). Direcția schimbării de stare a aerului va fi, în cazul axelor nerotite:

$$\left(\frac{\Delta i}{\Delta x}\right)_{0^{\circ}\text{C}} = (i_v)_{0^{\circ}\text{C}} = r_0 = 382 \text{ kJ/kg}_c \quad (4.58.)$$

Unghiul de pantă al dreptei de amestec va fi, la scara diagramei, calculat din relația:

$$\text{tg } \alpha = \text{tg} \left(\frac{\Delta i}{\Delta x}\right)_{0^{\circ}\text{C}} = r_0 \frac{\mu_1}{\mu_x} \quad (4.59.)$$

Rezultă, că unghiul dreptei de amestec, în acest caz, coincide cu unghiul izotermei de  $0^{\circ}\text{C}$ , față de axa Ox, deci pe scara marginală, în prelungirea dreptei OD, se trece în cazul axelor nerotite, direcția de schimbare de stare <sup>\*</sup>:

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = 382 \text{ kJ/kg}_c \quad (4.60.)$$

În cazul axelor rotite, cum rotirea entalpiei se face cu unghiul  $\delta_0 = \alpha_0$ , această direcție de schimbare de stare devine orizontală, fiind trecută pe scara marginală cifra corespunzătoare (382 kJ/kg<sub>c</sub>). Celelalte direcții de schimbare de stare, în cazul amestecării aerului cu combustibil avînd entalpia  $i_c \neq 382$  kJ/kg<sub>c</sub>, se calculează astfel:

- pentru  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = i_c > 382 \text{ kJ/kg}_c$  (exemplu:  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 600 \text{ kJ/kg}_c$ ),

$$\text{tg } \delta_{600} = (600 - 382) \frac{\mu_1}{\mu_x}, \text{ rezultă unghiul } \delta_{600} \quad (4.61)$$

- pentru  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = i_c < 382 \text{ kJ/kg}_c$  (exemplu:  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 100 \text{ kJ/kg}_c$ ),

$$\text{tg } \delta_{100} = (100 - 382) \frac{\mu_1}{\mu_x}, \text{ rezultă unghiul } \delta_{100} \quad (4.62.)$$

<sup>\*</sup> Cifrele care indică direcțiile  $\frac{\Delta i}{\Delta x}$ , în cazul axelor nerotite, sînt trecute în paranteze pe figura 4.7.



Trasarea practică a scării marginale, se poate face pornind de la calculul unui număr redus de unghiuri principale, astfel:

- alegînd convenabil scările  $\mu_1$  și  $\mu_x$  de trasare a diagramei  $i-x$ , rezultă, așa cum s-a arătat (4.57.), unghiul de rotație al axei entalpiei,  $\delta_0$ , pentru ca izoterma de  $0^\circ\text{C}$  să devină orizontală. Construind unghiul  $\delta_0$  pe prelungirea laturii sale orizontale, se găsește direcția de schimbare de stare  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 382$  kJ/kg<sub>c</sub>, iar pe prelungirea celeilalte laturi, direcția  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 0$  kJ/kg<sub>c</sub>;

- se calculează și se trasează unghiul direcției de "cifre rotunde" cea mai apropiată (exemplu:  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 300$  kJ/kg<sub>c</sub>);

- la o distanță arbitrară  $x_M$ , se ridică perpendiculara  $x_M N$  pe axa absciselor; Segmentul  $MN$ , astfel obținut între două direcții de "cifre rotunde", se împarte în  $n$  părți egale (la alegere), punctele obținute se unesc cu polul  $P$  și prelungindu-le pe scara marginală, se trec direcțiile corespunzătoare.

În figura 4.7., s-a considerat  $n = 3$ , rezultînd direcțiile  $\frac{\Delta i}{\Delta x} = 200, 100$  kJ/kg<sub>c</sub>. Pentru subdiviziuni, se împart în părți egale și segmentele de tipul  $\overline{12}$ , după aceeași regulă.

#### 4.2.2. Diagrama $i-x$ pentru combustibili neconvenționali

Criza mondială de energie, declanșată prin problema petrolului din anul 1973, a determinat orientarea constructorilor de motoare spre noi clase de combustibili neconvenționali:

- metanolul pur sau în amestec cu benzină;
- etanolul pur sau în amestec cu benzină (gazoal);
- hidrogenul;
- gazele naturale;
- biogazul.

Folosirea alcoolilor ca și combustibili în motoare datează mai demult, din anii 1930, cînd s-a folosit metanol pur la motoarele de curse, însă cercetări sistematice s-au dezvoltat după 1973. De aceea, s-a considerat necesară elaborarea unei diagrame  $i-x$  și pentru amestecul benzină-metanol sau benzină-etanol, pentru studiul formării amestecului la m.a.s. cu carburator.

Prin introducerea de metanol în benzină, vaporizarea acesteia este puternic influențată, datorită temperaturii de fierbere

coborâte a metanolului 65 °C și formării amestecurilor azeotrope din metanol și hidrocarburi, astfel că în domeniul de vaporizare de 20 ... 50 %, cantitatea de amestec vaporizată este cu 150 ... 200 % mai mare decât în cazul benzinei, figura 4.8.

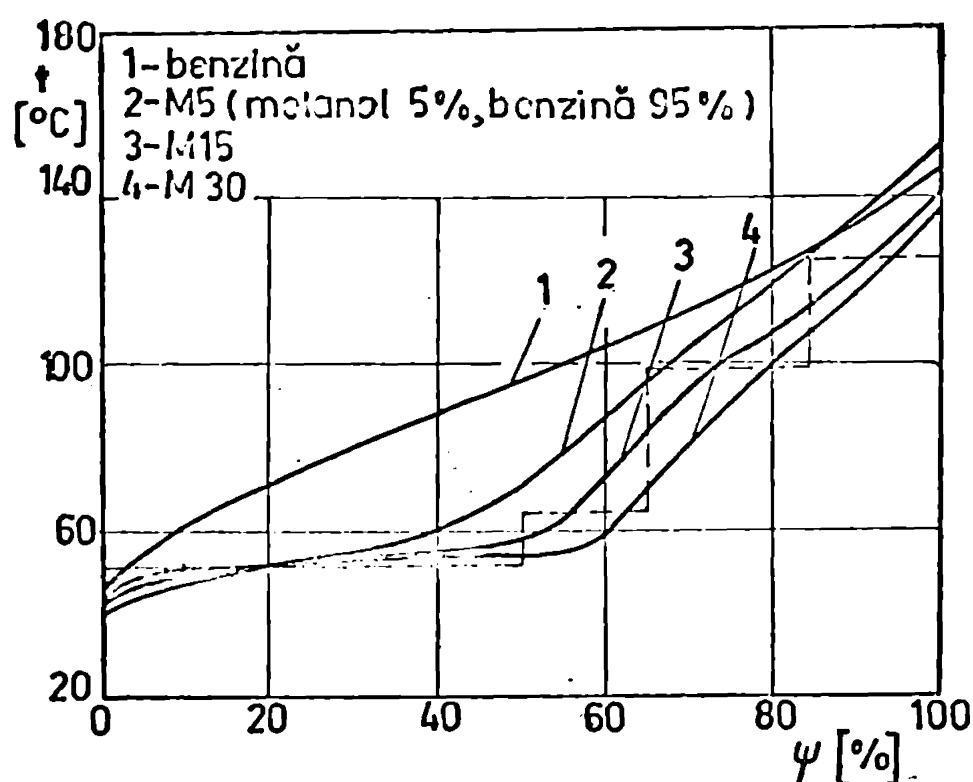


Fig. 4.8. Curbale de fierbere pentru benzină și diferite amestecuri benzină-metanol

Amestecurile metanol-benzină sînt instabile și se separă cînd proporția de metanol crește, din cauza densității mai mari a metanolului, care va ocupa partea de jos a rezervorului. Tendința spre separare crește cu scăderea temperaturii, cu creșterea conținutului de apă și cu scăderea participării aromaticelor în benzină. Amestecul cu o miscibilitate bună, într-un interval larg de temperaturi și cu care se vor

face experimentări în prezenta lucrare, este M 15 (figura 4.8.). Calculul a fost dezvoltat aproximînd curba reală de vaporizare a amestecului M 15 prin patru componente; heptan, octan, metanol și o hidrocarbură cu temperatura de fierbere între pentan și hexan (p-h). Calculul efectiv al diagramei i-x s-a făcut pe calculatorul POLIX C-256 și este redat în continuare.

#### 4.2.3. Program de calcul al diagramei i-x, aer-combustibil

Programul de calcul al diagramei i-x, este axat pe amestecul M 15, dar se poate folosi pentru orice combustibil policomponent, cînd se cunoaște curba de vaporizare a acestuia și proprietățile fizico-chimice ale componentelor de înlocuire. Urmînd metode de calcul expusă în paragraful 4.2.1., din literatură de specialitate

/35, 44, 68, 69, 73/, se stabilesc următoarele mărimi (valorile sînt redade în anexa II):

- presiunile vaporilor saturați ( $p_s$ ), pentru cele patru componente, în intervalul de temperaturi considerat;

- căldura de vaporizare ( $r$ ) a componentelor, în intervalul de temperaturi considerat;

- capacitățile calorice specifice în stare lichidă și în stare vapori ale componentelor ( $c_{p_{cl}}$ ,  $c_{p_{cv}}$ ), în funcție de temperatură.

Se calculează cu relațiile 4.41. și 4.42. participarea masică a combustibilului în amestecul aer-combustibil la starea de rouă  $x_{c\tau}$ , în funcție de temperatură și pentru diferite presiuni absolute din carburator.

Folosind relația 4.52., stabilită pentru patru componente:

$$\frac{1}{(p-p_v)x_c} = \frac{\psi_1}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{1s}} + \frac{\psi_2}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{2s}} +$$

$$+ \frac{\psi_3}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{3s}} + \frac{\psi_4}{(p-p_v)x_c - k p_v + k p_{4s}} \quad (4.63.)$$

Pentru a putea fi rezolvată pe calculator, se aduce la forma canonică:

$$A p_v^4 + B p_v^3 + C p_v^2 + D p_v + E = 0 \quad (4.64.)$$

Coeficienții A, B, C, D, E ai ecuației au expresiile următoare:

$$A = (1-N)x_c^4 + k(4-3N)x_c^3 + 3k^2(2-N)x_c^2 + k^3(4-N)x_c + k^4 \quad (4.65.)$$

$$B = -4p(1-N)x_c^4 + k[3p(3N-4) - S_1 + M]x_c^3 + k^2[-6p(2-N) - 3S_1 + 2M]x_c^2 +$$

$$+ k^3[-p(4-N) - 3S_1 + M]x_c - k^4 S_1 \quad (4.66.)$$

$$C = 6p^2(1-N)x_c^4 + kp[3p(4-3N) + 3(S_1 - M)]x_c^3 + k^2[3p^2(2-N) + 2p(3S_1 - 2k) +$$

$$+ S_2 - L]x_c^2 + k^3[p(3S_1 - M) + 2S_2 - L]x_c + k^4 S_2 \quad (4.67.)$$

$$D = -4p^3(1-N)x_c^4 + kp^2[p(3N-4) + 3(N-S_1)]x_c^3 + k^2p[p(2N-3S_1) + 2(L-S_2)]x_c^2 + k^3[p(L-2S_2) - S_3 + Q]x_c - k^4S_3 \quad (4.68.)$$

$$E = p^4(1-N)x_c^4 + kp^3(S_1-N)x_c^3 + k^2p^2(S_2-L)x_c^2 + k^3p(S_3-Q)x_c + k^4S_4 \quad (4.69.)$$

in care:

$$S_1 = P_{1s} + P_{2s} + P_{3s} + P_{4s}$$

$$S_2 = P_{1s}P_{2s} + P_{1s}P_{3s} + P_{1s}P_{4s} + P_{2s}P_{3s} + P_{2s}P_{4s} + P_{3s}P_{4s} \quad (4.70.)$$

$$S_3 = P_{1s}P_{2s}P_{3s} + P_{1s}P_{2s}P_{4s} + P_{1s}P_{3s}P_{4s} + P_{2s}P_{3s}P_{4s}$$

$$S_4 = P_{1s}P_{2s}P_{3s}P_{4s}$$

respectiv:

$$N = \Psi_1 + \Psi_2 + \Psi_3 + \Psi_4$$

$$M = \Psi_1(P_{2s} + P_{3s} + P_{4s}) + \Psi_2(P_{1s} + P_{3s} + P_{4s}) + \Psi_3(P_{1s} + P_{2s} + P_{4s}) + \Psi_4(P_{1s} + P_{2s} + P_{3s}) \quad (4.71.)$$

$$L = \Psi_1(P_{2s}P_{3s} + P_{2s}P_{4s} + P_{3s}P_{4s}) + \Psi_2(P_{1s}P_{3s} + P_{1s}P_{4s} + P_{3s}P_{4s}) + \Psi_3(P_{1s}P_{2s} + P_{1s}P_{4s} + P_{2s}P_{4s}) + \Psi_4(P_{1s}P_{2s} + P_{2s}P_{3s} + P_{1s}P_{3s})$$

$$Q = \Psi_1P_{2s}P_{3s}P_{4s} + \Psi_2P_{1s}P_{3s}P_{4s} + \Psi_3P_{1s}P_{2s}P_{4s} + \Psi_4P_{1s}P_{2s}P_{3s}$$

desolvarea ecuației 4.64. se face dând valori continuețului de combustibil al amestecului,  $x_c$ , după care se calculează pe rînd următoarele măriri:

- participarea molară a fazei de vapori în amestec,

$$\Psi_v = \frac{P_v}{P - P_v} \frac{k}{x_c} \quad (4.72.)$$

unde  $k$  este calculat cu relația 4.50.;

- participările molare ale componentelor în fază lichidă și în fază vapori în amestec,

$$\psi_{1l} = \frac{\psi_1 p_v}{(1-\psi_v)p_v + p_{1s} \psi_v} \text{ și } \psi_{1v} = \frac{p_{1s} \psi_{1l}}{p_v} \quad (4.73.)$$

- participările masice ale componentelor în fază lichidă și în fază vapori, în amestec,

$$x_{1l} = \frac{p_v}{p-p_v} \frac{1}{M_L} \frac{1-\psi_v}{\psi_v} M_1 \psi_{1l} \text{ și } x_{1v} = \frac{p_v}{p-p_v} \frac{1}{M_L} M_1 \psi_{1v} \quad (4.74.)$$

În final, cu relațiile 4.34., 4.35. și 4.36. se calculează entalpia amestecului aer-combustibil. Inițierea programului pentru fiecare izotermă și presiune absolută se face cu  $x_c = x_{c,T}$ , când se obține starea punctului de rouă, după care se mărește cu un pas  $x_c$  și se obțin perechile  $(x_c, i)$  pe izoterma considerată în domeniul saturat.

Notațiile folosite în cadrul programului, ordinograma și programul propriuzis sînt redată în anexa III.

### 4.3. Vaporizarea adiabatică a combustibilului în aer

#### 4.3.1. Particularități ale vaporizării benzinei în carburator

După cum s-a arătat în paragraful 2.2., combustibilul pulverizat în camera de amestec, se deplasează apoi împreună cu aerul sub formă de vapori, picături și peliculă. Astfel, picăturile și pelicula de combustibil formată, se găsesc într-un proces de schimb de căldură și de substanță cu aerul, pe toată lungimea traseului de aspirație. În continuare, prin acțiunea de traseu de aspirație, se înțelege atât partea aferentă carburatorului, care pentru calculele teoretice se asimilează cu o conductă circulară, cât și colectorul de admisiune, respectiv galeria de admisiune din chiulasă. Într-o primă aproximație, se poate considera procesul ca fiind adiabetic, fără schimb de căldură prin peretele conductei de aspirație cu mediul exterior. Abordarea teoretică a acestui proces, considerîndu-l identic cu cel al evaporării apei în aer /12/, este redată simplificat în lucrarea /64/. În lucrarea de față, se consideră procesul de evaporare al benzinei similar cu cel al evaporării apei în aer, cu particularitățile observate în calculul și traseerea diagramei  $i-x$ , aer-combustibil /29/.

Se consideră pe traseul de aspirație două secțiuni infinite vecine, m-n, figura 4.9.

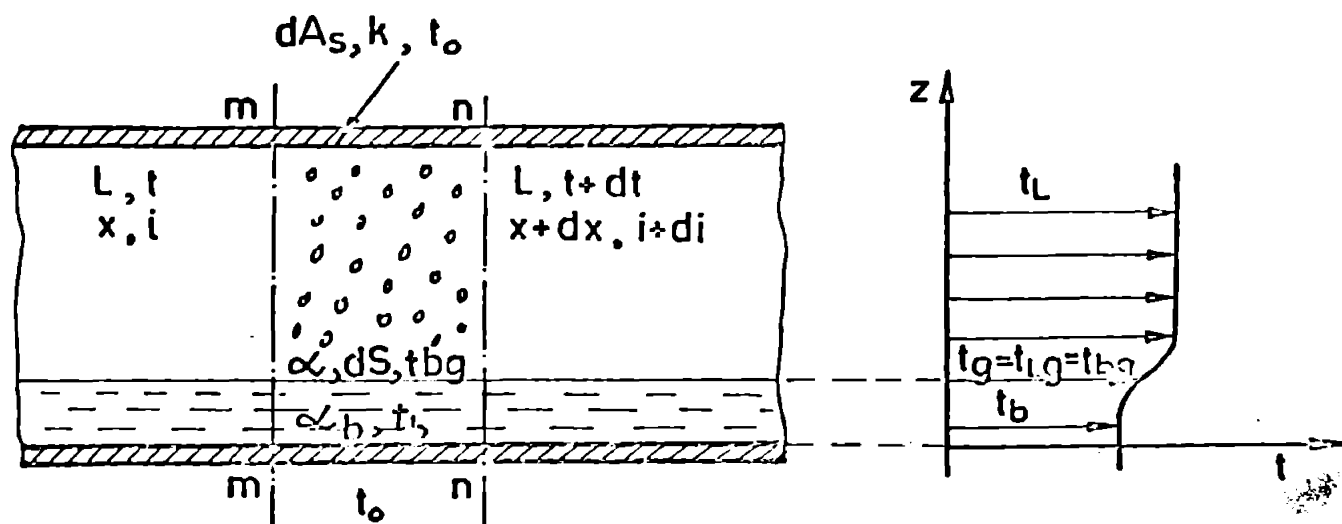


Fig. 4.9.

Fie  $dS$ , suprafața totală (peliculă și picături) de pe care se evaporă benzina, între secțiunile m-n; cantitatea evaporată rezultă din legea lui Dalton, sub forma scrisă de Lewis:

$$d\dot{m}_v = \bar{G}(x_g - x) dS \quad (4.75.)$$

unde:

$\bar{G}$  [ $kg_L/m^2s$ ] - coeficient de schimb de substanță;

$x_g, x$  [ $kg_b/kg_L$ ] - conținutul de vapori de benzină la saturație a aerului, la temperatura de la limita de față  $t_g$ , respectiv în curentul de aer.

Pe de altă parte, creșterea participării masice a vaporilor în aer, datorită vaporizării între secțiunile m-n, este:

$$d\dot{m}_v = L^* dx \quad (4.76.)$$

$L^*$  [ $kg_L/s$ ] - debitul de aer uscat

Deci:

$$L^* dx = \bar{G}(x_g - x) dS \quad (4.77.)$$

La limita de față, temperatura aerului este egală cu cea a combustibilului:

$$t_{Lg} = t_{bg} = t_g \quad (4.78.)$$

De aceea, uneori conținutul de vapori la saturație la limita de fază, se notează cu  $x_g = x_g$  (la temperatura  $t_g$ ). În acest fel, relația 4.77. se mai scrie sub formă:

$$L^* dx = \Gamma(x_g - x) dS \quad (4.79.)$$

În general,  $t_b \neq t_g$ , temperatura la limita de fază fiind dificil de determinat la pelicule de grosime mare. În cazul peliculei de combustibil formate pe pereții conductei de aspirație și ai picăturilor de dimensiuni mici, gradientul de temperatură pe grosimea peliculei e neglijabil și se poate considera egalitatea  $t_b = t_g$  în calculele stării amestecului în carburator.

Deoarece curentul de amestec nu este încălzit prin pereții conductei (evaporare adiabatică), entalpia aerului se modifică numai datorită schimbului termic cu suprafața de benzină lichidă, deci bilanțul termic pe partea aerului, între secțiunile m-n, este:

$$L^* di = \alpha(t_g - t) dS + i_{vg} L^* dx \quad (4.80.)$$

Cum căldura se transmite dinspre sau spre lichid, bilanțul termic pe partea lichidului este:

$$L^* di = \alpha_b(t_b - t_g) dS + i_{bg} L^* dx \quad (4.81.)$$

unde:

$L^* di$  - variația entalpiei curentului de aer;

$\alpha, \alpha_b$  - coeficienți de convecție în aer, respectiv în combustibil;

$i_{vg}, i_{bg}$  - entalpia fracțiunii din combustibil vaporizată, respectiv entalpia fracțiunii lichide.

Entalpia fracțiunii de combustibil vaporizată  $i_{vg}$ , pînă la temperatura  $t_g$ , este o noțiune ce diferă de cea a lichidelor mono-componente (apa), unde este chiar entalpia aburului saturat uscat la temperatura  $t_g$ . Considerarea identității  $t_g = t_g$  poate produce confuzii, deoarece temperatura la limita de fază nu reprezintă temperatura de saturație corespunzătoare presiunii parțiale a vaporilor de combustibil formați, ci o temperatură intermediară în-



tre  $t_L$  și  $t_b$ , numai în cazuri particulare poate deveni egală cu  $t_g$ . Entalpia  $i_{vg}$  a vaporilor formați, depinde, așa cum s-a stabilit la calculul diagramei  $i-x$  /29/, de temperatura amestecului și de presiunea totală a acestuia în zona de schimb de căldură și de substanță considerată.

Variația entalpiei vaporilor la saturație în domeniul de presiune și temperatură din carburator, este redată în figura 4.10.

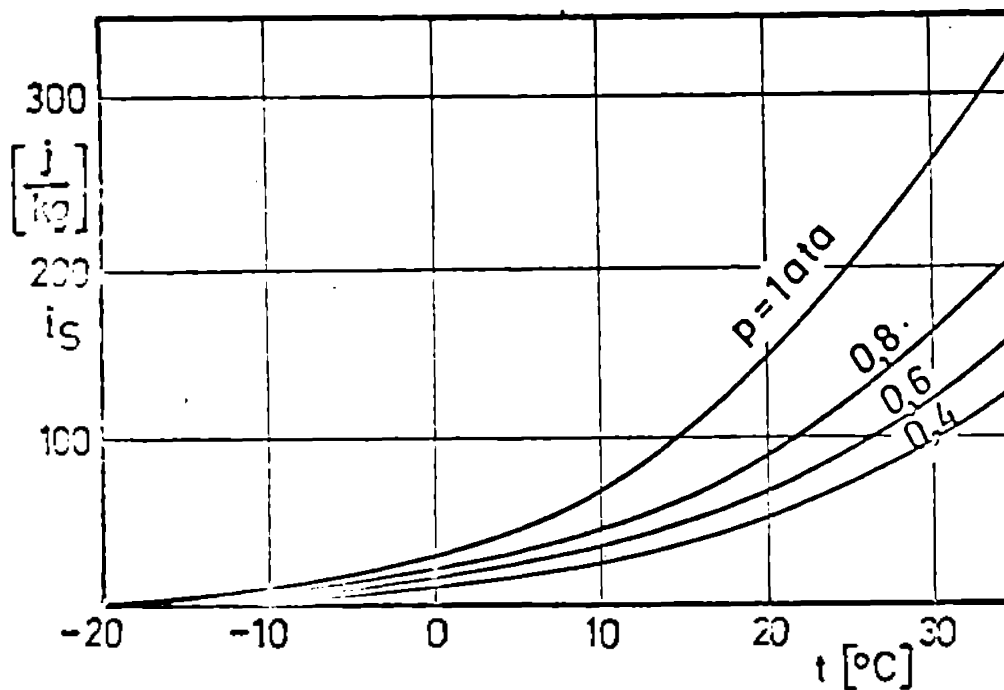


Fig. 4.10. Entalpia vaporilor de benzină la saturație

Din ecuațiile 4.80., 4.81., folosind și 4.79., rezultă după calcule:

$$\alpha_b (t_b - t_g) = \alpha (t_g - t) + \sqrt{(x_g - x)(i_{vg} - i_{bg})} \quad (4.82.)$$

sau:

$$c_p (t_b - t_g) = \frac{\alpha}{\alpha_b + \alpha} \left[ c_p (t_g - t) + \frac{\sqrt{c_p}}{\alpha} (x_g - x)(i_{vg} - i_{bg}) \right] \quad (4.83.)$$

Deoarece în cazul benzinelor  $\alpha_b \gg \alpha$ , se poate considera temperatura la limita de fază  $t_g$ , egală cu a benzinei  $t_b$ , în reprezentările în diagrama  $i-x$ .

Avînd în vedere că pelicula de combustibil are o grosime foarte mică, iar dimensiunile picăturilor pulverizate sînt reduse,

se poate aprecia că schimbul termic cu aerul duce la egalizarea temperaturii în întreaga masă a lichidului.

În acest caz:

$$\alpha(t - t_g) = \sigma(x_g - x)(i_{vg} - i_{bg}) \quad (4.84.)$$

$$c_p(t - t_g) = \frac{\sigma c_p}{\alpha} (x_g - x)(i_{vg} - i_{bg})$$

Relația 4.84. este valabilă în cazul evaporării benzinelor în aerul din carburator, cînd căldura de vaporizare este acoperită de trecerea de căldură prin convecție din aer (aerul se răcește).

Din ecuațiile 4.79. și 4.80., rezultă:

$$\frac{di}{dx} = \frac{\alpha(t_g - t)}{\sigma(x_g - x)} + i_{vg} \quad (4.85.)$$

sau sub altă formă:

$$\frac{di}{dx} = \frac{c_p(t_g - t)}{\frac{\sigma c_p}{\alpha}(x_g - x)} + i_{vg} \quad (4.86.)$$

Folosind cea de-a doua ecuație de bilanț 4.81. și 4.79.:

$$\frac{di}{dx} = \frac{\alpha_b(t_b - t_g)}{\sigma(x_g - x)} + i_{bg} \quad (4.87.)$$

sau:

$$\frac{di}{dx} = \frac{\alpha_b}{\alpha} \frac{c_p(t_b - t_g)}{\frac{\sigma c_p}{\alpha}(x_g - x)} + i_{bg} \quad (4.88.)$$

În diagrama  $i-x$ ,  $di/dx$  este coeficientul unghiular al direcției de schimbare de stare a aerului L, figura 4.11., determinată de vaporizarea combustibilului.

Metoda grafică de determinare a stării finale C a aerului, în amestec cu  $x_c$  [ $kg_c/kg_L$ ] combustibil de temperatură inițială  $t_g$ .

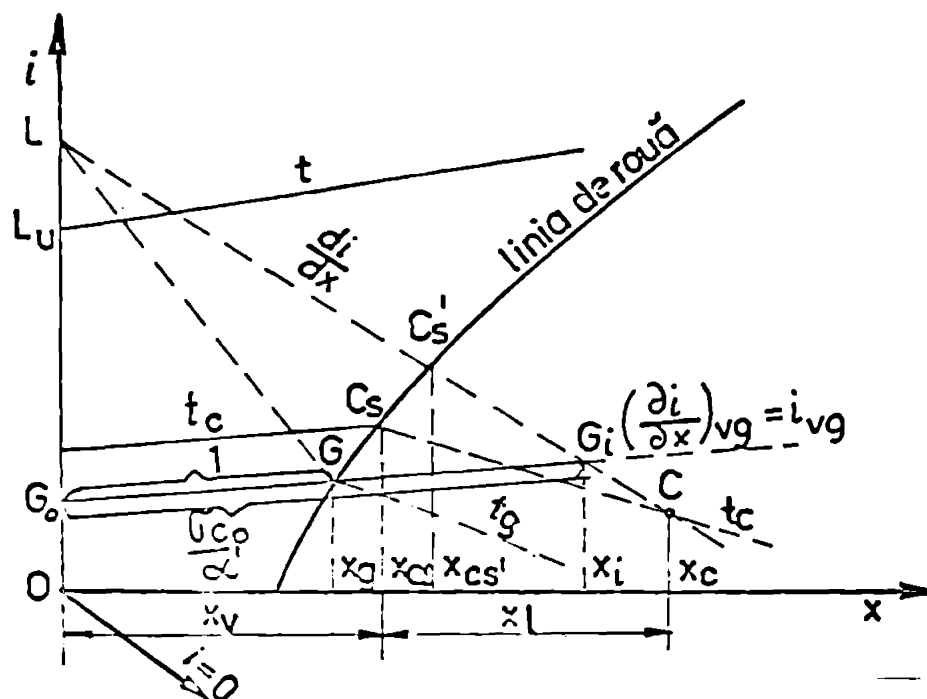


Fig. 4.11. Metoda grafică de determinare a stării amestecului în diagrama i-x

este redată în figura 4.11. Considerînd aerul uscat ( $L_u$ ) de temperatură  $t$  și adăugînd grafic entalpia conținutului de umiditate  $x_u$ , se obține starea inițială  $L$  de intrare în carburator [29]:

$$\overline{L}_u = (i_w)_t = x_{wv} (c_{p_{wv}} t + r_w) + x_{wl} c_{p_{wl}} t \quad (4.89.)$$

$x_{wv}$ ,  $x_{wl}$  [ $kg_w/kg_L$ ] - conținutul de umiditate în stare de vapori, respectiv lichidă, al aerului;

$w$  - indice pentru apă.

La amestecuri pentru care  $\sigma_{c_p}/\alpha \neq 1$ , direcția schimbării de stare,  $di/dx$  (dreapta  $LG_1$ ), se stabilește prelungind segmentul  $\overline{G_0G}$  pînă în  $G_1$ , conform relației:

$$\overline{G_0G_1} = \frac{\sigma_{c_p}}{\alpha} \overline{G_0G} \quad (4.90.)$$

Starea finală a amestecului,  $C$ , se găsește la intersecția conținutului de combustibil  $x_c$  cu direcția  $LG_1$ . Izoterma  $t_c$ , ce trece prin punctul  $C$ , determină la intersecția cu linia de rouă, participarea masică a combustibilului în stare vapori  $x_v$ , respec-

tiv în stare lichidă  $x_1$ . Datorită curbării pronunțate a izoterme-  
lor în apropiere de linia de rouă /25, 29/, nu se poate considera  
că prelungirea direcției transformării de stare determină la in-  
tersecția cu linia de rouă ( $C'_g$ ), punctul de separare a fazelor. A-  
cest lucru este posibil în diagrama aerului umed, unde izoterma în  
domeniul saturat diferă foarte puțin de dreapta  $i = ct$ . Participa-  
rea masică a combustibilului în stare vaporii ( $x'_v = x'_{cs}$ ), după această  
metodă, este mai mare decât în cazul anterior, respectiv  
în stare lichidă ( $x'_l = x_c - x'_{cs}$ ), mai mică, diferențele fiind de  
20 ... 30 %.

În cazul  $\beta c_p \approx 1$ , punctul  $G_1$  coincide cu  $G$ , direcția schim-  
bării de stare este  $LG$ , starea aerului se modifică ca și cum i-ar  
fi adăugat combustibil cu temperatura  $t_g$ .

#### 4.3.2. Schimbul de căldură în vaporizarea adiabatică

Relația 4.82., prin înmulțire și împărțire cu  $c_p$ , se aduce  
la forma:

$$\alpha_b (t_b - t_g) = \frac{\alpha}{c_p} \left[ c_p (t_g - t) + \frac{\beta c_p}{\alpha} (x_g - x) (i_{vg} - i_{bg}) \right] \quad (4.91.)$$

în care se notează:

$$q'_g = \alpha_b (t_b - t_g) \text{ și } q_g = c_p (t_g - t) + \frac{\beta c_p}{\alpha} (x_g - x) (i_{vg} - i_{bg}) \quad (4.92.)$$

$q'_g$  [ $W/m^2$ ] - densitatea fluxului termic transmis spre sau dintr-un  
lichid, după cum  $t_b > t_g$  sau  $t_b < t_g$ .

Din 4.91. și 4.92., rezultă:

$$q'_g = \frac{\alpha}{c_p} q_g \quad (4.93.)$$

$q_g$  [ $J/kg$ ] - valoarea din diagrama  $i-x$  a densității fluxului termic  
 $q'_g$ ; se poate reprezenta în diagramă având dimensiuni de en-  
talpie.

Densitatea fluxului  $q'_g$  servește la scoperirea fluxului ter-  
mic transmis aerului prin convecție uscată  $q'_c$ , respectiv prin  
schimb de substanță  $q'_f$ :

$$q'_g = q'_c + q'_f \text{ [ $W/m^2$ ]}, \text{ unde:} \quad (4.94.)$$

$$q_{\alpha}^{\circ} = \alpha(t_g - t) \text{ și } q_{\sigma}^{\circ} = \sigma(x_g - x)(i_{vg} - i_{bg}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.95.)$$

Pentru reprezentarea în diagrama  $i-x$ , se înlocuiesc  $q_{\alpha}^{\circ}$  și  $q_{\sigma}^{\circ}$  respectiv prin:

$$q_{\alpha} = c_p(t_g - t) \text{ [J/kg]} \quad (4.96.)$$

$$q_{\sigma} = \frac{\sigma c_p}{\alpha} (x_g - x)(i_{vg} - i_{bg}) \text{ [J/kg]} \quad (4.97.)$$

Evident, există relațiile:

$$q_g = q_{\alpha} + q_{\sigma} ; q_{\alpha}^{\circ} = \frac{\alpha}{c_p} q_{\alpha} ; q_{\sigma}^{\circ} = \frac{\alpha}{c_p} q_{\sigma} ; \quad (4.98.)$$

În carburator se pot întîlni, în funcție de temperatura ambiantă, mai multe situații, după cum  $t_g \geq t$ . Cazul cel mai frecvent pentru schimbul de căldură și de substanță în carburator, este acela în care temperatura aerului este mai mare decît a combustibilului lichid,  $t > t_g$ , construcția grafică fiind redată în figura 4.12.

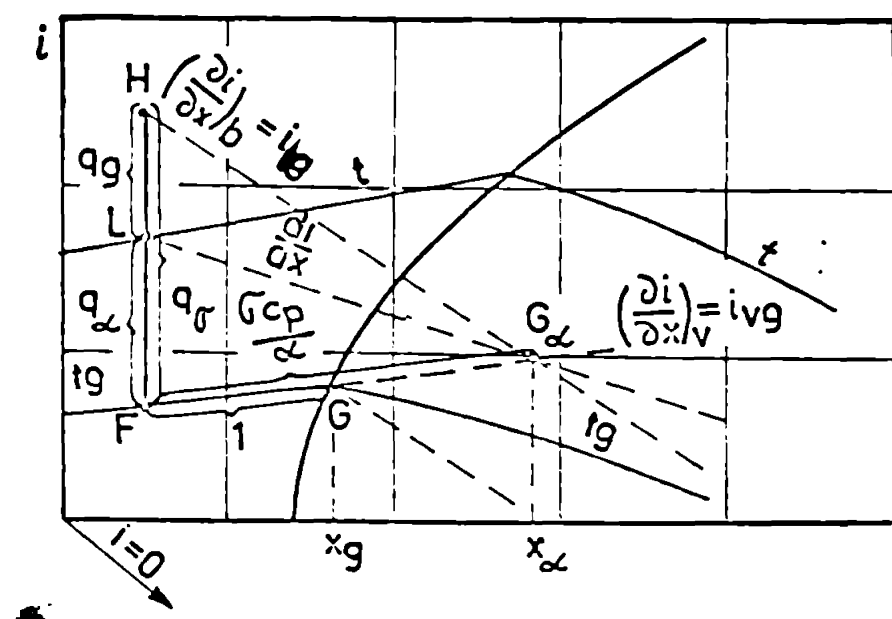


Fig. 4.12.

Se adoptă în continuare, ca și în cazul aerului umed, următoarea convenție de semne pentru fluxurile termice:

$q > 0$  - cînd fluxul de căldură este transmis dinspre benzină spre aer;

$q < 0$  - cînd fluxul de căldură se transmite dinspre aer spre benzină.

În concordanță cu aceasta și cu relațiile 4.92. și 4.95., în diagrama  $i-x$  fluxurile termice sînt (figura 4.12.):

$$\begin{aligned} q_g > 0 & - \text{dacă } H \text{ este deasupra lui } L; \\ q_\alpha > 0 & - \text{dacă } F \text{ este deasupra lui } L; \\ q_\sigma > 0 & - \text{dacă } H \text{ este deasupra lui } F. \end{aligned} \quad (4.99.)$$

Pentru orice altă situație relativă a stărilor H, F, L, fluxul respectiv devine negativ.

În cazul construcției prezentate (figura 4.12.), rezultă din diagramă:

$$q_\sigma > 0; \quad q_g > 0; \quad q_\alpha < 0; \quad (4.100.)$$

deci în procesul de evaporare al benzinei ( $q_\sigma > 0$ ), combustibilul se răcește ( $q_g > 0 \iff t_p > t_g$ ) și aerul se răcește ( $q_\alpha < 0 \iff t > t_g$ ).

Cazul limită  $\frac{\sigma_c}{\alpha} \approx 1$ , determină suprapunerea punctelor G și  $G_\alpha$  și reprezentările (figura 4.12.) se simplifică.

Un alt caz deosebit de interesant este acela când punctele H și L coincid:

$$q_g = 0; \quad q_\sigma > 0; \quad q_\alpha < 0 \quad \text{și} \quad q_\sigma = |q_\alpha|; \quad (4.101.)$$

deci nu se transmite căldură dinspre combustibil, aerul se răcește datorită vaporizării combustibilului, care rămâne la temperatură constantă.

#### 4.4. Vaporizarea neadiabatică

##### 4.4.1. Schimbul de căldură în vaporizarea neadiabatică

Carburatorul și colectorul de admisiune pe motor nu sînt izolate față de mediul exterior, de aceea procesul de vaporizare al combustibilului în aer, pe traseul de aspirație, este neadiabatic.

În afara schimbului de căldură și de substanță dintre combustibilul care se vaporizează și aer, are loc și un transfer termic între suprafața exterioară a traseului de admisiune și aerul ambiant.

Procesul devine deosebit de complex deoarece temperatura aerului exterior depinde de modul de instalare al carburatorului pe motor, în raport cu colectorul de evacuare și cu suprafețele calde ale motorului (figura 4.13.).

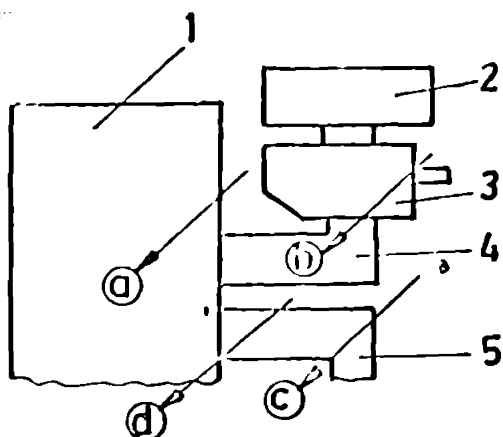


Fig. 4.13. Schema zonelor termice din vecinătatea carburatorului

În varianta de instalare laterală a carburatorului cu colectorul de evacuare situat sub cel de admisie, figura 4.13., aerul este cald în zonele a și d și rece în zonele b și c. Evident, în cazul când colectorul de evacuare este situat pe partea opusă celui de admisiune (AKO-L-25), în zona d aerul are o temperatură intermediară între a și c. Indiferent de modul particular de instalare a carburatorului, între aerul exterior de temperatură  $t_0$  (figura 4.9.) și amestecul de temperatură  $t$ , există

un schimb termic prin peretele conductei de admisie.

Notînd cu  $k$  coeficientul de trecere a căldurii, raportat la suprafața peretelui interior  $A_g$ , densitatea fluxului termic transmis între cele două fluide este:

$$q_g' = k(t_0 - t) \quad [W/m^2] \quad (4.102.)$$

Ecuația de bilanț termic 4.81. devine:

$$L^* di = \alpha_b(t_b - t_g) dS + i_{bg} L^* dx + q_g' dA_g \quad (4.103.)$$

Folosind și relația 4.79., se stabilește în final direcția schimbării de stare a aerului în diagrama  $i-x$ , pentru vaporizarea neadiabatică:

$$\left(\frac{di}{dx}\right)_n = \frac{\alpha_b(t_b - t_g) + q_g' \frac{A_g}{S}}{\rho(x_g - x)} + i_{bg} \quad (4.104.)$$

se înmulțind la numărător și numitor cu  $c_p/\alpha$ :

$$\left(\frac{di}{dx}\right)_n = \frac{q_g' + q_g}{\frac{\rho}{\alpha}(x_g - x)} + i_{bg} \quad (4.105.)$$



$$\text{unde } q_s = \frac{c_p}{\alpha} \frac{A_s}{S} q_s^* \quad [\text{J/kg}] \quad (4.106.)$$

represintă valoarea din diagramă a densității fluxului de căldură transmis spre sau dinspre mediul exterior, după cum  $t_0 \gtrless t$ .

În diagrama  $i-x$ , determinarea direcției  $(\frac{di}{dx})_n$  se face cunoscând stările  $L$ ,  $G$ , temperatura  $t_0$  și coeficienții  $k, \alpha$ ,  $A_s/S$ , figura 4.14.

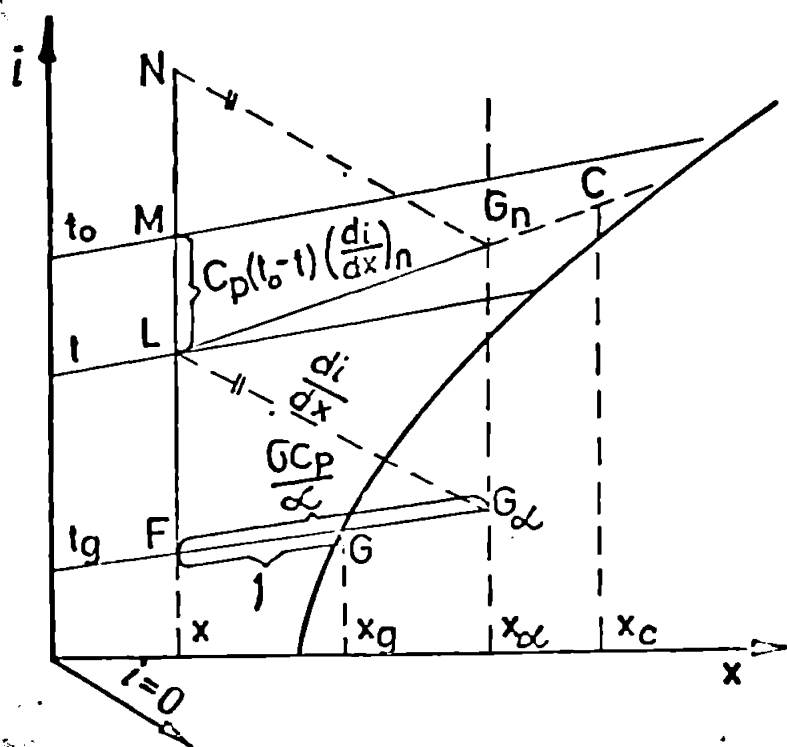


Fig. 4.14.

După metoda prezentată la vaporizarea adiabatică, se stabilesc în diagrama  $i-x$  punctele  $L$ ,  $F$ ,  $G$  și  $G_\alpha$ . Pe izoterma  $t_0$  se fixează punctul  $M$ , iar prin înmulțirea segmentului  $LM$  cu  $\frac{k}{\alpha} \frac{A_s}{S}$ , se găsește punctul  $N$ , prin care se duce paralela  $NG_n$  la direcția  $LG_\alpha$ . Direcția schimbării de stare a aerului  $L$  va fi după dreapta  $LG_n$ , în cazul vaporizării neadiabatice. Starea finală a amestecului în carburator va fi dată

de punctul  $C$ , la intersecția participării masice  $x_c$  a combustibilului în amestec, cu direcția schimbării de stare.

Starea finală  $C$  în vaporizarea neadiabatică, va fi determinată în mod esențial de temperatura mediului exterior  $t_0$ . Dacă  $t_0 < t$  (frecvent iarna), punctul  $N$  se va găsi sub  $L$  ( $q_s < 0$ ) și corespunzător punctul  $G_n$  coboară sub  $G_\alpha$ , starea finală a amestecului intră în domeniul de saturație, la temperaturi coborâte, cu depuneri de gheață pe obturator, determinând givrajul în sarcină.

#### 4.4.2. Metodă de determinare a stării aerului la limita de fază

Starea limită  $G$ , folosită frecvent în calculele din diagrama  $i-x$ , s-a presupus pînă acum cunoscută. Determinarea stării  $G$ ,

de la limita de fază, când există și combustibil neevaporizat, se face ținând seama de schimbul de căldură prin peretele conductei cu mediul ambiant, de temperatură  $t_o$  (figura 4.9.). Considerând că între secțiunile m-n, suprafața udată de peliculă este  $dA_u$ , debitul acesteia fiind  $\dot{m}_p$ , densitatea fluxului termic schimbat cu exteriorul este:

$$q_b^* = k_b(t_o - t_b) \quad [W/m^2] \quad (4.107.)$$

$k_b \quad [W/m^2 \text{ grad}]$  - coeficientul de transfer termic, raportat la suprafața interioară a conductei de admisie.

Considerând repartiția temperaturilor ca în figura 4.15., pentru perete cilindric se determină coeficientul linear global de schimb de căldură  $k_L$ :

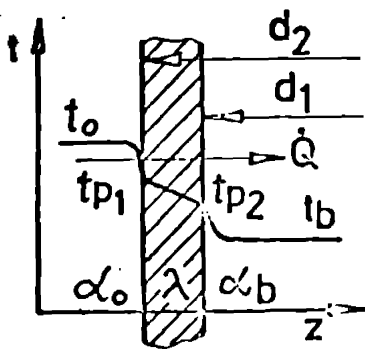


Fig. 4.15.

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b d_1} + \frac{1}{2\lambda \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\alpha_o d_2}} \quad [W/m \text{ grad}] \quad (4.108.)$$

unde:

$\alpha_b, \alpha_o \quad [W/m^2 \text{ grad}]$  - coeficientul de convecție la interiorul, respectiv la exteriorul conductei;

$\lambda \quad [W/m \text{ grad}]$  - coeficientul de conductivitate termică al peretelui.

Coeficientul  $k_b$  se poate exprima în funcție de  $k_L$  din egalitatea fluxului termic prin suprafața interioară și pe lungimea  $l$  a conductei:

$$\dot{Q} = \pi k_L l (t_o - t_b) = \pi d_1 l k_b (t_o - t_b) \quad [W] \quad (4.109.)$$

$$\text{deci: } k_b = \frac{k_L}{d_1} \quad (4.110.)$$

În expresia 4.108., evident  $\alpha_b \gg \alpha_o$ , de aceea coeficientul care determină mărimea lui  $k_b$  va fi în esență  $\alpha_o$ , primul și al doilea termen de la numitorul expresiei fiind neglijabili în raport cu al treilea.

Căldura transmisă conform relației 4.107., servește parțial pentru variația entalpiei peliculei  $d(\dot{m}_p i_b)$ , parțial se transmite aerului care curge peste suprafața de vaporizare, respectiv  $q'_g dA_u$ . Bilanțul fluxurilor termice va fi:

$$q'_g dA_u = d(\dot{m}_p i_b) + q'_g dA_u \quad (4.111.)$$

$$\text{cu } d(\dot{m}_p i_b) = \dot{m}_p di_b + i_b d\dot{m}_p \quad (4.112.)$$

$$\text{Notînd } k_u = \frac{A_u}{S} k_p \quad (4.113.)$$

și folosind relațiile 4.92., 4.93., 4.107., 4.109., pentru cazul  $t_b = t_g$ , relația 4.111. se aduce la forma:

$$c_p(t_o - t_g) = \frac{\alpha}{\alpha + k_u} \left[ c_p(t_o - t) + \frac{\int c_p(x_g - x)(i_{vg} - i_{bg}) + \dot{m}_p \frac{di_{bg}}{dx}}{\alpha} \right] \quad (4.114.)$$

Ultimul termen din expresia 4.114. se poate neglija, deoarece  $\dot{m}_p \ll L$ ; rezultă:

$$c_p(t_o - t_g) = \frac{\alpha}{\alpha + k_u} \left[ c_p(t_o - t) + \frac{\int c_p(x_g - x)(i_{vg} - i_{bg})}{\alpha} \right] \quad (4.115.)$$

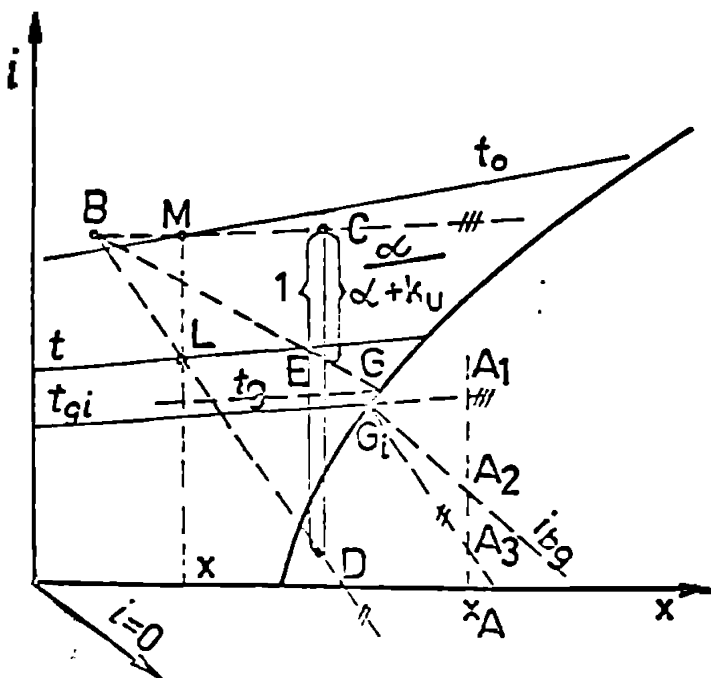


Fig. 4.16.

Relația 4.115. permite determinarea stării G prin construcție grafică în diagrama  $i-x$ , figura 4.16., cînd se cunoaște temperatura mediului ambiant  $t_o$ , respectiv mărimile  $\int c_p/\alpha$ ,  $\alpha$  și  $k_u$ .

Pe izoterma  $t_o$  se stabilește punctul M, pe verticala stării aerului L. Într-o primă aproximație, se consideră temperatura la limita de fază  $t_{gi} = t_b$ . Această primă aproximație

nu influențează exactitatea rezultatului final. Se ridică la  $x_A$ , arbitrar, o perpendiculară pe axa Ox, pe care se stabilesc punctele  $A_1$ ,  $A_2$ , respectiv pe prelungirea lui  $t_{g1}$  și la intersecția cu entalpia combustibilului la limita de fază. Pe aceeași perpendiculară, poziția lui  $A_3$  este dată de relația:

$$\overline{A_1 A_3} = \frac{\sigma_p^0}{\alpha} \overline{A_1 A_2} \quad (4.116.)$$

Prin punctul L, de stare a aerului, se duce  $LD \parallel G_1 A_3$  și prin M,  $MC \parallel t_{g1}$ . La intersecția lor se găsește punctul B. Ținând seama de divergența mică dintre izoterma  $t_0$  și dreapta MC, punctul B se poate stabili doar prin prelungirea dreptei LD pînă la intersecția sa cu izoterma  $t_0$ . Punctul E pe segmentul  $\overline{CB}$  se stabilește din relația:

$$\overline{CE} = \frac{\alpha}{\alpha + k_u} \overline{CB} \quad (4.117.)$$

Unind punctul E cu B și prelungind dreapta BE pînă la intersecția cu curba limită, se găsește starea G, care va diferi puțin de starea  $G_1$  apreciată inițial. La diferențe mari între cele două puncte, se repetă construcția cu punctul G găsit și așa mai departe, pînă cînd ultimele două stări G coincid. În cazul  $\overline{c_p}/\alpha \approx 1$ , construcția se simplifică, deoarece punctul  $A_2$  coincide cu  $A_3$ .

#### 4.4.3. Relații criteriale folosite pentru calculul procesului de schimb de căldură și de substanță la formarea amestecului carburant

Pentru calculul teoretic al stărilor amestecului carburant pe traseul de aspirație (vezi paragrafele 4.4.4. și 4.4.5.), este necesară stabilirea factorului Lewis,  $\overline{c_p}/\alpha$ , a cărui metodă de determinare se bazează pe tripla analogie dintre schimbul de căldură, de substanță și de impulsuri, procese care apar la vaporizarea unui lichid în aer.

La limita de separație dintre un lichid și un gaz, în care pot să difuzeze vaporii de lichid, se produc următoarele procese /12, 15, 20, 68, 74/:

- schimb de căldură, datorită gradientului de temperatură la suprafața de separație;

- schimb de substanță, datorită gradientului de concentrație sau presiune parțială a vaporilor în mediul gazos;

- schimb de impulsuri, datorită gradientului de viteză.

Ecuația transferului de căldură, fără a considera căldura datorită compresiunii și frecării, este:

$$\nabla \text{ grad } t = a \nabla^2 t \quad (4.118.)$$

Ecuația diferențială a schimbului de substanță:

$$\nabla \text{ grad } C = D \nabla^2 C \quad (4.119.)$$

iar ecuația de mișcare pentru un mediu incompresibil, fără cădere de presiune ( $\text{grad } p = 0$ ) și fără forțe exterioare:

$$\nabla \text{ grad } w = \nu \nabla^2 w \quad (4.120.)$$

În aceste ecuații, pe lângă notațiile cunoscute, s-au folosit:

$a$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] - coeficient de difuzibilitate termică;

$D$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] - coeficient de difuziune al vaporilor lichidului în gaz;

$\nu$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] - viscositatea cinematică.

La aceste ecuații se adaugă ecuațiile de contur pentru schimbul de căldură și de substanță:

$$\alpha (t_p - t_\infty) = \dot{q} = -\lambda \frac{dt}{dx} = -a \frac{d(\rho t)}{dx} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (4.121.)$$

relație care exprimă egalitatea dintre densitatea fluxului termic transmis prin conducție în stratul limită și cel transmis fluidului în mișcare. Analog:

$$\beta (c_{v_p} - c_{v_\infty}) = \dot{g}_v = -D \frac{dc_v}{dx} = \sigma (x_p - x_\infty) \quad [\text{kg}/\text{m}^2\text{s}] \quad (4.122.)$$

relație care redă egalitatea dintre densitatea fluxului de substanță, transmis prin difuziune în stratul limită și cel convectiv.

În aceste relații:

$\alpha$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{grad}$ ] - coeficient de convecție termică;

$t_p, t_\infty$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura la limita de separație, respectiv a fluidului neinfluențat de perete;

$\dot{q}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] - densitatea fluxului de căldură;

$\dot{g}_v$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ] - densitatea fluxului de substanță;

$z$  [ $\text{m}$ ] - coordonata perpendiculară pe suprafața de separație, figura 4.9.;

$\beta$  [ $\text{m}/\text{s}$ ] - coeficient de schimb convectiv de substanță;

$c_{v_p}, c_{v_\infty}$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] - concentrația vaporilor la limita de separație, respectiv în curentul de aer;

$\lambda$  [ $\text{W}/\text{m}\text{grd}$ ] - coeficient de conductibilitate termică;

$\gamma$  [ $\text{kg}_L/\text{m}^2\text{s}$ ] - cifră de evaporare /74/, sau uneori denumit coeficient de schimb de substanță /12/;

$x_p, x_\infty$  [ $\text{kg}/\text{kg}_L$ ] - participarea masică a vaporilor, în amestec, la limita de separație, respectiv în curentul de aer.

Din ecuația 4.121. rezultă criteriul de similitudine Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha_1}{\lambda} \quad (4.123.)$$

și similar, din ecuația 4.122., criteriul Nusselt de speța a II-a:

$$Nu_D = \frac{\beta_1}{D} \quad (4.124.)$$

Analog cu invariantul Prandtl  $Pr = \gamma/a$ , stabilit din ecuațiile 4.118. și 4.120., s-a stabilit din ecuațiile 4.119. și 4.120. criteriul Schmidt:

$$Sc = \frac{\gamma}{D} \quad (4.125.)$$

Raportul dintre criteriile  $Sc$  și  $Pr$  definește în literatură criteriul Lewis:

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{a}{D} \quad (4.126.)$$

Pentru schimbul de căldură în curent forțat, s-au stabilit ecuațiile criteriale de formă:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4.127.)$$

Din considerații de asemănare, din relațiile 4.119. și 4.122. se stabilesc ecuații criteriale pentru schimbul de substanță:

$$Nu_D = f(Re, Sc) \quad (4.128.)$$

Forma analogă a ecuațiilor de schimb de căldură și de substanță, determină ca funcția  $f$  pentru schimbul de căldură și de substanță să fie identică, cît timp ecuațiile sînt valabile și condițiile de contur sînt analoge.

În schimbul de căldură și de substanță, se folosește adesea criteriul Stanton de speța I-a și a II-a, respectiv:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{W \rho c_p} \quad (4.129.)$$

$$St_D = \frac{Nu_D}{Re Sc} = \frac{\beta}{W} \quad (4.130.)$$

Dacă  $St = St_D$ , adică  $Le = 1$ , din 4.129. și 4.130. rezultă:

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho c_p} \quad (4.131.)$$

relație cunoscută sub numele de legea lui Lewis. În acest caz, cîmpurile de temperatură și de concentrație sînt asemenea între ele, fiind posibil de determinat coeficientul de schimb de substanță  $\beta$ , din cel de schimb de căldură  $\alpha$ .

În cazul proceselor de vaporizare, în care presiunea parțială a vaporilor formați din lichid este mult mai mică decît presiunea totală a amestecului (ipoteză valabilă și la vaporizarea combustibilului în aer), legea lui Lewis se poate aduce la o altă formă /74/, înlocuind coeficientul de schimb convectiv de substanță  $\beta$ , prin coeficientul  $\sigma$ , conform relației:

$$\sigma = \beta \rho_L \quad (4.132.)$$

în care:

$\rho_L$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea mediului gazos (aerului).



Inlocuind 4.132. in 4.131., rezultă in cazul  $Le = 1$ :

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p} \text{ sau } \frac{\sigma c_p}{\alpha} = 1 \quad (4.133.)$$

E. Schmidt a scris pentru cazul general:

$$\varepsilon = \frac{\sigma c_p}{\alpha} \quad (4.134.)$$

Factorul Lewis,  $\sigma c_p / \alpha$ , necesar stabilirii stărilor amestecului in diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, se poate determina fie pe baza analogiei dintre schimbul de căldură și de substanță /12, 68/, fie din calculul separat al coeficientului de schimb de căldură  $\alpha$  și a celui de schimb de substanță  $\beta$  sau  $\sigma$ , din ecuații criteriale; in prezenta lucrare s-a folosit cea de-a doua metodă.

Pentru calculul coeficientului de convecție  $\alpha$ , la curgerea forțată in conducte circulare, s-au stabilit mai multe relații criteriale in literatura de specialitate /1, 49, 57, 74, 75/, care conduc la valori apropiate ale lui  $\alpha$ . Relația cea mai cunoscută este:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \varepsilon_1 \quad (4.135.)$$

sau o relație asemănătoare dată in /37/, folosită și in /64/:

$$Nu = 2 + A Pr^{0,33} Re^n Gu^m \quad (4.136.)$$

care pentru  $Re > 200$ , cazul curgerii prin conducta de aspirație in majoritatea regimurilor motorului, are forma:

$$Nu = A Pr^{0,33} Re^n Gu^m \quad (4.137.)$$

cu valorile coeficientului  $A$  și ale exponenților  $n$  și  $m$  depinzând de criteriul Reynolds.

In cazul vaporizării dinamice pe traseul de aspirație, vaporii se formează fie la periferia picăturilor sferice, fie la suprafața peliculei care sîruieste pe conductă. In cazul vaporizării

picăturilor în aer, o serie de experimentări /76/ cu substanțe pare, unele găsiindu-se în compoziția benzinelor și dimensiuni ale picăturilor comparabile cu cele ale benzinei pulverizate în carburator (0,10... 0,15 mm), au dus la ecuații criteriale de formă:

$$Nu_D = k + A' Sc^{0,33} Re^{n'} \quad (4.138.)$$

Constantele din relația 4.138. au valorile:

$$k = 0 \text{ sau } 2; A' = 0,3 \dots 0,6; n' = 0,5 \dots 0,6; \quad (4.139.)$$

Coeficienții  $A'$  scad cu creșterea criteriului  $Re$ , iar exponenții  $n'$  cresc ușor cu cifra  $Re$  /37, 76/.

În lucrarea /62/, pentru vaporizarea dinamică în ansamblu în carburator, este dată relația criterială:

$$Nu_D = 0,62 Re^{0,6} Sc^{0,3 \dots 0,4} \quad (4.140.)$$

iar în /37/, se dă o relație similară cu cele din /76/:

$$Nu_D = 2 + A' Sc^{0,33} Re^{n'} Gu^{m'} \quad (4.141.)$$

cu  $A'$ ,  $n'$  și  $m'$  depinzînd de regimul de curgere pe traseul de aspirație. Criteriul Gukhman, folosit în relațiile anterioare, are expresia:

$$Gu = \frac{t_{am} - t_{um}}{T_{am}} \quad (4.142.)$$

unde:

$t_{am}, T_{am}$  [ $^{\circ}C, ^{\circ}K$ ] - temperatura amestecului carburant;  
 $t_{um}$  [ $^{\circ}C$ ] - temperatura termometrului umed (adiabatic).

Cu ajutorul relațiilor criteriale de mai sus se calculează coeficientul de schimb de substanță  $\beta$  și apoi cu relația 4.132., coeficientul  $\overline{U}$ , necesar stabilirii factorului Lewis.

**4.4.4. Stabilirea stărilor amestecului carburant cu ajutorul diagramei i-x și studiul posibilității de givraj în carburator**

În capitolul 2 s-a prezentat problema givrajului carburatorilor și consecințele acestui fenomen asupra funcționării motoarelor, așa cum se prezintă în literatura de specialitate. Trăsarea practică a diagramei i-x, aer-combustibil și studiul schimbului de căldură și de substanță în procesul vaporizării combustibililor pe traseul de aspirație, face posibilă abordarea teoretică a fenomenului de givraj.

Studiul teoretic al fenomenului de givraj s-a realizat asupra unui carburator W 207, de pe motorul AHO-L-25 (figura 4.17.).

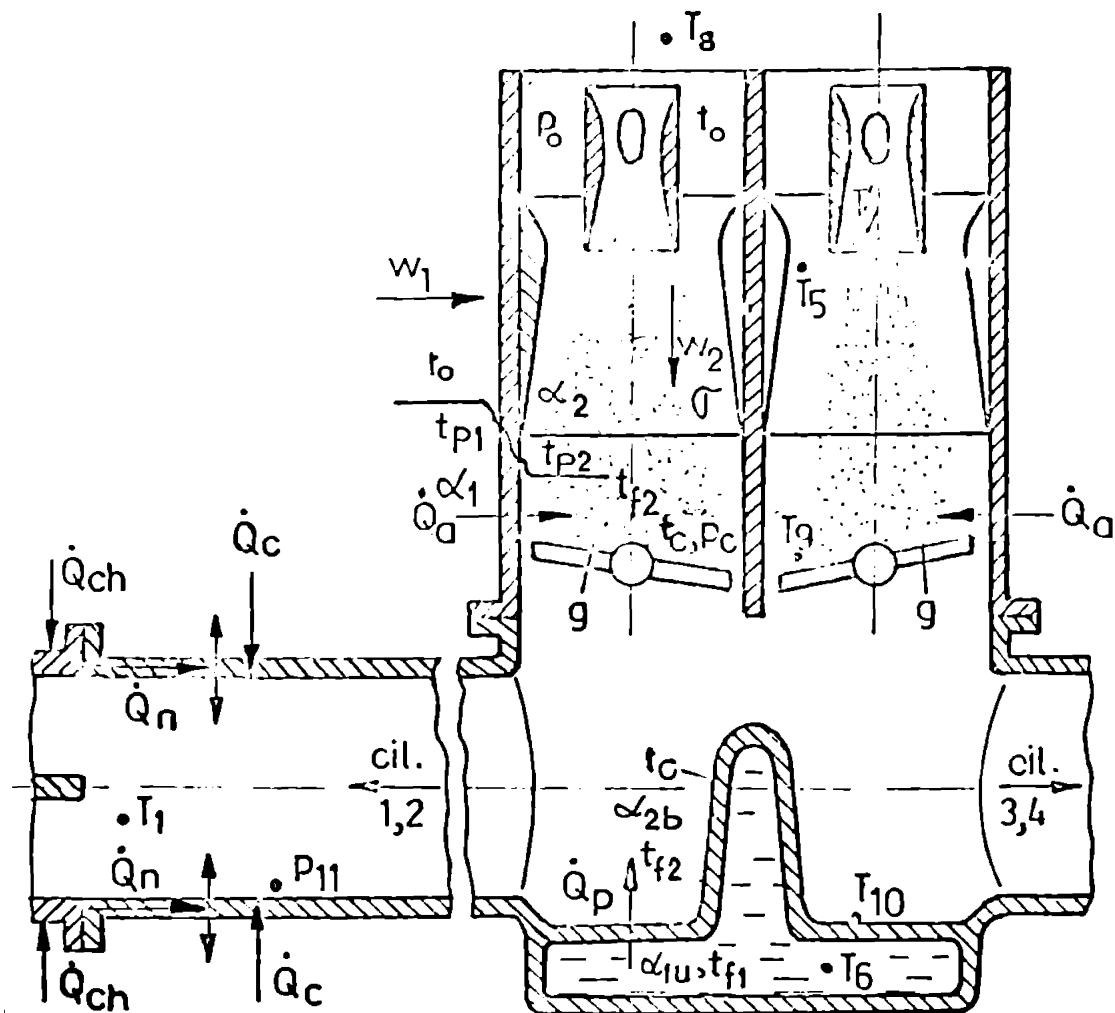


Fig. 4.17. Schema fluxurilor termice la carburatorul W 207

Semnificația notațiilor din figura 4.17. este următoarea:

- $P_0$  [N/m<sup>2</sup>] - presiunea aerului la intrarea în carburator;
- $t_0$  [°C] - temperatura aerului la intrarea în carburator;
- $w_2$  [m/s] - viteza aerului în camera de amestec;

$\alpha_2$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] - coeficientul de convecție al amestecului aer-vapori de combustibil;

$t_{f2}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura medie a fluidului (amestec) interior camerei de amestec;

$t_c$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura pe clapeta de amestec;

$p_c$  [ $\text{N}/\text{m}^2$ ] - presiunea înainte de clapeta de amestec;

$\alpha_1$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] - coeficientul de convecție al aerului din exteriorul carburatorului;

$w_1$  [ $\text{m}/\text{s}$ ] - viteza aerului în exteriorul carburatorului;

$t_{p1}, t_{p2}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura suprafețelor peretelui la exterior, respectiv la interior;

$\dot{Q}_a$  [ $\text{W}$ ] - fluxul termic transmis amestecului de la mediul exterior în zona camerei de amestec;

$\alpha_{2b}$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] - coeficientul de convecție de la pelicula de combustibil la peretele "petei calde";

$\alpha_{1a}$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] - coeficientul de convecție al fluidului din "pata caldă";

$t_{f1}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] - temperatura fluidului ce circulă în "pata caldă";

$\dot{Q}_p$  [ $\text{W}$ ] - fluxul termic transmis în zona "petei calde";

$\dot{Q}_c$  [ $\text{W}$ ] - fluxul termic transmis în ramura colectorului corespunzătoare unui grup de cilindri;

$\dot{Q}_n$  [ $\text{W}$ ] - fluxul termic transmis prin efect de nervură al colectorului;

$\dot{Q}_{ch}$  [ $\text{W}$ ] - fluxul termic transmis în zona chiulasei.

Calcululele s-au efectuat pentru regimul de sarcină nominală al motorului ( $\chi = 1$ ), regimul de sarcină parțială ( $\chi = 1/2$ ) și regimul de mers în gol forțat ( $\chi = 0$ ;  $n = 3000$  rot/min), în mai multe variante ale temperaturii mediului exterior și ale coeficientului excesului de aer  $\lambda$ .

Intr-o primă etapă s-au calculat coeficienții de schimb de căldură și de substanță cu ajutorul relațiilor criteriale (vezi paragraful 4.4.3.), precum și factorul Lewis.

Rezultatele calcululelor pentru regimul de sarcină nominală al motorului și  $\lambda = 1$ , sînt prezentate în tabelul 4.1., iar pentru celelalte regimuri în anexa IV. În aceeași anexă sînt redată și diagramele ajutătoare de calcul a parametrilor amestecului, stabilite la calculul diagramei i-x, aer-combustibil.

Tabelul 4.1

Nr. crt.	Temperatura [°C]		-5	0	5	10	15	20	25
	Marimea								
1	Parametri initiali		$P_e = 55 [kW]; \lambda = 1,0; \varphi = 60\%; x_c = 6,801 \cdot 10^{-2} [kg_c/kg_L]$						
2	Parametri aerului	$w_L$ [m/s]	24,99	25,47	25,95	26,42	26,9	27,38	27,85
3		$10^6 \nu$ [m <sup>2</sup> /s]	12,95	13,425	13,9	14,28	14,66	15,18	15,7
4		$10^6 \alpha$ [m <sup>2</sup> /s]	18	18,6	19,2	19,95	20,7	21,35	22
5		$10^3 \lambda$ [W/mK]	23,15	23,425	23,7	24,05	24,4	24,75	25,1
6		$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,17	1,148	1,127	1,1066	1,087	1,068	1,05
7		$10^{-3} c_p$ [J/kgK]	1,008	1,0095	1,011	1,0105	1,010	1,011	1,012
8		Parametri vaporilor de combustibil	$10^6 \nu$ [m <sup>2</sup> /s]	1,1377	1,1949	1,2536	1,3142	1,3765	1,4408
9	$10^6 \alpha$ [m <sup>2</sup> /s]		1,509	1,538	1,565	1,615	1,662	1,720	1,807
10	$10^3 \lambda$ [W/mK]		10,05	10,334	10,608	10,913	11,210	11,518	12,017
11	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		4,372	4,290	4,212	4,136	4,063	3,992	3,924
12	$10^3 c_p$ [J/kgK]		1,523	1,566	1,609	1,6335	1,66	1,6755	1,695
13	$10^6 D$ [m <sup>2</sup> /s]		6,879	7,143	7,412	7,686	7,965	8,249	8,538
14	Parametri amestec	$10^6 \nu$ [m <sup>2</sup> /s]	12,976	13,334	13,786	14,151	14,498	14,99	15,478
15		$10^6 \alpha$ [m <sup>2</sup> /s]	18,68	19,04	19,30	19,79	20,07	20,43	20,73
16		$10^3 \lambda$ [W/mK]	23,019	23,269	23,51	23,84	24,143	24,459	24,77
17		$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,202	1,185	1,172	1,155	1,145	1,132	1,121
18		$10^{-3} c_p$ [J/kgK]	1,0249	1,0311	1,0391	1,0428	1,0507	1,0578	1,066
19	Schimbul de caldura	$10^{-4} Re$	7,763	7,641	7,529	7,468	7,422	7,306	7,197
20		$Pr$	0,689	0,70	0,714	0,715	0,722	0,734	0,747
21		$Nu$	160,7	159,8	159,2	158,34	158,2	157,3	156,6
22		$q$ [W/m <sup>2</sup> K]	92,49	92,95	93,6	94,37	95,48	96,2	96,99
23	Schimbul de substanta	$\xi_c$	1,872	1,867	1,86	1,841	1,82	1,817	1,813
24		$Nu_D$	309,46	305,2	302,86	300,23	298,01	294,9	291,44
25		$10^3 \dot{v}$ [m/s]	53,05	54,50	56,12	57,69	59,34	60,84	62,2
26		$10^3 \dot{v}$ [kg/m <sup>2</sup> s]	62,06	62,57	63,24	63,84	64,51	64,95	65,31
27		$\sqrt{c_p/\alpha}$	0,698	0,694	0,702	0,705	0,71	0,714	0,718

Stabilirea parametrilor amestecului, necesari in ecuațiile criteriale de schimb de căldură și de masă (vezi paragraful 4.4.3.), s-a făcut cu următoarele relații:

- conductivitatea termică a amestecului:

$$\lambda_{am} = \gamma_V \lambda_V + \gamma_L \lambda_L \quad (4.143.)$$

unde:

$\gamma_V, \gamma_L$  - participările volumice ale vaporilor, respectiv aerului in amestec;

$\lambda_V, \lambda_L$  [W/m K] - conductivitatea termică a vaporilor, respectiv a aerului.

Participările volumice s-au calculat cu ajutorul presiunii partiale a vaporilor in amestec (calculată la trasarea diagramei i-x și redată in anexa IV a) astfel:

$$\gamma_V = \frac{p_V}{p_{am}} \text{ și } \gamma_L = \frac{p_{am} - p_V}{p_{am}} \quad (4.144.)$$

unde:

$p_V$  [N/m<sup>2</sup>] - presiunea parțială a vaporilor de combustibil;

$p_{am}$  [N/m<sup>2</sup>] - presiunea amestecului carburant.

- densitatea amestecului:

$$\rho_{am} = \sum \gamma_i \rho_i \quad (4.145.)$$

- căldura specifică a amestecului:

$$c_{p_{am}} = \sum \mu_i c_{p_i} \quad (4.146.)$$

- difuzivitatea termică a amestecului:

$$a_{am} = \left( \frac{\lambda}{\rho c_p} \right)_{am} \quad (4.147.)$$

in care  $\lambda$  reprezintă conductivitatea termică a amestecului.

- viscozitatea cinematică a amestecului  $\nu$ :

$$\nu_{am} = \frac{(1 - \varepsilon_L) \nu_v + 1,61 \varepsilon_L \nu_L}{1 + 0,61 \varepsilon_L} \quad (4.148.)$$

cu  $\varepsilon_L = \frac{p_{am} - p_v}{p_{am}}$  (4.149.)

unde:

$\nu_v, \nu_L$  [ $m^2/s$ ] - viscozitatea cinematică a vaporilor de combustibil, respectiv a aerului.

Pentru verificarea densității amestecului, s-a folosit și relația:

$$\rho_{am} = \frac{(1+x_v)M_v}{R(x_v + \frac{M_v}{M_L})} \frac{p_{am}}{T} \quad (4.150.)$$

$M_v, M_L$  [ $kmol/kg$ ] - mase moleculare a vaporilor de benzină, respectiv a aerului;

$x_v$  [ $kg_c/kg_L$ ] - participarea masică a vaporilor de combustibil în aer (anexa IV b).

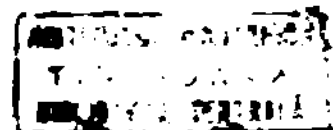
Avînd astfel calculat factorul Lewis, s-a trecut la determinarea stărilor amestecului carburant în diferite puncte ale carburatorului, folosind diagrama i-x, aer-combustibil. Deoarece cauza principală a givrajului este scăderea temperaturii clapetei de amestec, temperaturile teoretice ale acesteia s-au determinat atât cu metoda "dreptei de amestec", folosind scara marginală a diagramei i-x, cît și prin considerarea vaporizării adiabatică, respectiv nendiabatică, a combustibilului în aer.

Metoda dreptei de amestec. Panta dreptei de amestec este dată de relația:

$$\left( \frac{\Delta i}{\Delta x} \right)_{t_0} = c_{p1} t_0 \quad (4.151.)$$

$c_{p1}$  [ $kJ/kg K$ ] - căldura specifică a combustibilului lichid la temperatura  $t_0$ , de intrare în carburator.

Pe scara marginală a diagramei i-x, se fixează punctul A, corespunzător acestei direcții (figura 4.18.). Se fixează în dia-









găsim punctul  $L_u$ , ce reprezintă starea aerului uscat la temperatura  $t_0$  și adăugînd grafic entalpia umidității  $x_w$ , conținută în aer la temperatura acestuia (anexa IV.c):

$$\overline{L_u L} = (1_w)_{p_0} t_0 \quad (4.152.)$$

se obține starea inițială L.

Prin punctul L se duce o dreaptă paralelă cu dreapta PE (P - polul diagramei i-x), care la intersecție cu conținutul  $x_c$  de combustibil al amestecului, determină starea  $C_d^*$ . Se face corecția de entalpie, considerînd entalpia umidității din aer la starea  $C_d$ :

$$\overline{C_d^* C_d} = (1_w)_{p_0} t_{cd} \quad (4.153.)$$

și se obține starea  $C_d$  a amestecului după dreapta de amestec, din diagrama i-x rezultînd temperatura  $t_{cd}$  (tabelul 4.2.).

Cazul vaporizării adiabatică. Pentru calculul temperaturii clapetei de amestec după această metodă, se determină mai întîi starea G a aerului la limita de fază (vezi paragraful 4.4.2.). Se stabilește pentru aceasta coeficientul de convecție  $\alpha_1$ , la exteriorul carburatorului, cu relația /75/:

$$Nu = 1,11 C Re^m Pr^{0,31} \left(0,785 \frac{T_p}{T_f}\right)^{m/4} \quad (4.154.)$$

Cunoscînd din calculul precedent coeficientul de convecție  $\alpha_2$  al amestecului, se calculează coeficientul de transfer de căldură în zona camerei de amestec:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.155.)$$

Se adoptă relația pereților plani, deoarece raportul  $d_1/d_0 = 0,77 > 0,50$ . Inițierea calculului stării G se face considerînd temperatura la limita de fază  $t_{f1} = t_0$ . Se stabilesc apoi punctele  $A_1$ ,  $A_2$  și  $A_3$ , cu metoda din paragraful 4.4.2.:

Tabelul 4.2

Nr. crt.	Temperatura [°C] Mărimi	to	-5		0		5		10		15		20		25	
			100	200	100	200	100	200	100	200	100	200	100	200	100	200
1	Parametri initiali		$P_e = 55 [kW] ; \lambda = 1 ; \varphi = 60 \% ; w_i = 10 [m/s]$													
2	$\alpha_r [W/m^2K]$		76,25		75,50		75,20		75,06		74,62		74,11		73,81	
3	$k [W/m^2K]$		41,69		41,59		41,59		41,71		41,78		41,82		41,99	
4	$(\frac{\Delta i}{\Delta x})_{t_0} [K^2/kg_c]$		-10,66		0		10,805		21,75		32,84		44,1		55,48	
5	$C_{pl} [KJ/kgK]$		2,132		2,146		2,161		2,175		2,189		2,203		2,219	
6	$10^3 x_w [kg/kg_L]$		1,530		2,332		3,334		4,704		6,551		9,019		12,282	
7	$(i_w)_{t_0, p_0} [KJ/kg_L]$		3,4		5,8		8,4		11,85		16,4		22,5		28,4	
8	$(i_w)_{t_c, p_c} [KJ/kg_L]$		1,8		3,8		6,2		9,1		13,1		18,41		24,4	
9	$t_{cd} [°C]$		-13,9		-10,8		-7,3		-2,9		-0,4		2,1		3,7	
10	$t_c [°C]$		-13		-10,2		-7,0		-3,0		-0,7		2,6		5,0	
11	$t_{cn} [°C]$		-11,5		-8,6		-6,5		-1,8		0,8		3,4		4,7	
12	$10^2(x_L)_{cd} [kg_c/kg_L]$		5,48		5,00		4,50		3,65		3,02		2,25		1,65	
13	$10^2(x_L)_c [kg_c/kg_L]$		5,38		4,90		4,51		3,66		3,10		2,00		1,10	
14	$10^2(x_L)_{cn} [kg_c/kg_L]$		5,10		4,70		4,39		3,35		2,70		1,75		1,25	
15	$\dot{Q}_a [W]$		4,90		4,89		4,89		4,90		4,91		4,92		4,94	
16	$\alpha_{10} [W/m^2K]$		305	462	305	462	305	462	305	462	305	462	305	462	305	462
17	$\alpha_{20} [W/m^2K]$		7038	10932	7038	10932	7038	10932	7038	10932	7038	10932	7038	10932	7038	10932
18	$k_p [W/m^2K]$		288	433	288	433	288	433	288	433	288	433	288	433	288	433
19	$\dot{Q}_p [W]$		225	641	219	632	215	626	205	612	200	604	195	596	192	592
20	$t_{cp} [°C]$		-9,5	-7,7	-6,7	-4,6	-4,8	-2,5	0	3,2	2,8	6,8	5,4	9,4	6,7	11,2
21	$\dot{Q}_c [W]$		25,5	23	28	25	32	29	33	28	36	30	39	34	44	38
22	$t_{fm} [°C]$		126		131		134		148		155		170		175	
23	$\dot{Q}_{nec} [W]$		2531		2355		2213		1743		1428		964		698	
24	$t_D [°C]$		-8,8		-6,6		-2,5		1,1		4,3		8,2		11,5	
25	$\dot{Q}_n [W]$		64,31		64,47		64,7		64,95		65,34		65,6		65,85	
26	$\alpha_{ch} [W/m^2K]$		48,7		49,3		49,7		49,8		49,9		50,1		50,4	
27	$\dot{Q}_{ch} [W]$		74		71,2		68,1		64,55		61		57,5		54,1	
28	$\dot{Q}_d [W]$		1830	1419	1655	1253	1532	1127	1084	687	781	389	330	-612	70	-318

$$\overline{A_1 A_3} = \frac{G_c p}{\alpha} \overline{A_1 A_2} \quad (4.156.)$$

Ducînd prin L o paralelă la  $\overline{G_1 A_3}$ , rezultă punctul B. La conținutul  $x_K$ , arbitrar, pe dreapta  $BA_1$ , se stabilește punctul K, iar pe dreapta LB, punctul D și din raportul:

$$\overline{KB} = \frac{\alpha}{\alpha + k} \overline{KD} \quad (4.157.)$$

rezultă punctul E, care unit cu B, determină starea G, într-o primă aproximație.

S-a constatat că reluarea determinării lui G într-o a doua aproximație nu este necesară, punctele G ajungînd să coincidă cu cele după primul calcul. Cunoșcînd starea G, se stabilește starea  $G_\alpha$ :

$$\overline{G_\alpha G} = \frac{G_c p}{\alpha} \overline{G_0 G} \quad (4.158.)$$

Se unește L cu  $G_\alpha$  și la intersecție cu participarea masică a combustibilului  $x_c$ , rezultă starea C', la care făcînd corecția de entalpie a umidității din aer:

$$\overline{C'C} = (i_w)_{p_c} t_c \quad (4.159.)$$

se obține starea adiabatică a amestecului, din diagramă rezultînd temperatura  $t_c$ .

Cazul vaporizării neadiabatică. În acest caz, se ține seama de căldura transmisă de la mediul exterior de temperatură  $t_0$ , la amestecul de temperatură  $t < t_0$ . Temperatura medie a amestecului pînă la clapeta de amestec se ia:

$$t = \frac{t_0 + t_c}{2}, \text{ cu } t_c \text{ determinat anterior. Se stabilește astfel punctul N (vezi paragraful 4.4.):}$$

$$\overline{LN} = \frac{k}{\alpha} \frac{A}{S} c_{p_{am}} (t_0 - t) \quad (4.160.)$$

Prin N se duce paralela  $NG_n$  la  $LG_\infty$  ( $G_n$  pe verticala lui  $t_\infty$ ) și unind L cu  $G_n$ , la intersecția cu  $x_c$  se stabilește punctul  $C'_n$ . Cu corecția de entalpie a umidității din aer:

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = (\dot{L}_w)_{p_c} t_{cn} \quad (4.161.)$$

se determină temperatura  $t_{cn}$  pe clapeta de amestec în cazul vaporizării neadiabatice.

Pentru temperaturile de pe clapetă astfel determinate, se stabilesc din diagrama  $i-x$ , participările în fază lichidă ale combustibilului în zona clapei de amestec  $(x_1)_{cd}$ ,  $(x_1)_c$ ,  $(x_1)_{cn}$  (tabelul 4.2.).

Temperatura în canalul de mers în gol, este a doua cauză a givrajului carburatoarelor și s-a determinat cu metoda dreptei de amestec. Participarea masică a combustibilului în amestecul din canalul de mers în gol este dată de relația:

$$(x_c)_{MG} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{\mu_c}{\mu_a} \frac{A_c}{A_a} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a}} \sqrt{\frac{\Delta p_c}{\Delta p_a}} \quad (4.162.)$$

Cunoscînd dimensiunile geometrice ale jicloarelor de combustibil și de aer de frînare, pentru mersul în gol, iar din experimentări coeficienții de debit ai acestora și domeniul raportului diferențelor de presiune, a rezultat pentru carburatorul W207:

$$(x_c)_{MG} = 1,053 \dots 1,025 \quad \text{kg}_c/\text{kg}_L \quad (4.163.)$$

La intersecția dreptei de amestec cu  $(x_c)_{MG}$ , se stabilește punctul D, care determină temperatura din canalul de mers în gol,  $t_D$ .

Rezultatele calculelor teoretice ale temperaturilor pe clapeta de amestec și în canalul de mers în gol, pentru regimurile considerate, la diferite temperaturi inițiale ale aerului și coeficienți ai excesului de aer, sînt redată în figurile 4.19., 4.20. și 4.21., iar calculele în anexa IV.

Se observă în toate cazurile că odată cu îmbogățirea amestecului, temperaturile pe clapeta de amestec scad, fenomen expli-

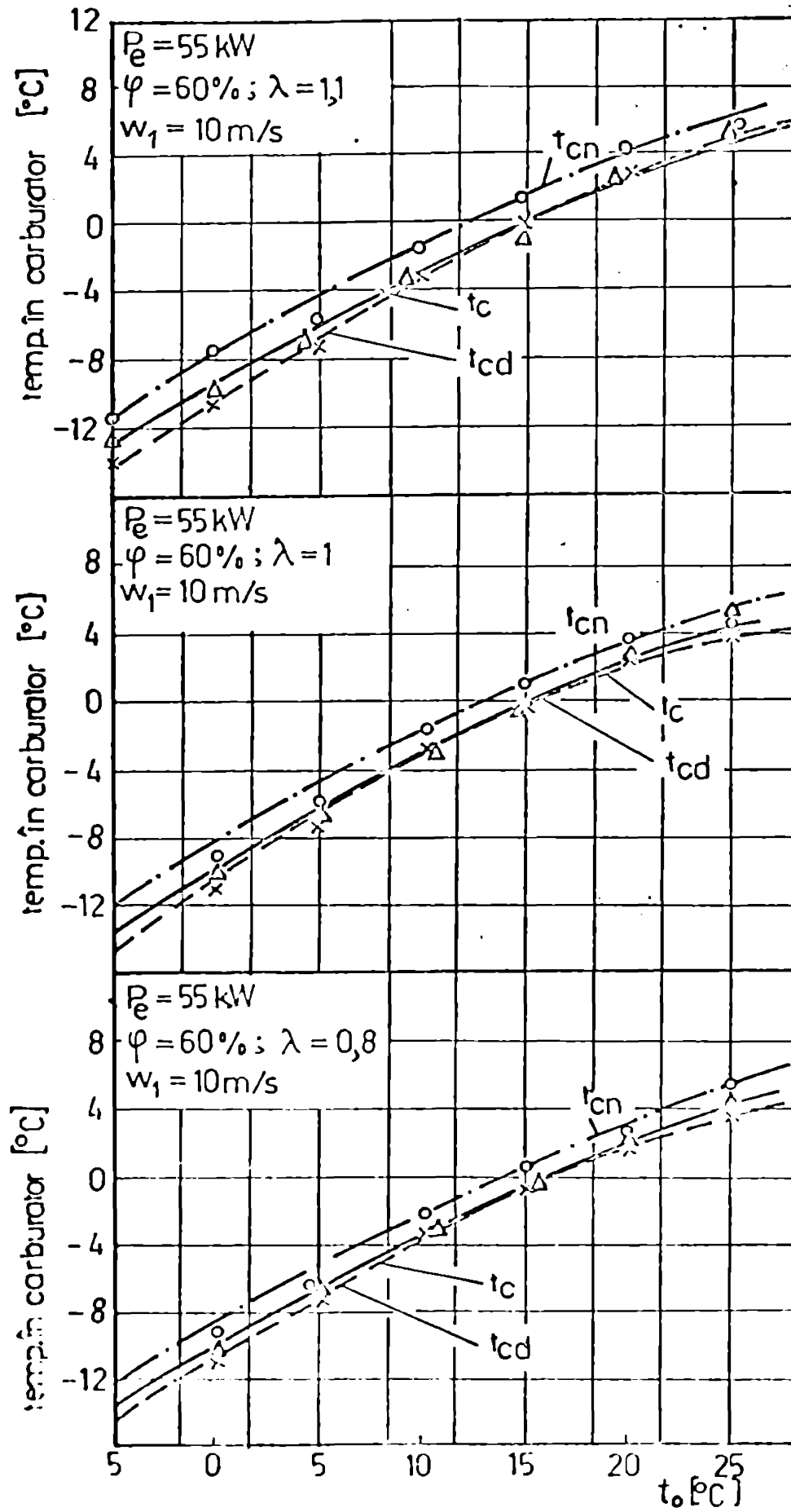


Fig. 4.19. Dependența temperaturilor calculate din carburator, de temperatura inițială a apei ( $P_e = 55$  kW)



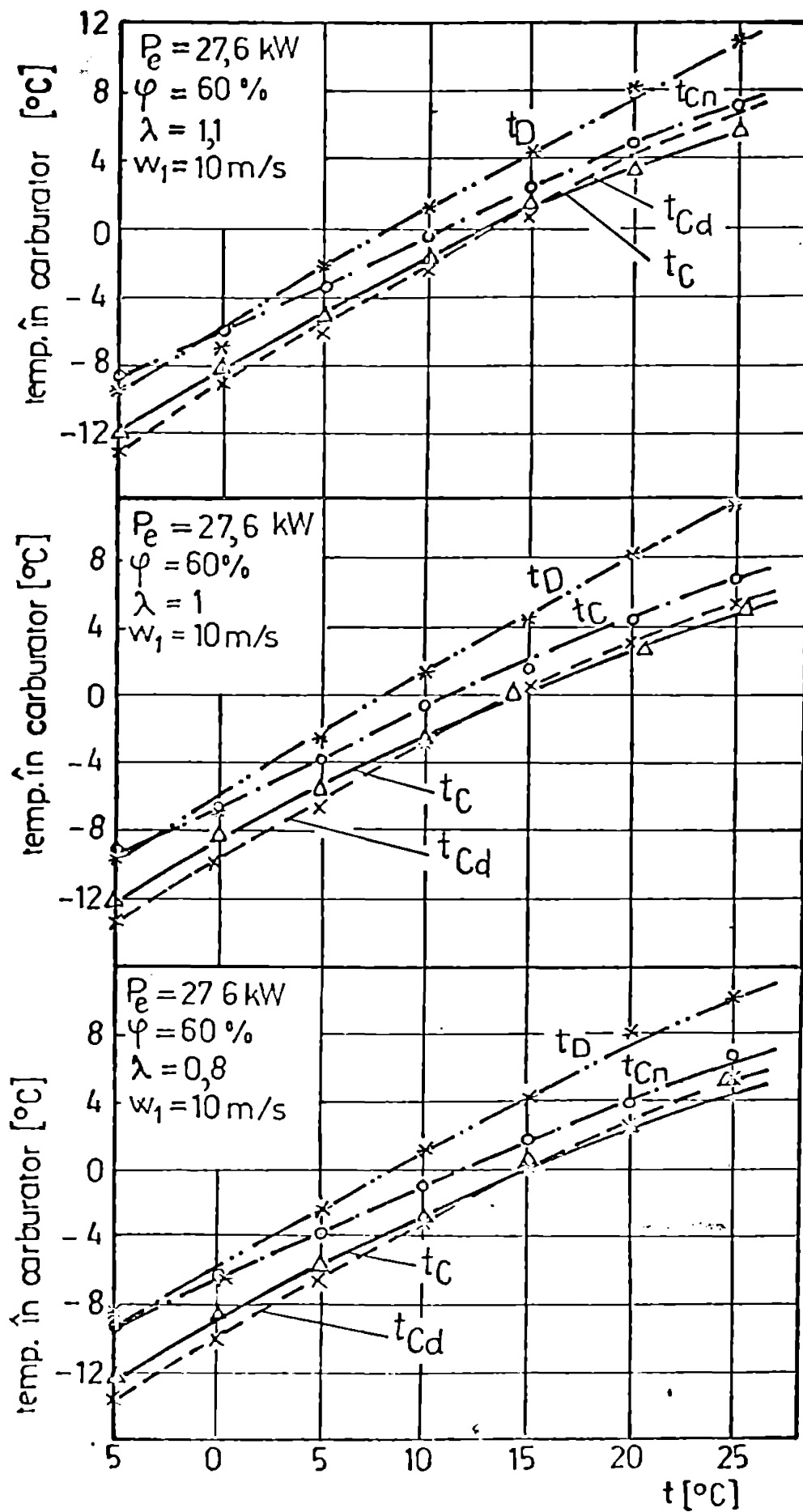


Fig. 4.20. Dependența temperaturilor calculate din carburator, de temperatura inițială a aerului ( $P_e = 27,6$  kW)

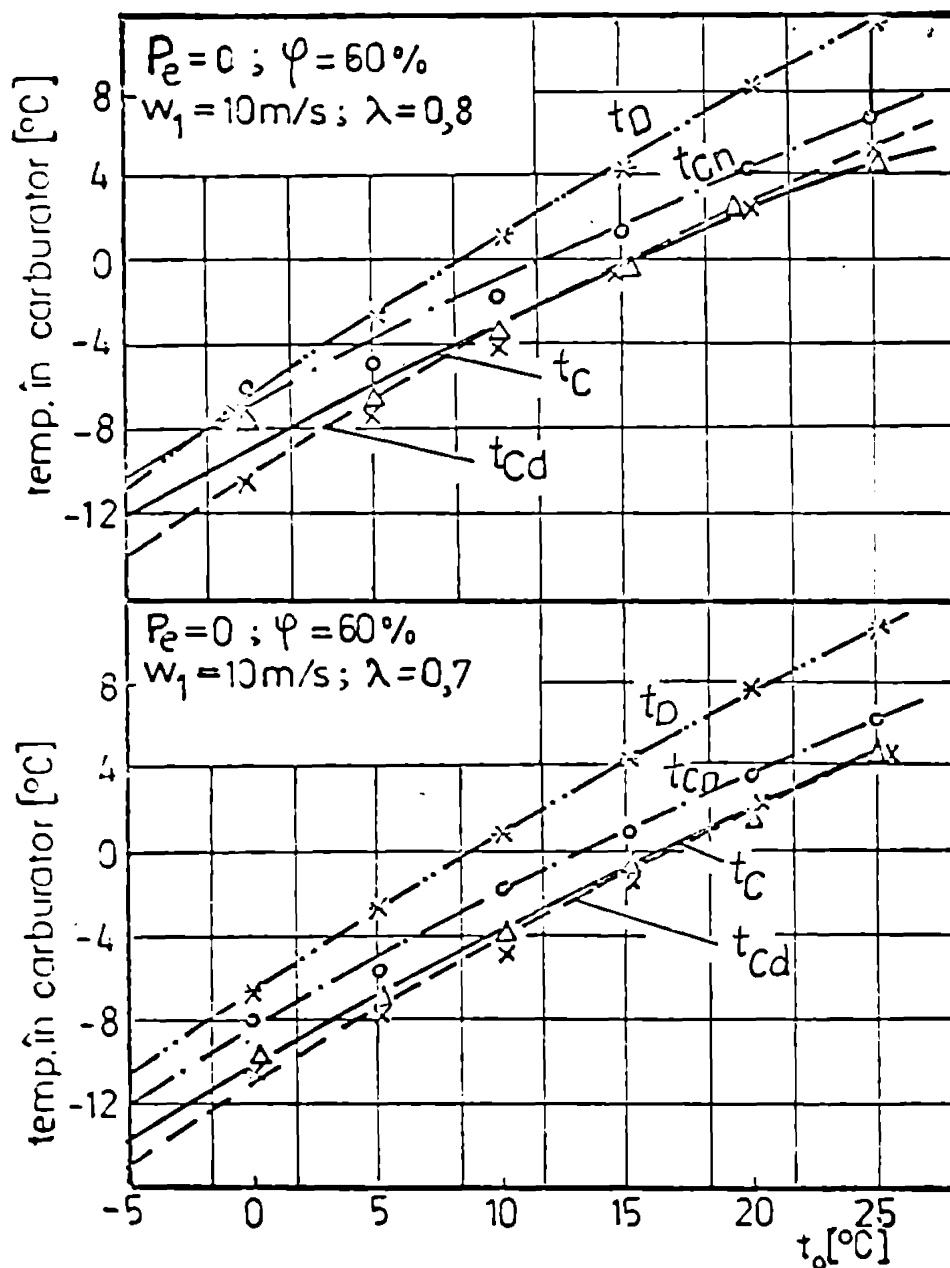
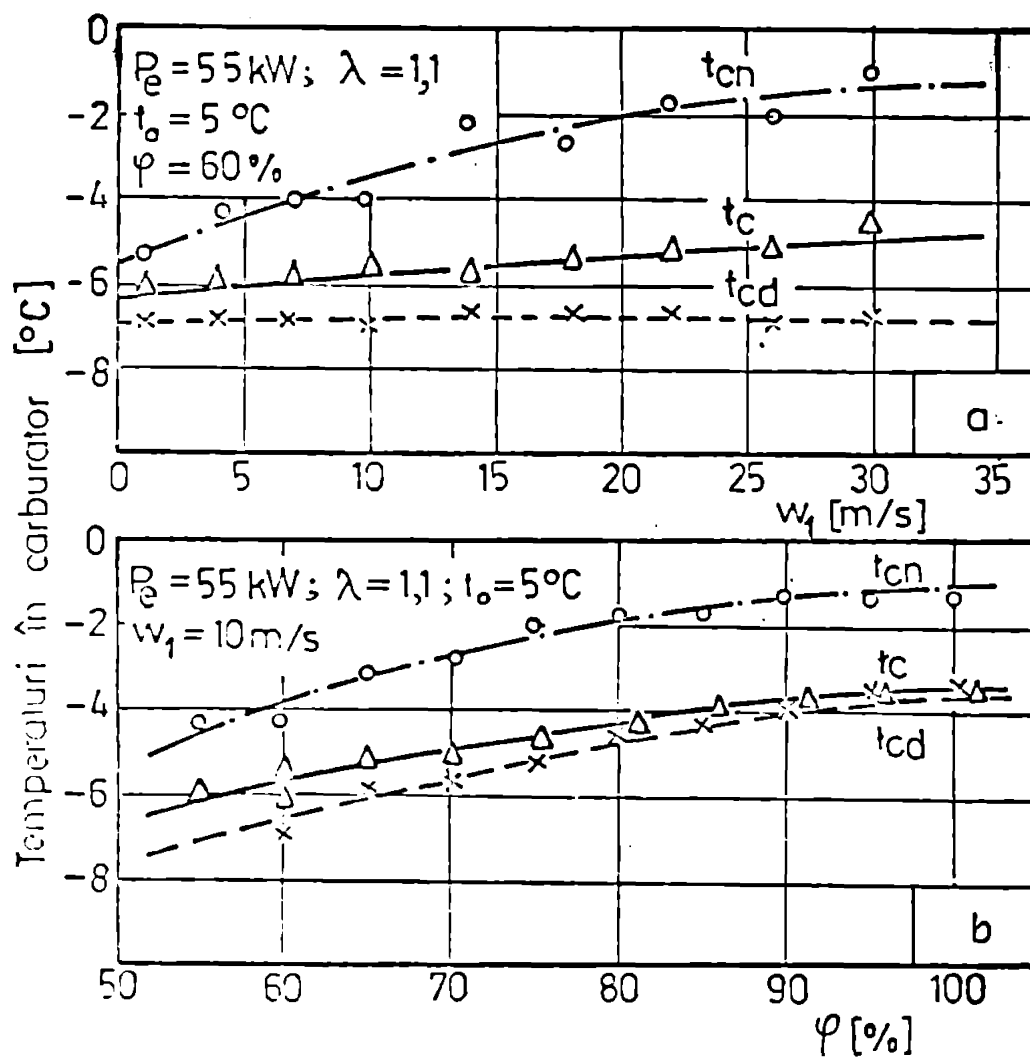


Fig. 4.21. Dependente temperaturilor calculate din carburator, de temperatură inițială a aerului ( $P_e = 0$ )

cabl prin vaporizarea unei cantități mai mari de componente ușor volatile din combustibil; de asemenea, temperaturile de pe clapetă scad odată cu creșterea sarcinii motorului, datorită intensificării proceselor de schimb de căldură și de masă, prin creșterea vitezei aerului în interiorul carburatorului.

Pentru cazul temperaturii inițiale de intrare în carburator  $t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ , s-a studiat și influența umidității aerului, respectiv a vitezei la exteriorul carburatorului asupra posibilității de givraj, rezultatele fiind redată în figura 4.22., respectiv calculele în



**Fig. 4.22. Dependența temperaturilor calculate, din carburator, de:**  
**a. viteza aerului în exteriorul carburatorului;**  
**b. umiditatea inițială a aerului;**

anexa IV, tabelale 4.3. și 4.4.

Se remarcă, din figura 4.22.a., că la creșterea vitezei aerului în exteriorul carburatorului, temperaturile pe clapeta de amestec au o tendință de creștere; acest fenomen se datorește intensificării transferului termic de la aerul exterior la amestecul carburant, în zona camerei de amestec, ca urmare a creșterii coeficientului de convecție la exteriorul carburatorului. Temperaturile pe clapetă au o tendință de creștere și la majorarea umidității inițiale a aerului (figura 4.22.a.), datorită aportului mai mare de căldură în amestec al umidității în stare de vapori (punctul inițial,  $L$ , de stare al aerului în diagrama  $i-x$ , se ridică).

#### 4.4.5. Transferul de căldură în zone de suprafață limitată

Alimentarea neuniformă a cilindrului motorului cu amestec carburant se datorește în special vaporizării incomplete a picăturilor mari de combustibil și a peliculei formate pe pereții conductei de aspirație (vezi paragraful 2.3.). Vaporizarea combustibilului înainte de amestecarea cu aerul ar înlătura acest dezavantaj, dar, după cum este cunoscut, ar avea drept urmare complicarea instalației de alimentare cu o sursă de căldură și reducerea performanțelor motorului /21/. De aceea, soluția folosită cel mai des este de a realiza o poziție încălzită - petă caldă - imediat după carburator /13, 14, 21, 44, 62/, în conducta de aspirație, pe care să ajungă atât pelicula, cât și picăturile de combustibil. Este evident că ar trebui introdusă numai atâtă căldură, cât este necesară vaporizării combustibilului rămas lichid după vaporizarea adiabatică în camera de amestec a carburatorului.

Poziția încălzită (figura 4.17.) se găsește de obicei la ieșirea din carburator, la bifurcația colectorului de admisie, unde viteza aerului este ridicată, ceea ce contribuie la îndepărtarea continuă a vaporilor formați. Soluția a fost adoptată și în cazul motorului ARC-L-25, pentru încălzirea petei calde fiind folosită apa din sistemul de răcire.

În literatura de specialitate, în afara menționării locului poziției încălzite, nu sînt prezentate date privind calculul suprafeței necesare schimbului de căldură sau efectul acestor asupra performanțelor motorului. O problemă deosebit de importantă este temperatura poziției încălzite, deoarece după cum s-a observat la elaborarea diagramei  $i-x$  și din capitolul 2 (figura 2.18.), componentele grele sînt cele cu participarea cea mai mare în fracțiunea lichidă rămasă, în urma vaporizării inițiale în camera de amestec.

Deci încălzirea petei calde se face cu apă de răcire, temperatura suprafeței încălzite poate fi de 75 ... 90 °C, temperatura inferioară celei de fierbere a componentelor grele din combustibil; acestea se vor încălzi prin transfer de căldură de la apa caldă, dar vaporizarea lor va fi puțin intensă, procesul fiind îngreunat de existența vaporilor componentelor ușor volatile din amestec. Se ajunge astfel la situația că, deși se transmite un flux termic spre pelicula de combustibil lichid, acesta nu va contribui în mod esențial la vaporizare, ci la încălzirea în ansamblu a ames-

tecului carburant, cu consecințe negative asupra performanțelor motorului. Pornind de la această constatare, se vor trata în continuare variante de ridicare a temperaturii petei calde, existență la motorul ARO-L-25, variante ce vor fi experimentate apoi pe motor, folosind ulei încălzit, vehiculat de un ultratermostat.

Stabilirea fluxului termic necesar vaporizării complete a fracțiunii lichide și a celorlalte fluxuri termice transmise amestecului carburant, se face pe modelul teoretic din figura 4.17., folosind și rezultatele din paragraful 4.4.4., privind temperaturile amestecului înaintea petei calde. De aceea, gruparea rezultatelor de calcul apare tot în tabelul 4.2.

Transferul de căldură în zona petei calde s-a calculat determinând coeficienții de convecție de partea uleiului  $\alpha_{lu}$  și de partea peliculei  $\alpha_{2b}$ , respectiv cu relațiile /49, 57, 75/:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p}\right)^{0,25} \epsilon_1 \quad (4.164.)$$

$$\text{și} \quad \alpha_{2b} = 468 (1 + 0,018 t_p)^{\frac{0,87}{d^{0,13}}} \quad (4.165.)$$

S-a calculat apoi coeficientul  $k_p$  de transfer al căldurii în zona petei calde, respectiv fluxul termic transmis peliculei, pentru două variante ale temperaturii petei calde (100°C și 200°C)

$$\dot{Q}_p = k S (t_{f1} - t_{f2}) \quad (4.166.)$$

Cunoscînd din calculul anterior, participerea masică a fracțiunii lichide în amestec  $(x_1)_{cn}$ , s-a stabilit cu ajutorul diagramei din figura 4.3. temperatura medie a fracțiunii nevaporizate ( $t_{fm}$ ). Fluxul termic necesar vaporizării complete s-a calculat cu relația:

$$\dot{Q}_{nec} = \dot{m}_{cl} c_{p1} (t_{fm} - t_{cn}) + \dot{m}_{cl} r \quad (4.167.)$$

$$\text{cu } \dot{m}_{cl} = \frac{(x_1)_{cn}}{x_c} \dot{m}_c \quad (4.168.)$$

S-au calculat apoi fluxurile termice transmise amestecului carburant:

$\dot{Q}_a$  [W] - în zona camerei de amestec;

$\dot{Q}_c$  [W] - într-o ramură a colectorului;

$\dot{Q}_n$  [W] - prin efectul de nervură a colectorului;

$\dot{Q}_{ch}$  [W] - în zona chiulasei,

respectiv cu relații de forma 4.166. pentru  $\dot{Q}_a$ ,  $\dot{Q}_c$  și  $\dot{Q}_{ch}$  și cu relația:

$$\dot{Q}_n = c \theta_0 \frac{\pi d}{2} \lambda \sqrt{Bi} \quad (4.169.)$$

pentru efectul de nervură. În relația 4.169. s-a notat:

$\theta_0$  [°C] - temperatura la baza nervurii;

$\lambda$  [W/mK] - conductivitatea termică a materialului nervurii;

$$Bi = \frac{\alpha d}{\lambda} - \text{criteriul Biot,}$$

unde:

$d$  [m] - diametrul colectorului;

$\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] - coeficientul de convecție la exteriorul colectorului.

Starea amestecului după pata caldă s-a determinat, considerând la  $x_c = ct$ , creșterea de entalpie datorită fluxului termic transmis acestuia în zona petei calde:

$$\Delta i = \frac{\dot{Q}_p}{\dot{m}_L c_p} = \frac{\dot{Q}_p}{\dot{m}_L} \quad (4.170.)$$

Temperatura  $t_{cp}$  după pata caldă a rezultat în general inferioară temperaturii ambiante și a servit calculului fluxului termic  $\dot{Q}_c$  transmis într-o ramură a colectorului.

Cunoscând fluxurile termice transmise amestecului carburant pînă în poarta supapei și fluxul necesar vaporizării complete, se poate determina fluxul diferență  $\dot{Q}_d$  care ar mai trebui introdus pentru vaporizarea întregii mase de combustibil; pentru ARC-L-25, avînd  $i = 4$  cilindri:

$$\dot{Q}_d = \dot{Q}_{nec} - (\dot{Q}_p + 2\dot{Q}_c + 2\dot{Q}_n + 4\dot{Q}_{ch}) \quad (4.171.)$$

În figurile 4.23., 4.24. și 4.25. sînt redată variațiile fluxurilor termice diferență  $\dot{Q}_d$ , în cazul funcționării motorului la sarcină nominală (55 kW), la sarcină parțială (27,6 kW), respectiv la mersul în gol forțat ( $n = 3000$  rot/min), pentru diferiți coeficienți ai excesului de aer  $\lambda$  și temperaturi ale petei calde.

Din diagrame se poate observa că la temperaturi ale aerului sub  $10^\circ\text{C}$ , pentru toate regimurile prezentate, fluxul termic diferență este pozitiv, deci conform relației 4.171., ar trebui introdus un flux de căldură suplimentar pentru asigurarea vaporizării complete a combustibilului; de asemenea, se observă că fluxul termic diferență crește cu sarcina motorului, cu scăderea temperaturii petei calde și cu scăderea temperaturii inițiale a aerului.

Pe măsură ce amestecul devine bogat, chiar și panta curbelor de variație a fluxului se modifică, astfel că și la temperaturi ridicate ale aerului (peste  $20^\circ\text{C}$ ), este necesară introducerea de căldură, pentru vaporizarea completă a combustibilului.

Este evident, din diagramele prezentate, că mărirea acestui flux caracterizează gradul de vaporizare al combustibilului și deci de omogenizare a amestecului în fază gazoasă, fiind o mărime ce depinde de:

- sarcina motorului;
- turația motorului;
- temperatura și umiditatea inițială a aerului;
- viteza aerului la exteriorul carburatorului (viteza de înaintare a vehiculului),

depășind la regimurile de temperatură joasă, valoarea indicată în /64/ pentru motorul M 207.

Din rezultatele redată în tabelul 4.2. se observă în primul rînd că fluxurile termice transmise amestecului pe traseul de aspirație sînt mult mai mici decît cel transmis în zona petei calde; apare astfel evidentă posibilitatea vaporizării complete a combustibilului acționînd asupra temperaturii, suprafeței de transfer termic și coeficientului de trecere a căldurii în zona petei calde. Astfel, relația 4.171. poate fi folosită ca relație de calcul în dimensionarea la proiectare a suprafeței petei calde, cînd se cunoaște fluidul de încălzire al acesteia (apă, ulei sau gaze de ardere). În acest caz, în locul fluxului  $\dot{Q}_p$  trebuie introdus fluxul:



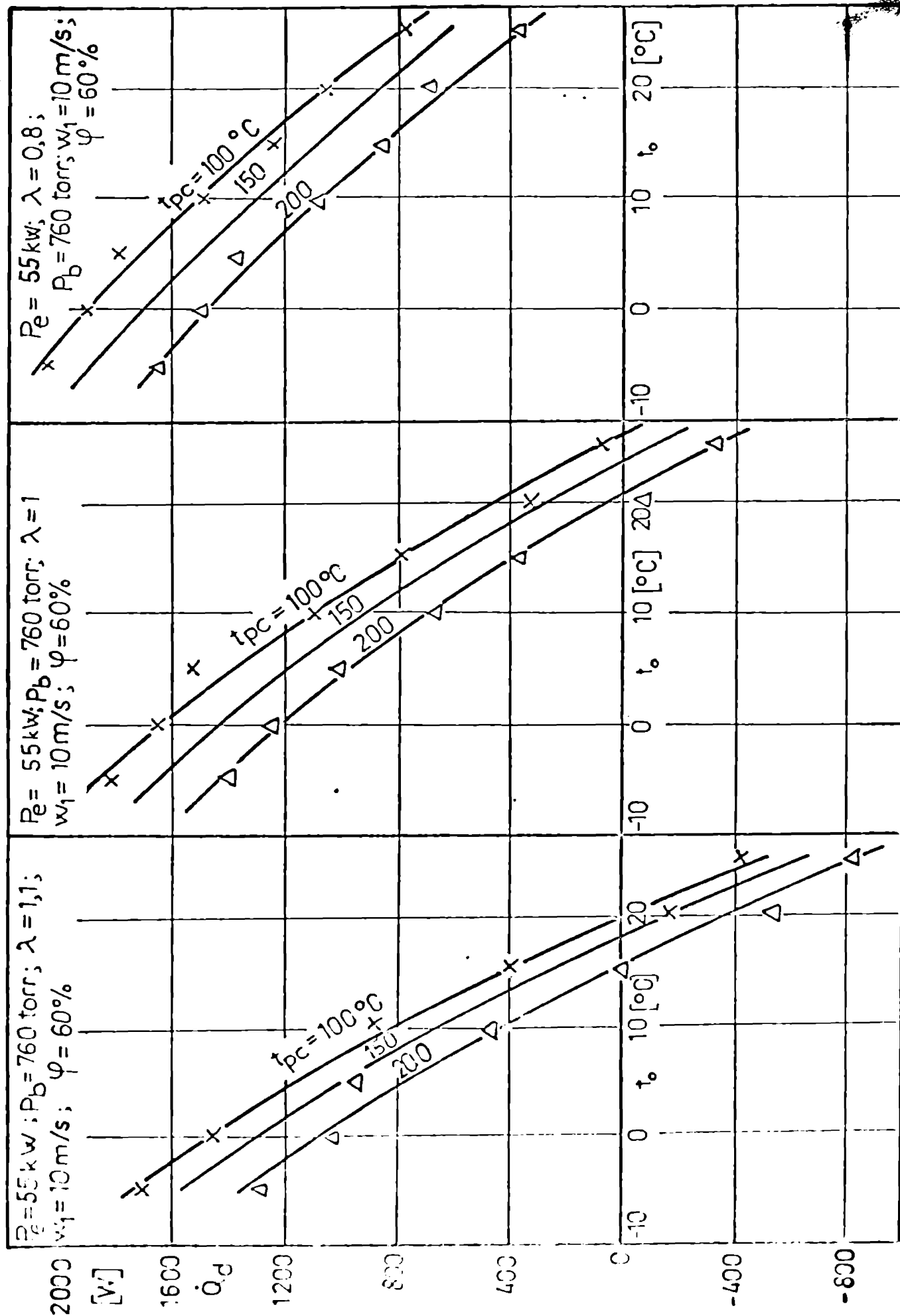


Fig. 4.23. Dependenta fluxului termic diferență de temperatură inițială a aerului și a petei calde ( $j_e = 55 \text{ kW}$ )

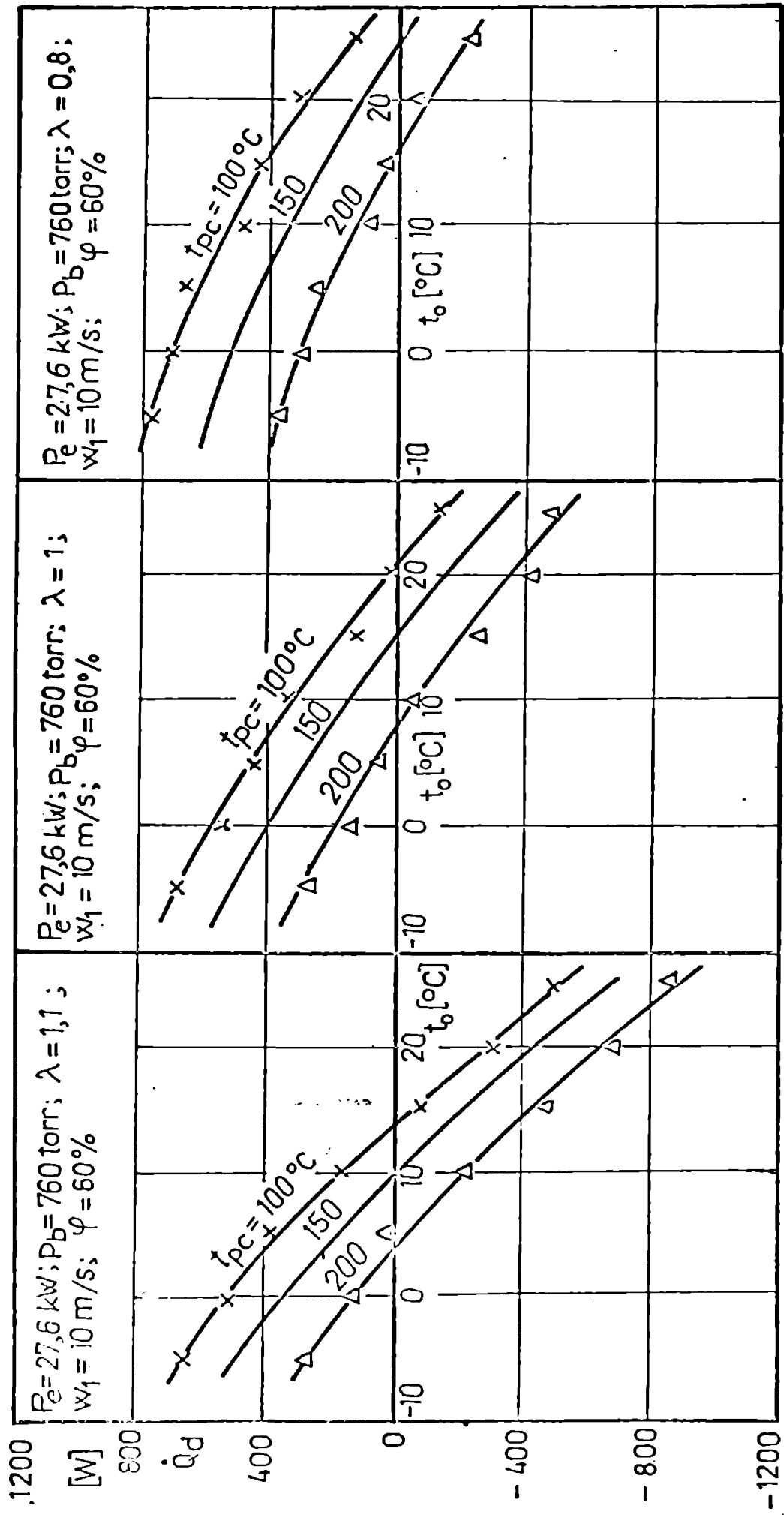


Fig. 4.24. Dependența fluxului termic diferență de temperatura inițială a aerului și a petei calde ( $P_e = 27,6 \text{ kW}$ )

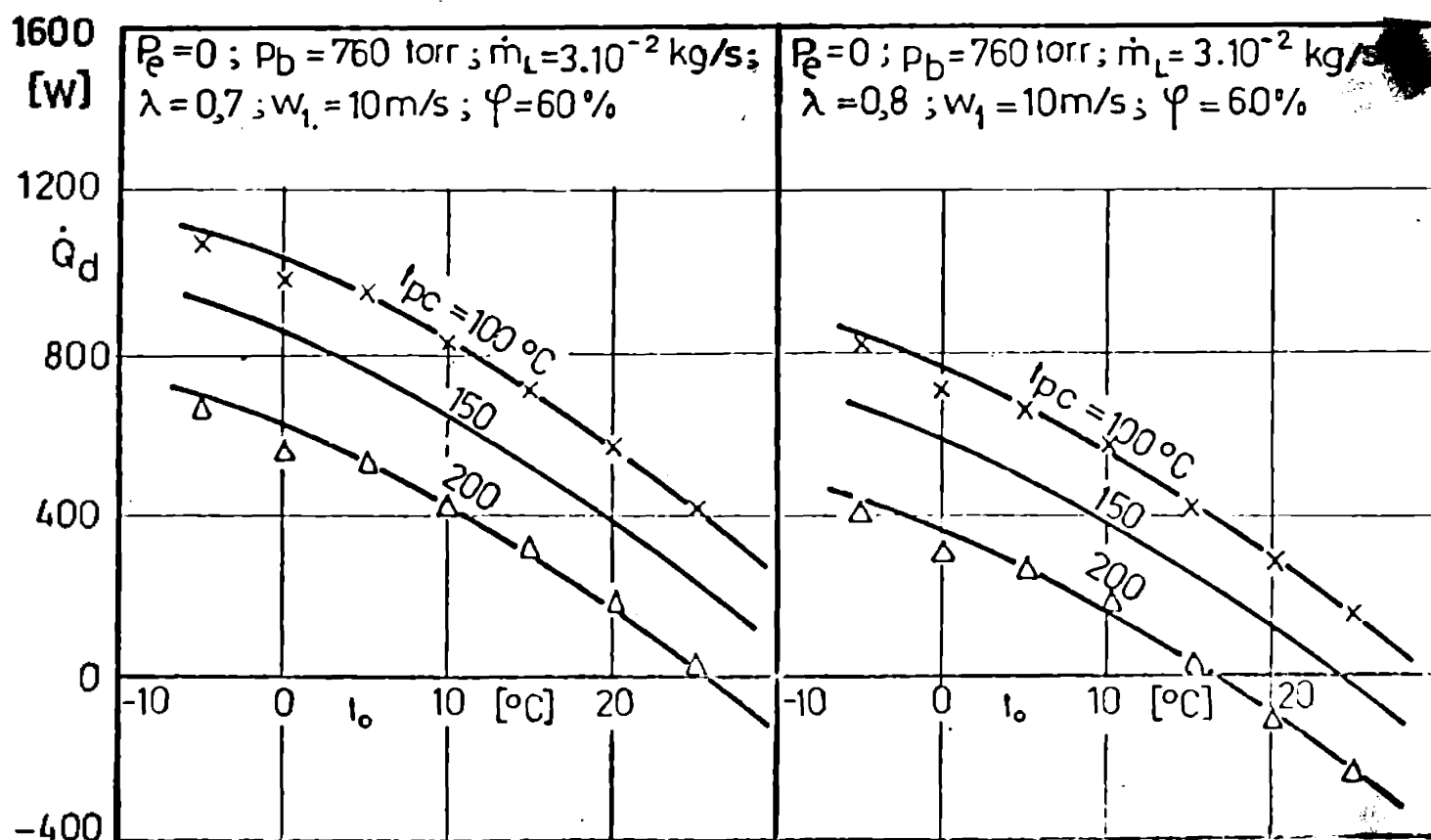


Fig. 4.25. Dependența fluxului termic diferență de temperatură inițială a aerului și petei calde ( $P_e = 0$ )

$$\dot{Q}_p^{\text{net}} = \dot{Q}_{\text{nec}} - (2 \dot{Q}_e + 2 \dot{Q}_n + 4 \dot{Q}_{\text{ch}}) \quad (4.172.)$$

Ridicarea temperaturii petei calde de la  $100^\circ\text{C}$  la  $200^\circ\text{C}$ , determină creșterea fluxului termic de aproximativ 2,8 ... 3,0 ori, contribuind la aceasta atât direct, cât și indirect, prin majorarea coeficientului de transfer termic, datorită creșterii coeficientului de convecție de partea uleiului.

Aceste aspecte teoretice au orientat cercetările experimentale pentru stabilirea efectului petei calde asupra omogenizării în stare gazoasă a amestecului carburant și implicit asupra performanțelor motorului.

#### 4.4.6. Concluzii

Studiul teoretic al schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului la m.a.s. cu carburantor, a condus la următoarele concluzii:

1. Construcția prin calcul a unei diagrame i-x, aer-combustibil, este deosebit de utilă pentru determinarea stărilor ameste-

celui carburant pe întreg traseul de aspirație. Trasarea unei linii marginale dintr-o diagramă  $i-x$ , reprezentând direcțiile schimbării de stare ale amestecului, nefiind în literatura de specialitate, permite determinarea simplificată și cu precizie a stărilor amestecului, evitând calculul pantei și unghiului dreptei de amestec pentru fiecare stare inițială a celor două fluide.

2. Deoarece diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, prezintă deosebiri esențiale față de diagrama  $i-x$  din cazul aerului umed, datorită caracterului policomponent al combustibilului în primul caz, utilizarea directă a metodelor de determinare a stărilor amestecului ca și la aerul umed poate duce la erori considerabile, în special la stabilirea fracțiunii lichide sau vaporizate din amestec (vezi paragraful 4.3.1.).

3. Metodele de determinare a stărilor amestecului se simplifică foarte mult, ele bazându-se numai pe stabilirea coeficienților de schimb de căldură și de substanță cu ajutorul relațiilor criteriale, cât și pe calculul transferului termic de la mediul exterior la amestecul carburant, în diferite zone ale carburatorului.

4. Prin acest studiu al schimbului de căldură și de substanță, se pot stabili teoretic stările inițiale ale celor două fluide ce pot conduce la apariția givrajului în carburator, atât prin depunerea de gheață pe clapete de amestec, cât și datorită formării celor de gheață pe traseul de mers în gol.

5. Posibilitatea apariției givrajului este determinată nu numai de starea inițială ( $p, T, \varphi$ ), ci și de viteza aerului din exteriorul carburatorului, givrajul fiind posibil la toate regimurile de sarcină ale motorului.

6. Dintre fluxurile termice transmise amestecului, cel mai important apare în zona petei calde. De aceea, pe baza cunoașterii stărilor amestecului, s-a studiat și influența petei calde asupra vaporizării cât mai complete a combustibilului. Din analiza rezultatelor obținute, rezultă că fluxul termic necesar vaporizării complete depinde, așa cum era de așteptat, de starea inițială a celor două fluide și de sarcina motorului, nefiind o mărime constantă /46/.

7. Separarea în plan orizontal, a fluxurilor de amestec, la intrarea în chiulă motorului ARC-L-25, determină pătrunderea combustibilului nevaporizat din peliculă, prin secțiunea inferioară

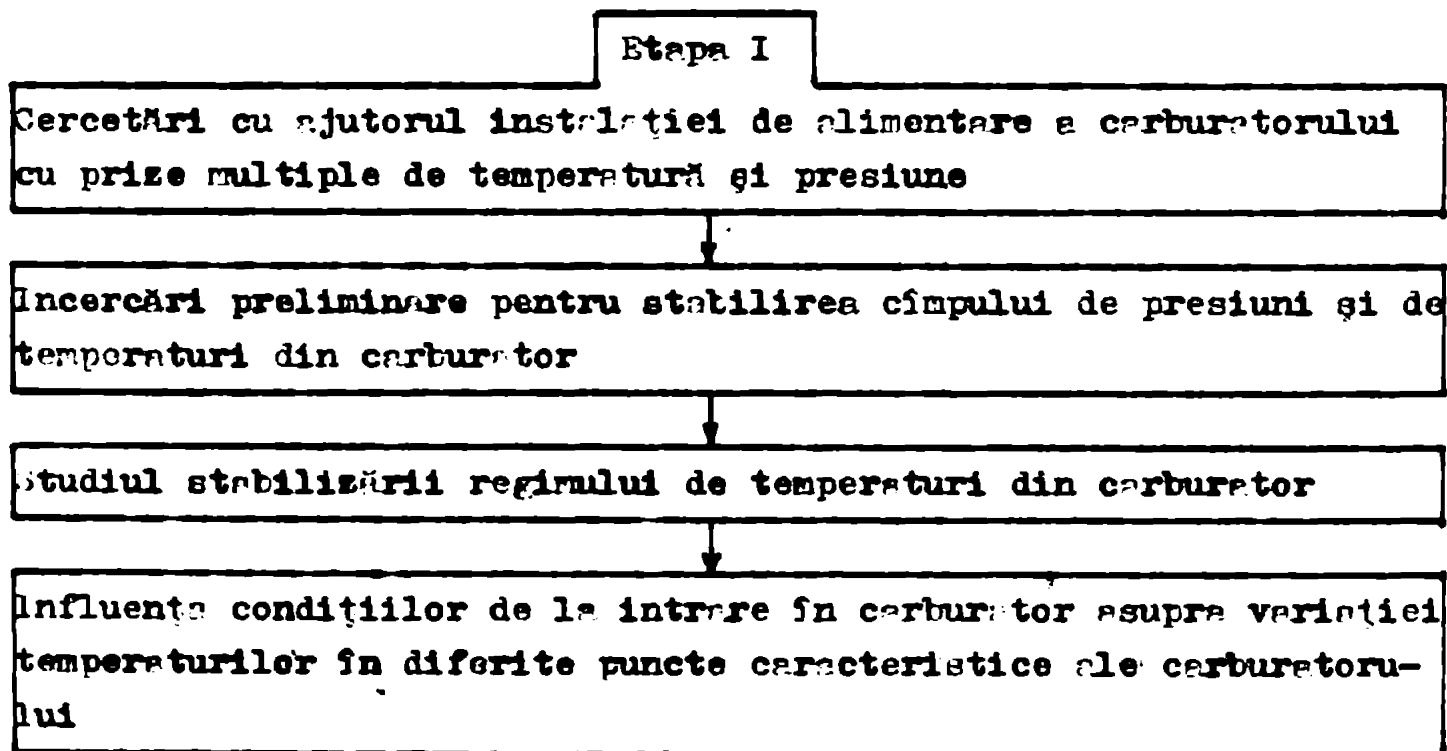
și, spre poarte supapelor cilindrilor 2 și 4, care primesc astfel un amestec mult mai bogat decât 1 și 3. Ridicarea temperaturii "petei calde" apare astfel ca o singură soluție pentru vaporizarea cât mai completă a combustibilului înainte de pătrunderea în chiulasă, pentru îmbunătățirea umplerii și repartiției calitative și cantitative a amestecului la motorul ARC-I-25. Această soluție s-ar putea utiliza pentru conceperea unei noi soluții constructive de chiulasă, cu separarea fluxurilor de amestec în plan vertical.

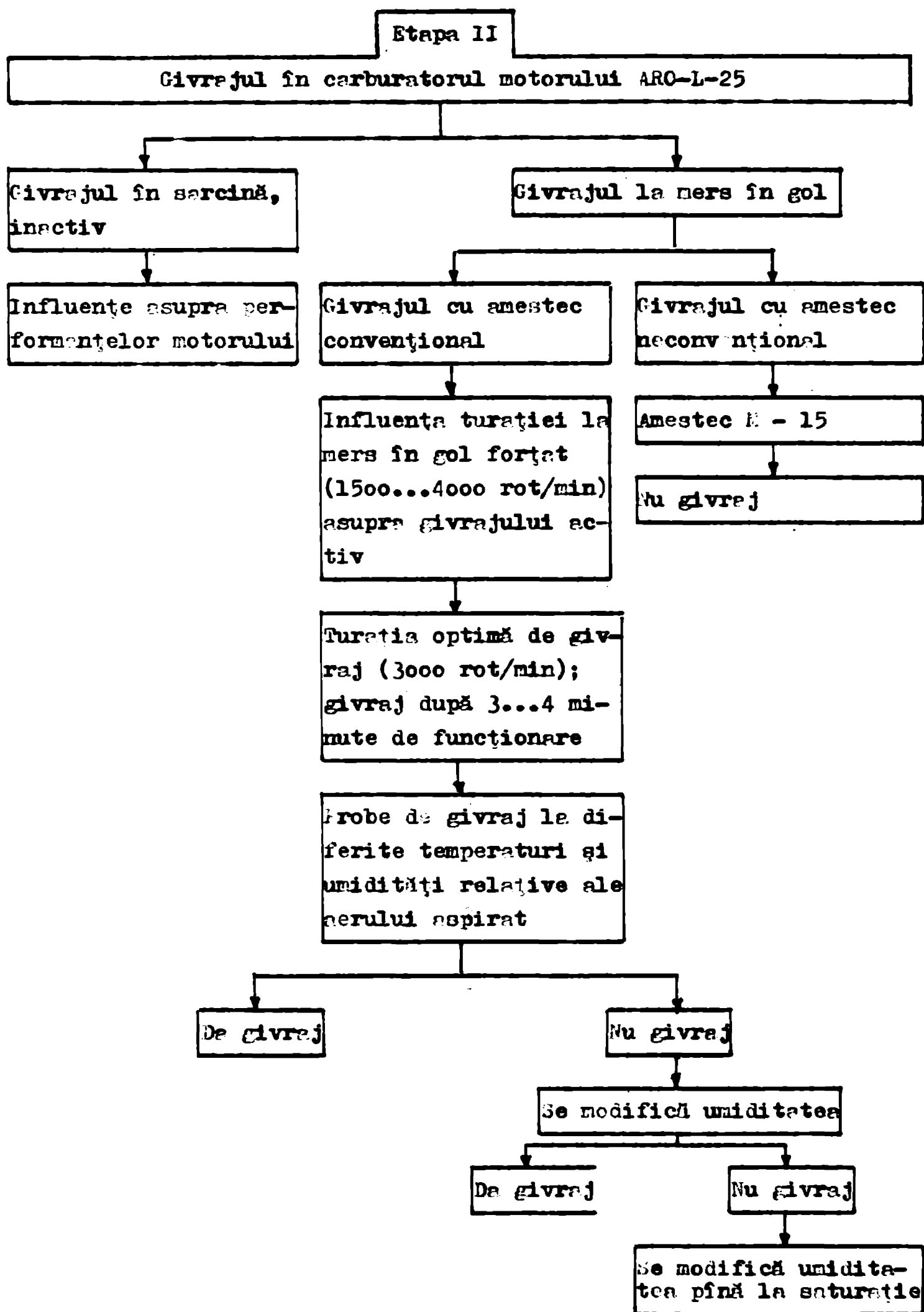
8. Îmbunătățirea transferului termic al petei calde se poate face prin:

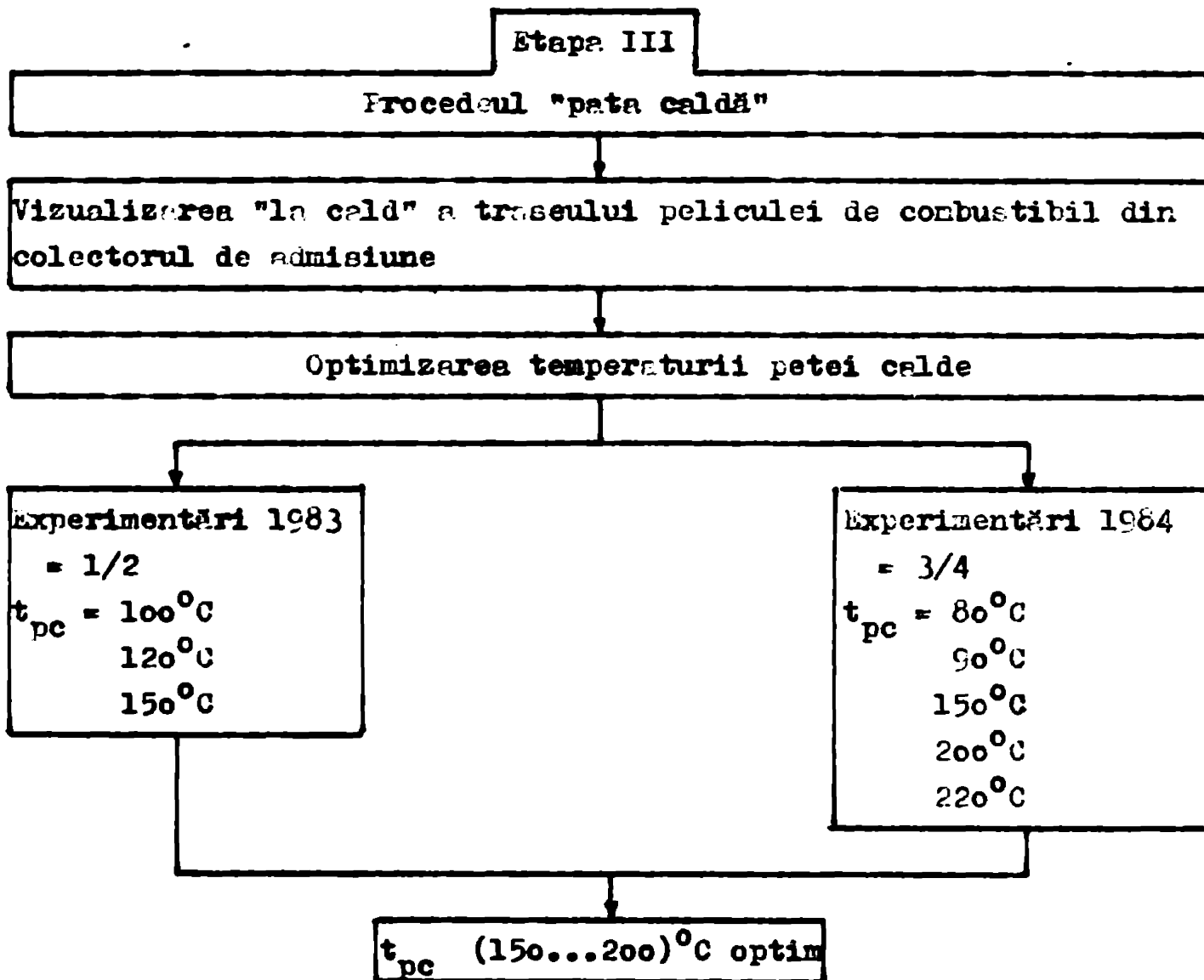
- ridicarea temperaturii petei calde;
- mărirea suprafeței petei calde;
- mărirea coeficientului de convecție de partea fluidului încălzitor, care este mult mai mic decât cel de partea peliculei.

## 5. METODA DE CERCETARE EXPERIMENTALA

### 5.1. Programul de experimentare







## 5.2. Parametri măsurați și metodele lor de măsurare

### 5.2.1. Măsurarea temperaturilor

Măsurarea temperaturilor în diferite puncte ale carburatorului ridică probleme dificile, deoarece elementul sensibil (traductorul de temperatură) trebuie adus pînă la punctul dorit, fără să perturbe curgerea celor două fluide. În același timp, pentru securitatea funcționării motorului, trebuie ca aceste elemente să aibă o bună stabilitate, pentru a nu fi antrenate spre cilindrul motorului. Soluția care s-a adoptat a fost folosirea termocuplurilor cupru-constantan, respectiv, pentru comparație în câteva puncte, s-au folosit și termometre cu mercur. Conducerea pe același traseu a celor doi conductori ai termocuplului este necesară, pentru a evita transmiterea de căldură prin conducție către sudura caldă.

Termocuplurile folosite, fabricate R.P.G., îndeplinesc



cerințele de mai sus, avînd cei doi conductori izolați cu email,



respectiv fibră textilă, umal față de calălalt și ansablul lor reunit într-un fir unic, izolat tot cu fibră textilă față de mediul exterior (fi-gura 5.1.).

Pentru ca rezistența circuitelor diferitelor termocupluri să nu influențeze asupra preciziei măsurătorilor, acestea s-au construit de lungime egală, evitîndu-se astfel folosirea rezistențelor de egalizare /79, 80/. Diametrul celor doi conductori ai termocuplului sînt de 0,3 mm.

Fig. 5.1. Termocuplu

Mădicarea preciziei de măsurare cu ajutorul termocuplurilor se face prin mentinerea constantă a temperaturii lipiturii reci, lucru realizat estt la etalonare, cit și în timpul măsurătorilor, prin folosirea schemei de conectare a galvanometrului la un termoelectrod (figura 5.2.), cu o singură lipitură rece, mentinută la 0°C.

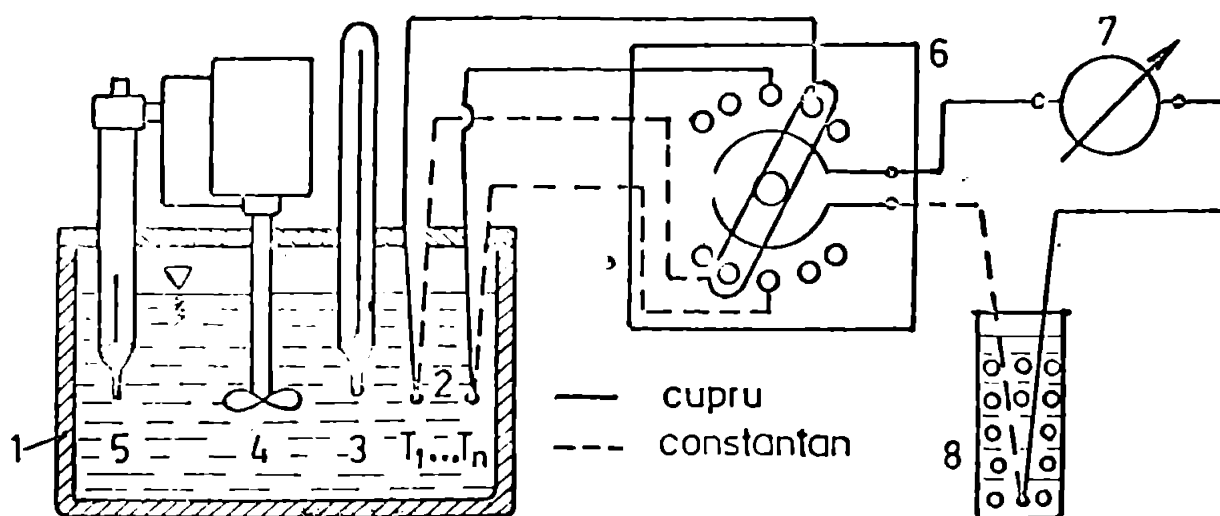


Fig. 5.2. Scheme etalonării termocuplurilor; 1 - ultratermostat; 2 - termocupluri; 3 - termometru etalon; 4 - agitator; 5 - termometru de contact; 6 - comutator multipozițional; 7 - galvanometru multiflex; 8 - vas cu gheață;

Termocuplurile au fost conectate printr-un comutator bipolar la un galvanometru multiflex, cu sensibilitatea de  $4 \cdot 10^{-9}$  A/mm, clasa de precizie 1, cu rezistența interioară de  $1300 \Omega$ . S-a ales un aparat cu rezistența interioară mare pentru ca precizia de măsurare să nu fie afectată de rezistențele termoelectrozilor /80/.

Din compararea valorilor temperaturilor, măsurate cu termocupluri, respectiv termometre cu mercur, simultan, în aceleași puncte ale carburatorului, a rezultat că erorile de măsurare cu termocupluri sînt de ordinul  $\pm 1,0 \dots 1,5\%$ , comparabile cu cele ale unui alt cercetător,  $\pm 1,0\%$  /25/.

O atenție deosebită pentru stabilirea condițiilor de givraj a carburatorului, s-a dat măsurării temperaturii clapetei de amestec; termocuplul instalat pe clapetă a fost "condus" lipit de aceasta pe o distanță de circa 2,5 cm, pentru un contact mai intim și creșterea suprafeței de schimb de căldură termocuplu-clapetă.

#### 5.2.2. Măsurarea presiunilor

Măsurarea depresiunilor din carburator și colectorul de admisiune s-a făcut cu ajutorul microsondelor ( $\varnothing_{\text{ext}} = 0,8$  mm), conectate la piezometre cu apă, respectiv cu mercur. Precizia de măsurare în cazul piezometrelor a fost de  $\pm 0,5$  mm. Măsurarea diferențelor de presiune la tubul Venturi, folosit pentru stabilirea debitului de aer aspirat de motor, s-a făcut cu micromanometru cu braț inclinat, care ridică precizia de citire (eroarea limită  $\pm 1,5\%$ ).

#### 5.2.3. Măsurarea turației

Turația a fost măsurată cu un frecvențmetru reciproc tip B 0205, produs de Întreprinderea de Aparatură Electronică de Măsurare București, cu o precizie dependentă de turație, variind între  $\pm 0,025 \dots 0,070\%$ .

Impulsurile electrice au fost generate de un traductor cu fotocelulă, așezat în fața unui disc de pe arborele cotit, avînd un reflectant din staniol. Concomitent, turația s-a măsurat și cu un tahometru mecanic (manual), cu precizia de  $\pm 1\%$ .

#### 5.2.4. Stabilirea umidității relative a aerului la intrarea în motor

Un parametru esențial ce determină starea de givraj în cer-

buratoare, este umiditatea conținută în aerul aspirat de motor.

Măsurarea umidității relative s-a făcut prelevând aer din camera climatizată, din zona de intrare în carburator, cu ajutorul psihrometrului Assmann cu aspirație, de construcție poloneză, tip 420-77, precizia de măsurare  $\pm 2,5\%$ . Metoda a fost dublată de folosirea a două termometre identice, montate permanent în camera de climatizare, termometrul umed fiind umidificat prin injecție de apă cu ajutorul unei seringi, înainte de efectuarea fiecărei măsurări. Diferențele umidităților relative prin cele două metode nu au depășit abaterea de  $\pm 3\%$ , încadrându-se astfel în limitele obișnuite de erori ale psihrometrelor /80/.

Presiunea barometrică a fost măsurată cu un barometru cu mercur, cu o precizie de  $\pm 0,1$  mm Hg. Temperatura aerului exterior s-a măsurat cu un termometru cu mercur, cu o precizie de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ .

#### 5.2.5. Măsurarea consumului de combustibil

Măsurarea consumului de combustibil s-a făcut volumetric, cu o precizie de  $\pm 0,6\%$  în cazul benzinei și de  $\pm 1,2\%$  în cazul amestecului M 15.

#### 5.2.6. Măsurarea consumului de aer

În cazul cercetării fenomenului de givraj în carburator, folosind camera de climatizare, debitul de aer aspirat în motor  $\dot{m}_a$  s-a determinat ca diferență între debitul de aer aspirat în camera de climatizare  $\dot{m}_{aa}$  și debitul de aer ce trece pe lângă carburator spre pompele de vid  $\dot{m}_d$ :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{aa} - \dot{m}_d \quad (5.1.)$$

Debitul de aer  $\dot{m}_{aa}$  s-a determinat cu ajutorul unui tub Venturi, pentru reducerea pierderilor de presiune la aspirația în motor, respectiv debitul  $\dot{m}_d$  s-a determinat cu o diafragmă dublă.

În acest sistem de măsurare există avantajul că se poate menține aproximativ constant debitul de aer prin tubul Venturi, modificând corespunzător debitul de aer aspirat spre diafragma dublă. Astfel, eroarea la măsurarea cu tubul Venturi nu crește odată cu reducerea regimului de sarcină și turație al motorului, cum se întâmplă de obicei datorită, în special, reducerii căderii de pre-

siune active la manometrul diferențial.

Pentru cercetările privind influența schimbului de căldură în zona "petei calde" asupra performanțelor motorului, debitul de aer s-a măsurat numai cu tubul Venturi și pentru reducerea erorilor de citire a diferenței de presiune la regimuri reduse ale motorului, s-a folosit un micromanometru cu braț înclinat.

#### 5.2.7. Măsurarea parametrilor de funcționare ai motorului

Presiunea uleiului de ungere s-a măsurat cu un manometru metalic, clasă de precizie 1,5, iar temperatura acestuia cu un termometru manometric, clasă de precizie 1,5. Temperatura apei la ieșirea din motor s-a măsurat cu termometru manometric, clasă de precizie 1,5, iar temperatura gazelor de evacuare cu ajutorul unui pirometru termoelectric, cu precizie de  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ .

#### 5.2.8. Determinarea momentului motor și a puterii efective

Momentul motor și puterea efectivă au fost determinate cu ajutorul unei frâne hidraulice tip D4K, cu precizia de  $\pm 0,5\%$  pentru momentul motor, respectiv  $\pm 1\%$  pentru puterea efectivă.

### 5.3. Etalonarea aparaturii utilizate

#### 5.3.1. Etalonarea termocuplurilor

Etalonarea termocuplurilor s-a realizat după schema din figura 5.2., cu conectarea galvanometrului la un termoelectrod și cu o singură lipitură rece, menținută la  $0^{\circ}\text{C}$  într-un termos cu apă și gheață. Temperatura apei din ultratermostat s-a măsurat cu un termometru etalon, clasă de precizie 0,5, cu 0,2 gră/div. Rezultatele etalonării sînt prezentate în anexa V, iar diagramele de etalonare pentru temperaturi pozitive reduse și temperaturi negative sînt reduse în figura 5.3. (curba a), respectiv pentru temperaturi mari pozitive în aceeași figură (curba b).

Abaterile poziției punctelor experimentale de la o viteză medie se datorează atât distribuției temperaturii în masa apei din termostat, cât și a decalării în timp a citirilor prin comutarea la diferite termocupluri, timp în care temperatura oscilează la termostat în jurul valorii reglate. La interval de un an, au fost reetalonate un grup de termocupluri, valorile obținute

ale tensiunilor electromotoare, în aceleași condiții și cu același galvanometru Multiflex, au fost identice. S-a verificat astfel,

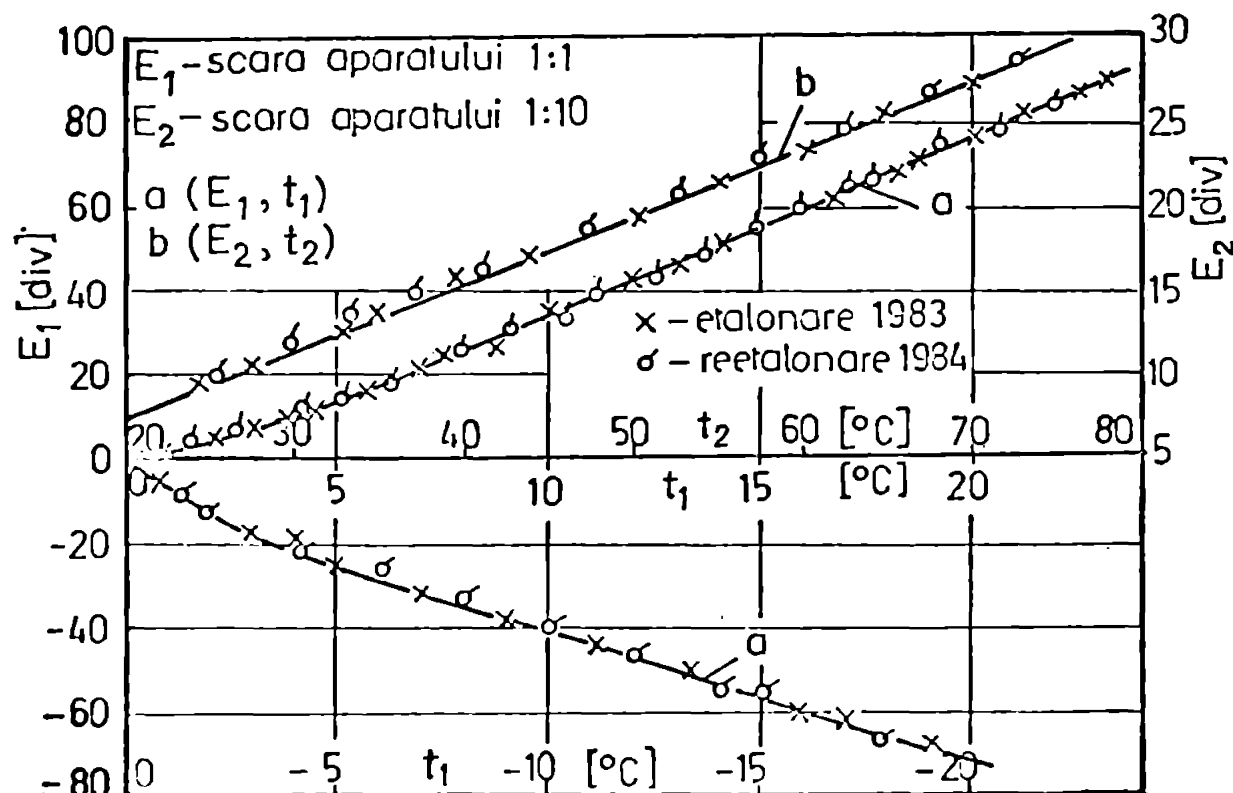


Fig. 5.3. Diagramele de etalonare ale termocupurilor

menținerea în timp a preciziei de determinare a temperaturii cu termocupurile folosite.

### 5.3.2. Etalonarea tubului Venturi și a diafragmei duble

Pentru a stabili dacă cele două procedee de determinare a debitului de aer conduc la rezultate corecte, s-a realizat o etalonare comparativă a tubului Venturi și a diafragmei duble, conform montajului din figura 5.4.

Relația de calcul a debitului de aer este cea cunoscută:

$$\dot{m} = 0,785 \alpha \varepsilon dt^2 \sqrt{2 \rho \Delta p} \quad (5.2.)$$

mărimile ce intervin luându-se, respectiv, pentru tubul Venturi și diafragma dublă.

Evident, în condiții de etanșare corectă a instalației, debitul de aer prin cele două dispozitive de strangulare, trebuie să fie același.

După efectuarea calculelor (ale căror rezultate sînt reda-

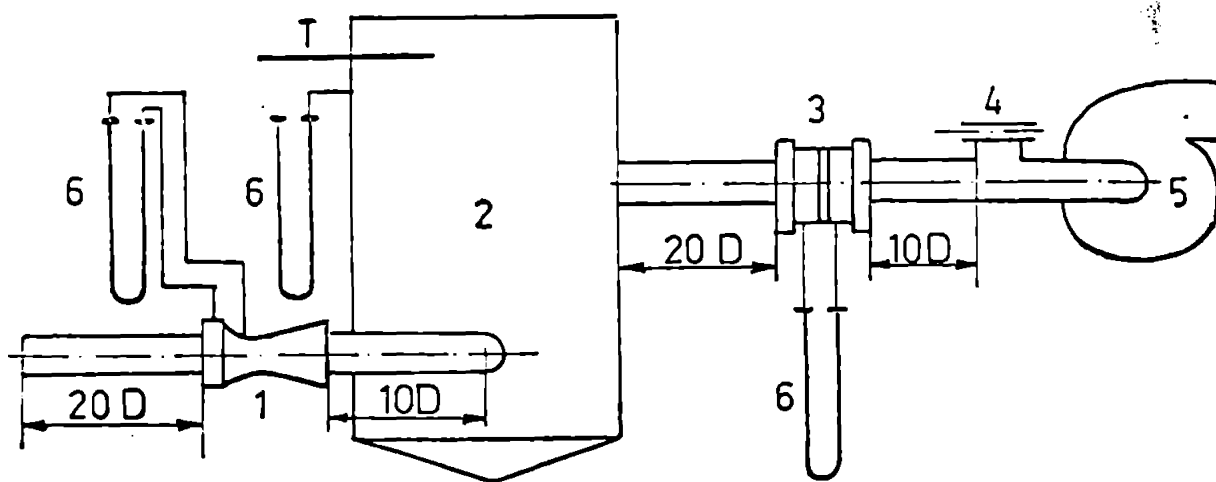


Fig. 5.4. Schema standului de etalonare comparativă a tubului Venturi și a diafragmei duble

1 - tub Venturi; 2 - rezervor de liniștire; 3 - diafragmă dublă; 4 - șibăr; 5 - pompe de vid; 6 - manometre diferențiale

te în anexa V), s-a reprezentat grafic (figura 5.5.) dependența

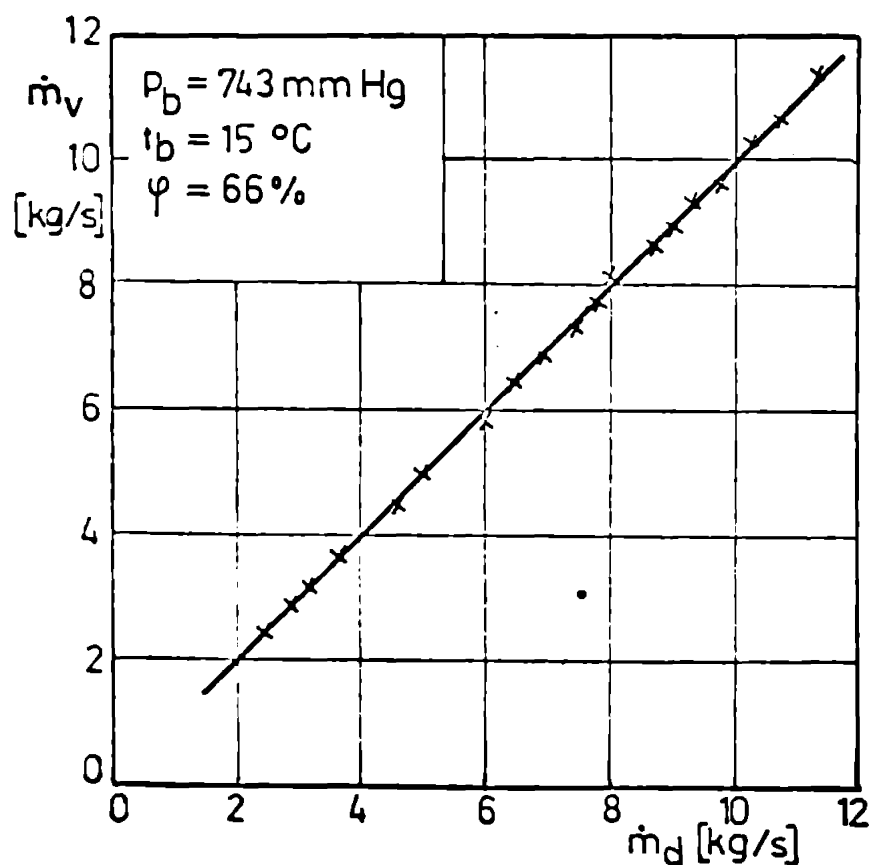


Fig. 5.5.

debitului  $\dot{m}_v$  determinat cu tubul Venturi, de cel determinat cu diafragma dublă  $\dot{m}_d$ . Se observă din această diagramă că debitele calculate cu cele două dispozitive sînt practic identice, abaterile maxime între acestea fiind de  $\pm 1,2\%$ . Rezultă că ambele dispozitive, cu piezometrele aferente, sînt utilizabile la determinarea debitului de aer, cu precizia indicată în paragraful 5.2.6.

Pentru simplificarea calculului debitului de aer, s-au trasat apoi curbele de etalonare a celor două dispozitive, în funcție de căderile de presiune active pe fiecare din ele (figura 5.6.).

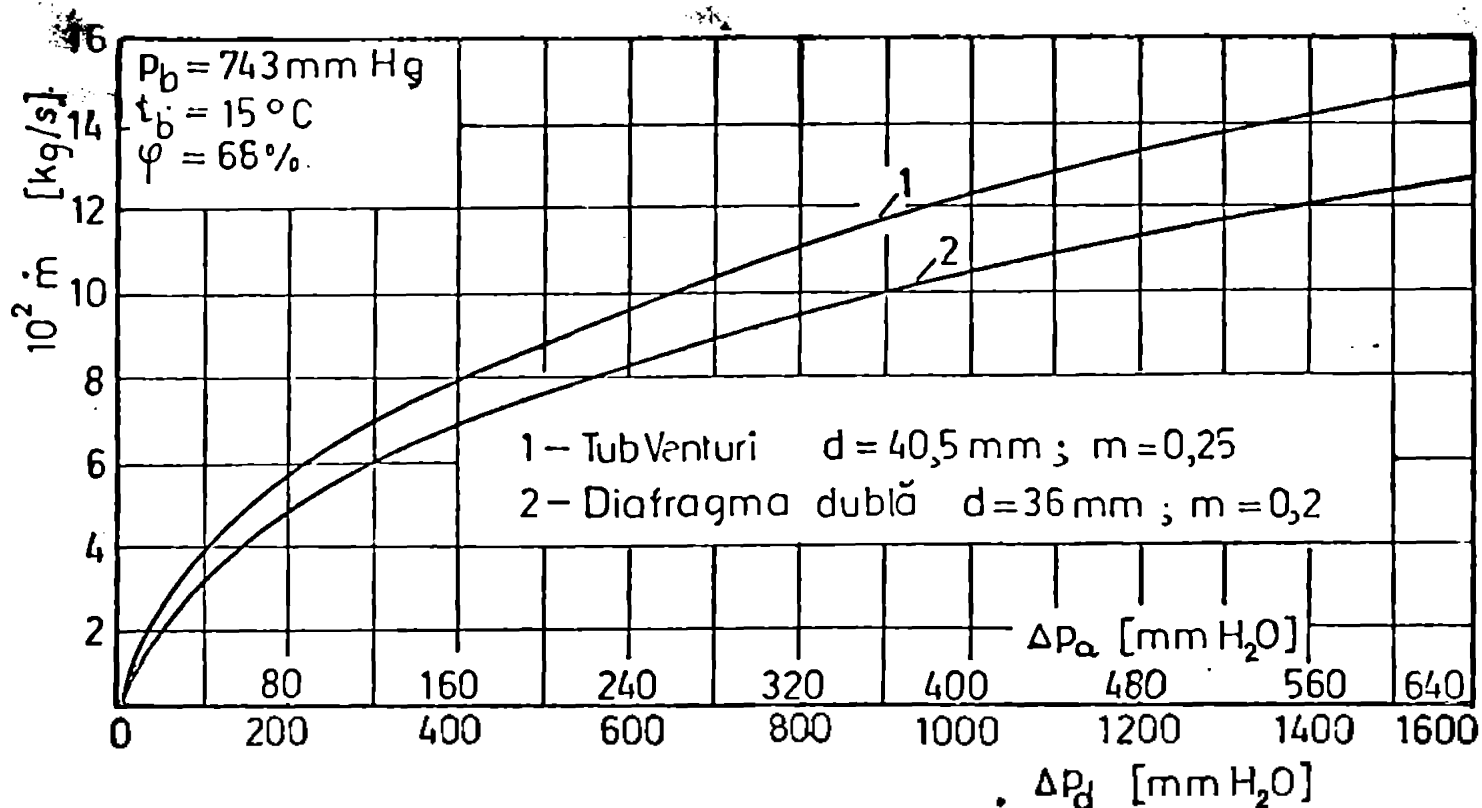


Fig. 5.6. Diagramele de etalonare a tubului Venturi și a diafragmei duble

Corectarea debitului determinat cu ajutorul curbei de etalonare se face cu relația:

$$\dot{m} = \dot{m}_d \sqrt{\frac{\rho}{\rho_d}} = 5,387 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{P}{T}} \quad (5.3.)$$

unde:

$\dot{m}_d$  [kg/s] - debitul de aer din diagrama de etalonare;

$\rho, \rho_d$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea aerului la intrarea în dispozitivul de strângulare, în condițiile de măsurare, respectiv la etalonare;

$P, T$  [N/m<sup>2</sup>, K] - presiunea și temperatura în condițiile de măsurare.

#### 5.4. Ansamblul instalației experimentale

##### 5.4.1. Generalități

Pe baza programului de cercetare, s-au prevăzut următoarele instalații experimentale:

1. Instalație experimentală cu cameră de climatizare, pentru determinarea temperaturilor și presiunilor în carburator și



stabilirea condițiilor de givraj;

2. Instalație experimentală pentru studiul influenței fluxului termic transmis în zone "petei calde" asupra performanțelor motorului, folosind drept fluid de încălzire uleiul dintr-un circuit exterior motorului.

#### 5.4.2. Instalație experimentală cu cameră de climatizare

Pentru studiul procesului de schimb de căldură și de substanță în procesul formării amestecului pe traseul de aspirație la un m.a.s. cu carburator, s-a proiectat și realizat o instalație experimentală, adaptată motorului ARO-L-25, din Laboratorul de Motoare al Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice. Instalația este redată schematic în figura 5.7., respectiv fotografiile 5.8. și 5.9. Elementele principale ale instalației sînt:

- |                                 |                                  |
|---------------------------------|----------------------------------|
| 1-Motor ARO-L-25                | 18-Frecvențmetru pentru măsura-  |
| 2-Cameră de climatizare izolată | rea turației                     |
| 3-Frînă hidrolică               | 19-Treductor fotoelectric pen-   |
| 4-Carburator                    | tru turație                      |
| 5-Cuplej elastic                | 20-Aparate pentru măsurarea      |
| 6-Panou piezometric             | parametrilor uleiului și a       |
| 7-Rezervor de combustibil       | pei de răcire                    |
| 8-Instalație volumetrică pen-   | 21-Termometru umed, respectiv    |
| tru măsurarea debitului de      | uscăt, pentru măsurarea umi-     |
| combustibil                     | dității aerului la intrare în    |
| 9-Tub Venturi                   | carburator                       |
| 10-Generator de abur            | 22-Milivoltmetru indicator al    |
| 11-12-Vane de reglare a debi-   | temperaturii gazelor evacua-     |
| tului de aer                    | te                               |
| 13-Piezometre pentru măsurarea  | 23-Tuburi flexibile de legătură  |
| debitului de aer                | între microsondele de presiune   |
| 14-Galvenometru Multiflex       | și panoul piezometric            |
| 15-Comutator multipozițional,   | 24-Rezervor de liniștire         |
| bipolar                         | 25-Piezometre pentru măsurarea   |
| 16-Vas cu amestec gheață-apă    | debitului de aer prin diafrag-   |
| la 0°C, pentru lipitura rece    | ma dublă                         |
| a termocuplilor                 | 26-Diafragmă dublă               |
| 17-Termocupluri                 | 27-Sibăr de reglare al debitului |
|                                 | de aer                           |
|                                 | 28-Pompe de vid                  |

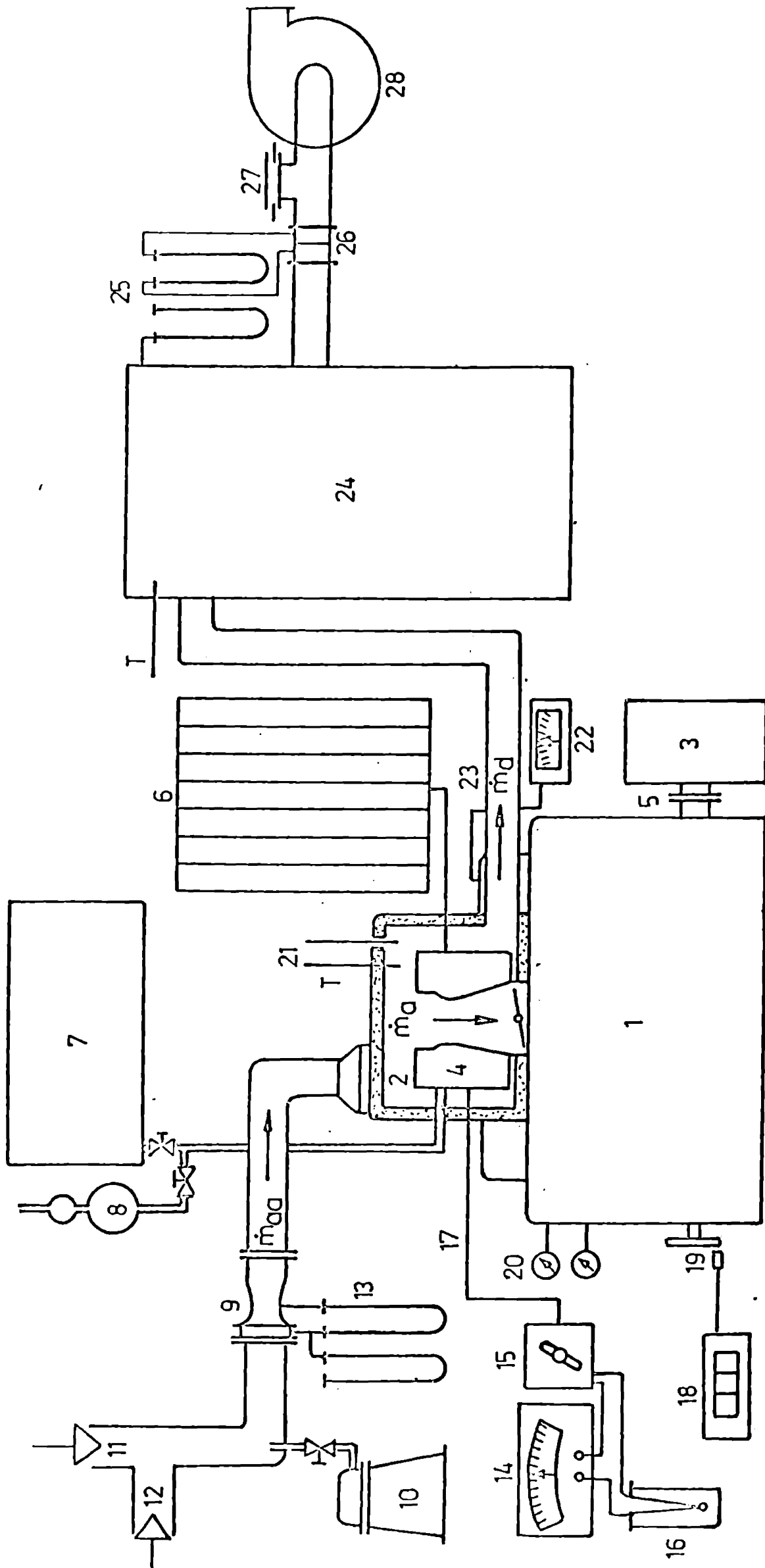


Fig. 5.7.

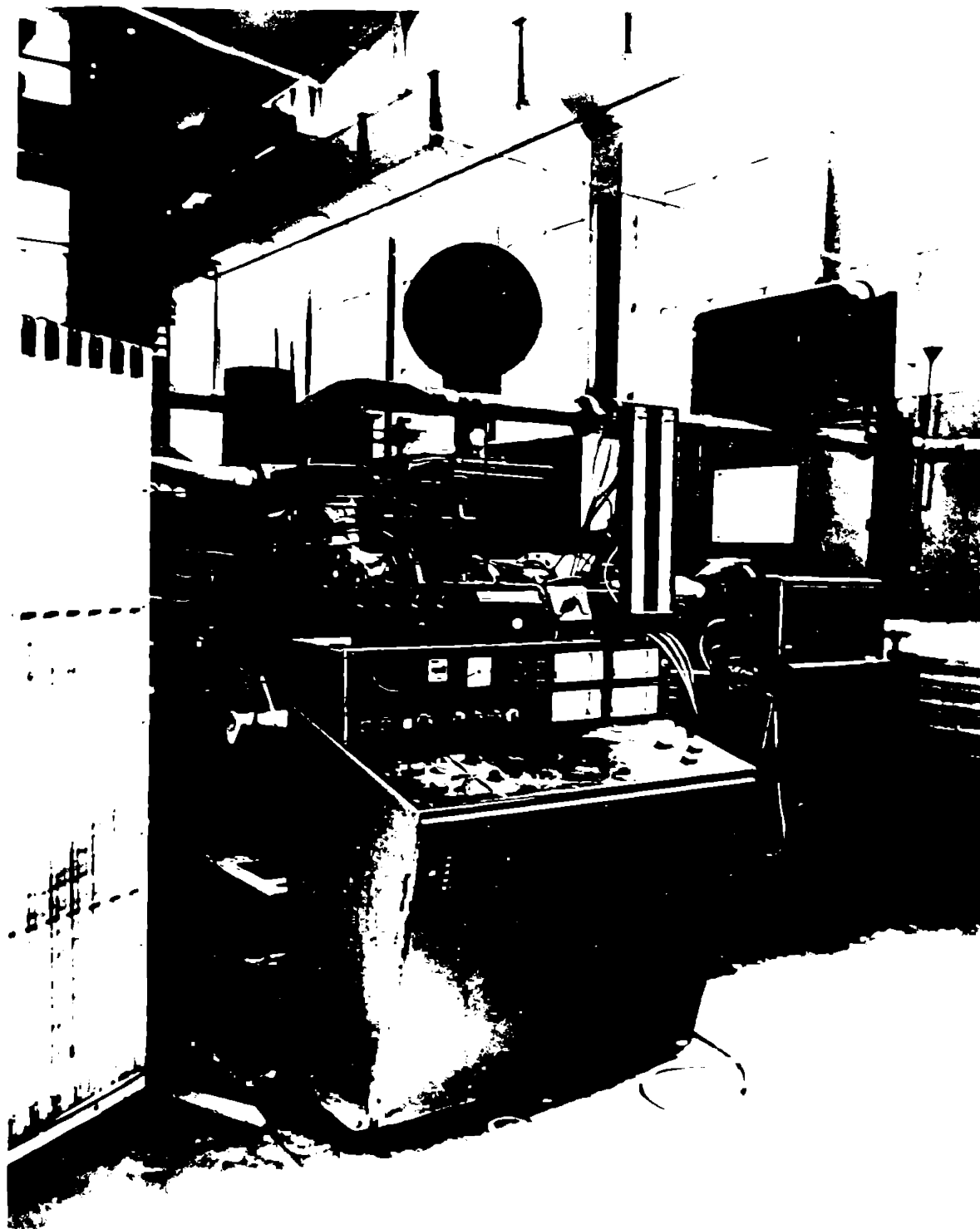


Fig. 5.9. Instal. de experiment 15

Partea centrală a acestui stand este camera de climatizare, în care se introduce cartur torul complet montat, cu toate termocuplurile și microsondele de măsurare a presiunii. Pentru menținerea câștilor constantă a parametrilor de temperatură și umiditate a aerului, la încercările de livrare camera de climatizare a fost izolată cu straturi succesive de zăgor, lână și ghips (figura 5.10.).

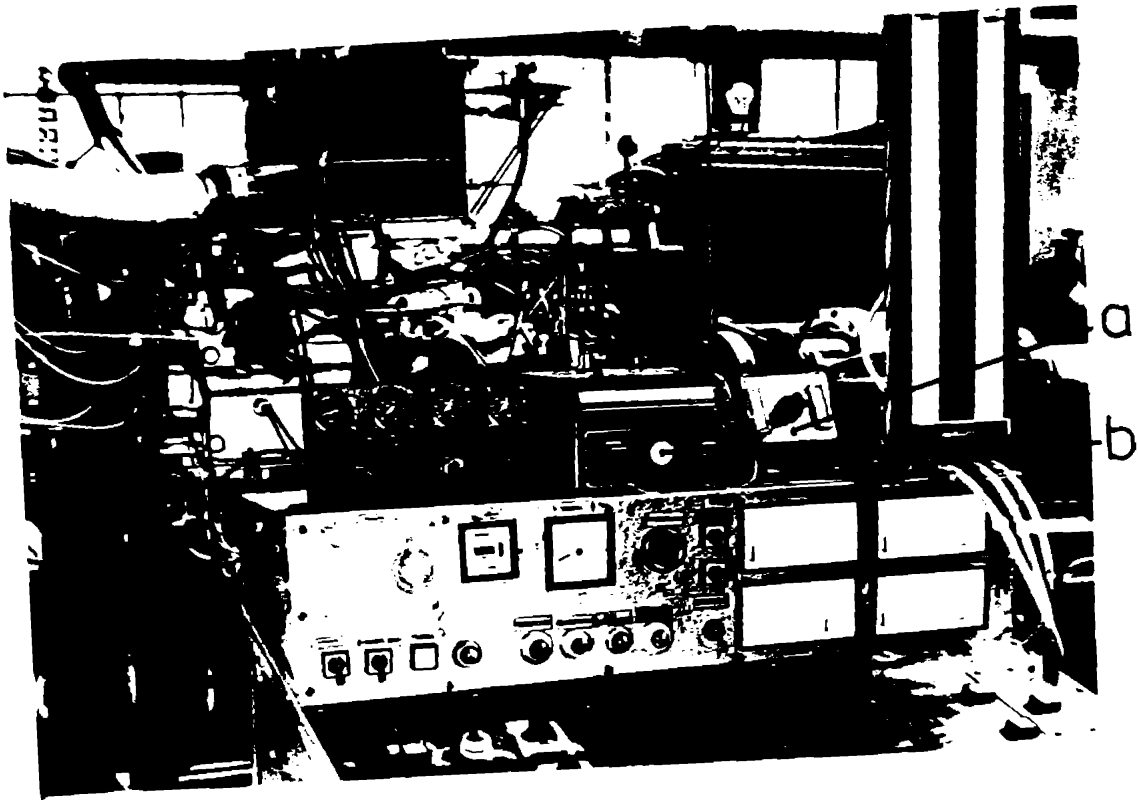


Fig. 5.9. Instalație experimentală (detaliu)

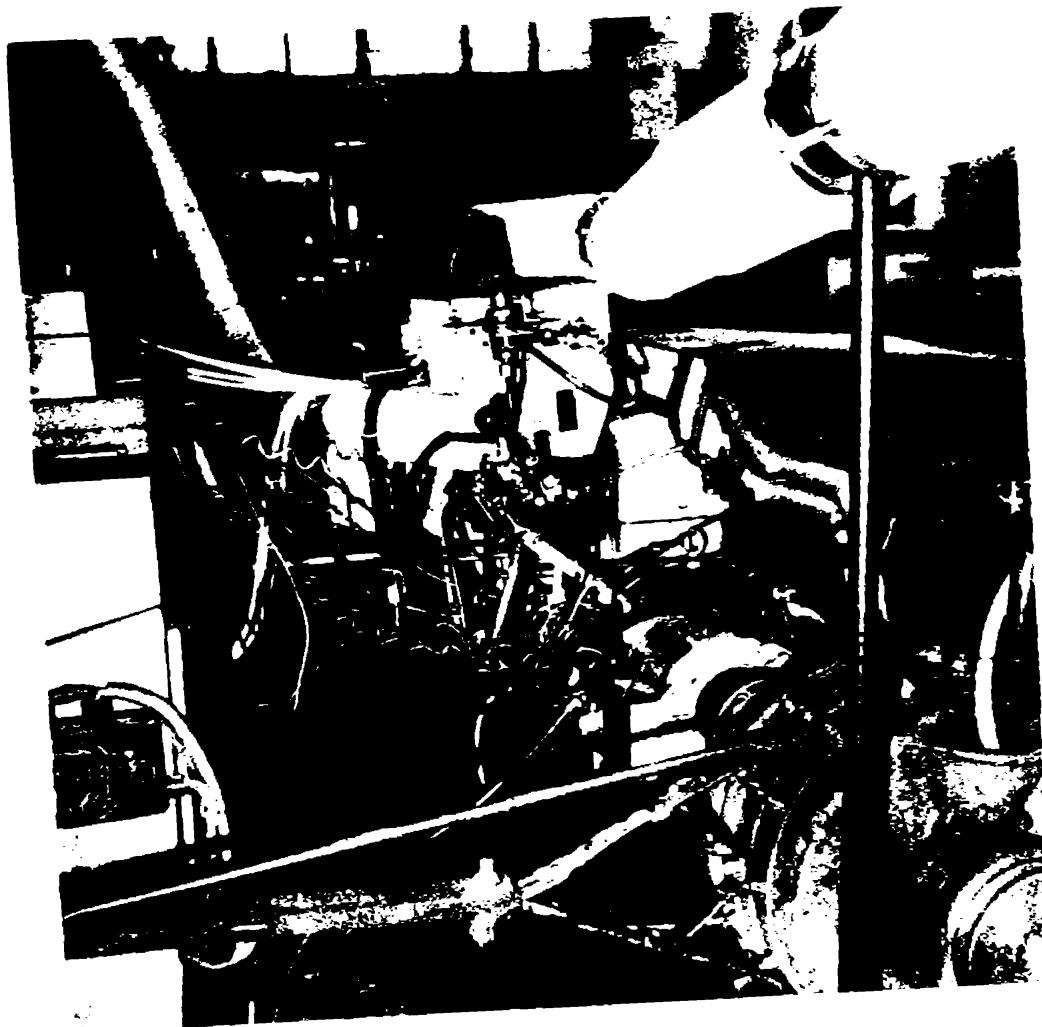


Fig. 5.10. Instalație experimentală cu cameră de climatizare și conductă de intrare a aerului izolată

Realizarea condițiilor de viteză ale mediului exterior față de carburator, similare cu cele de la înaintarea vehiculului, s-au realizat printr-un flux de aer care circulă prin camera de climatizare la exteriorul carburatorului, fiind aspirat la partea inferioară a camerei de către pompele de vid. În acest montaj, camera de climatizare are și un rol de liniștire, efect preluat și de rezervorul propriuzis de liniștire, astfel că la nici o măsurătoare nu au apărut oscilații ale coloanei de lichid în piesometrul tubului Venturi.

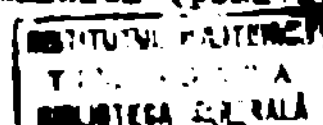
Aerul poate fi aspirat din exterior sau din interiorul hălei, pentru menținerea constantă a temperaturii în timpul experimentărilor. Umiditatea se reglează prin adăug de abur de la generatorul de abur.

În interiorul camerei climatizate se introduce carburatorul, în care s-au fixat 20 microsonde de presiune și 8 termocupluri cupru-constantan. Carburatorul, cu prizele de presiune și temperatură montate, este redat în figura 5.11.

Punctele din carburator, unde sînt instalate termocuplurile și microsondele, sînt indicate în figura 5.12.

Conform numerotării din figura 5.12., temperaturile și presiunile măsurate în timpul experimentărilor sînt (vezi și figura 4.17.):

- $T_1$  - Temperatura la intrarea în galeria de admisie (figura 4.17.);
- $T_2$  - Temperatura la ieșirea din carburator;
- $T_3$  - Temperatura din canalul de mers în gol, în zona sarcinilor mici și a mersului în gol;
- $T_4$  - Temperatura combustibilului în camera de nivel constant;
- $T_5$  - Temperatură din secțiunea minimă a difuzorului;
- $T_6$  - Temperatura uleiului în "pata caldă" (figura 4.17.);
- $T_7$  - Temperatura emulsiei, după emulsor;
- $T_8$  - Temperatura la intrarea în carburator;
- $T_9$  - Temperatura pe clapeta de amestec (obturator);
- $T_{10}$  - Temperatura peliculei în "groapa" colectorului de admisie (figura 4.17.);
- $P_1$  - Presiunea în aval de clapeta de amestec;
- $P_2$  - Presiunea în amonte de clapeta de amestec;
- $P_3$  - Presiunea la ieșirea din difuzor;
- $P_4$  - Presiunea în secțiunea minimă a difuzorului;
- $P_5$  - Presiunea din difuzor în dreptul deșurării emulsiei (poziție



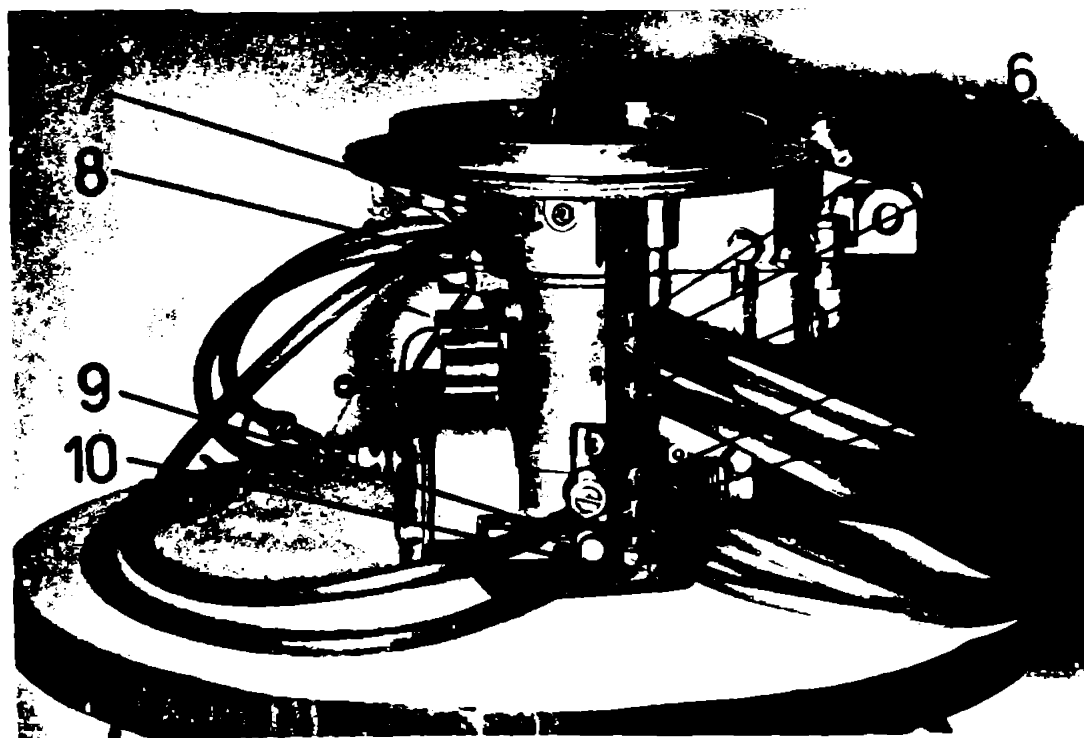


Fig. 5.11. Carturatorul cu prizele de presiune și de temperatură inferioară);

- $P_6$  - presiunea din centrator în dreptul debutării emulsiei (poziție superioară);
- $P_7$  - presiunea în amonte de clapeta de aer;
- $P_8$  - presiunea din aval de clapeta de aer;
- $P_9$  - presiunea în canalul de mers în gol;
- $P_{10}$  - presiunea în dreptul machiei clapetei de anastec;
- $P_{11}$  - presiunea din colectorul de admisie (figura 4.17.);

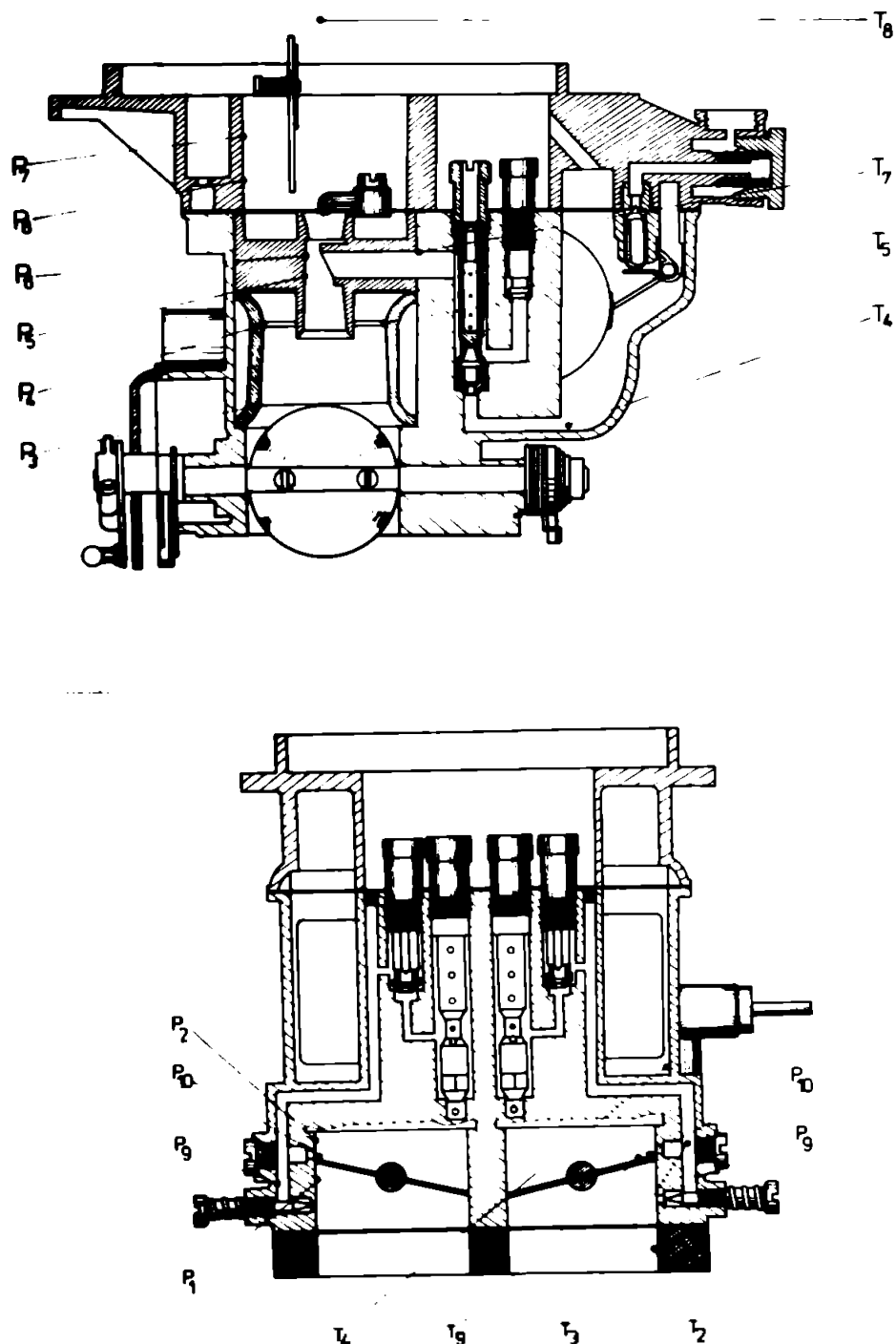


Fig. 5.12. Schema punctelor de măsurare a presiunilor și temperaturilor din carburator

Debitul de aer aspirat în camera de climatizare s-a determinat cu tubul Venturi, din diagrama de etalonare, iar a debitului de aer vehiculat pe linia carburator, cu ajutorul diafragmei duble. Din diferențele lor, rezultă debitul de aer aspirat în motor (relația 5.1.). Pe de altă parte, debitul de aer aspirat în motor se poate determina și pe baza depresiei din secțiunea minimă a difuzorului, cunoscând secțiunea și coeficientul de debit al difuzorului, din încercările pe standul dinamic (vezi paragraful 2).

#### 5.4.3. Instalație experimentală pentru studiul "petei calde"

Cercetările influenței transferului termic în zona "petei calde" asupra performanțelor motorului, s-au efectuat pe o instalație experimentală derivată din precedente, cu următoarele completări (figură 5.13.):

29-Ultratermostaț cu ulei;

30-Recorduri de conducere a uleiului fierbinte spre "peta caldă";



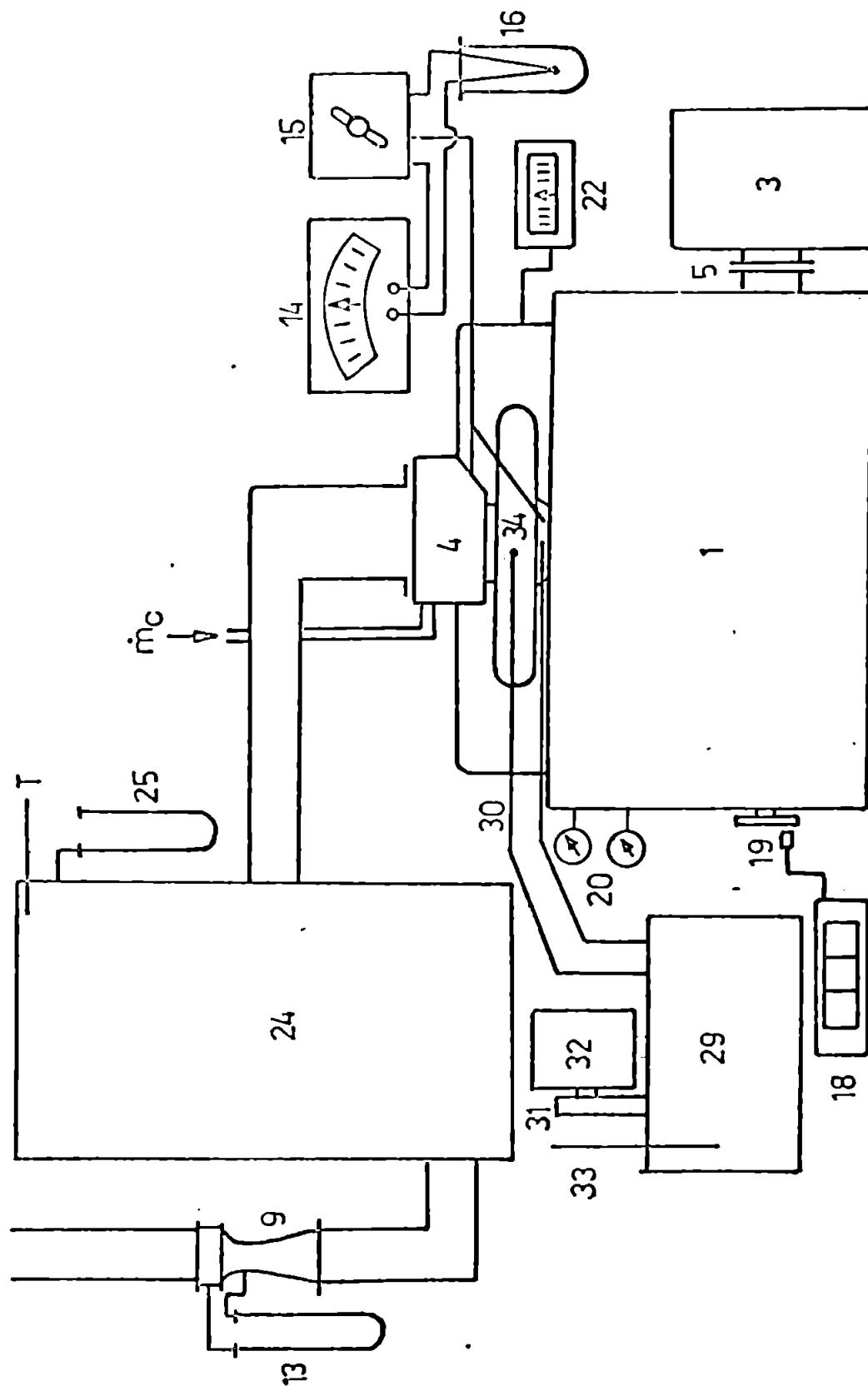


Fig. 5.13.

31-Termometru de contact, pentru reglarea temperaturii;

32-Pompă de ulei;

33-Termometru;

34-Termocupluri suplimentare pentru măsurarea temperaturii "petei  
calde" și a peliculei de combustibil;

## 5.5. Metodele de experimentare și determinare a performanțelor

### 5.5.1. Metode pentru studiul givrajului

Metodele de încercări de givraj semnalate în literatură de specialitate - metoda Solex, metoda Institutului Francez al Petrolului /40/, respectiv metoda VKZ, propusă în /41, 42/ - nu diferă între ele decât prin modul cum se reușește atingerea stării de givraj cea mai concludentă pentru carburatorul și motorul încercat. Încercările la 50% din sarcină au avantajul că obturatorul fiind parțial deschis (poziție înclinată față de fluxul de amestec), "fixează" mai ușor gheața, deci o instalare mai rapidă a givrajului. Încercările semnalate în /40/ sînt limitate la o singură stare a aerului aspirat în motor - stare cunoscută dinainte ca ducînd la fenomenul de givraj - deci acestea sînt mai mult probe pentru încercări curente la givraj a carburatoarelor și nu de cercetare propriuzisă a fenomenului de givraj.

În lucrările /41, 42/, sînt efectuate încercări de givraj atât pe standul de probă, cît și în condiții de cale, concluziile privind stările de givraj fiind comparabile. Această concluzie apare ca normală dacă se analizează transferul termic în zona carburatorului, pînă la obturator și se constată că mărimea fluxului termic transmis amestecului, este de 6...15 W; deci, practic, pînă la obturator, fenomenul de schimb de căldură și de substanță se poate considera adiabatic, neinfluențat de starea termică a motorului și viteza de înaintare a vehiculului. Asigurînd un flux de aer pe lîngă carburator, la standul de probă cu cameră de climatizare, sînt create condiții de încercare apropiate de cele de cale ale vehiculului. De aceea, metoda de încercare adoptată în lucrarea de față, după o serie de încercări preliminare, corespunde carburatorului W 207 instalat pe motorul ARO-L-25, fiind asemănătoare cu cea folosită în /40, 41/, cu deosebirea că turația motorului, la care este concludent givrajul, este de  $\sim 3000$  rot/min. De observat că această stare se realizează la mersul în gol forțat al motorului și este condiționată, evident, de debitarea dispozitivului principal al carburatorului, într-o cantitate suficientă pentru ca prin vaporizarea combustibilului în camera de amestec pînă la obturator, să determine depunerea de gheață pe acesta, prin scăderea temperaturii sub  $0^{\circ}\text{C}$ .

Conform acestei metode, identificarea stării de givraj se face prin trecerea motorului de la turația de 3000 rot/min, după un interval de timp - stabilit prin încercări de temperatură - la mersul în gol normal. Dacă motorul s-a oprit, s-au considerat parametri inițiali și aerului ca parametri de givraj, dacă nu, s-au modificat acești parametri - în special umiditatea conținută în aer - și probe s-a reluat.

#### 5.5.2. Metoda pentru studiul "petei calde"

Din studiul teoretic al schimbului de căldură și de substanță, în procesul formării amestecului, a reieșit importanța temperaturii "petei calde" asupra vaporizării complete a combustibilului, cu implicații favorabile în dezvoltarea procesului de ardere din motor și al performanțelor acestuia. De aceea, s-a determinat experimental influența temperaturii "petei calde" asupra caracteristicilor motorului. Pentru o mai bună comparație a rezultatelor, s-au ridicat caracteristicile de turație ale motorului, la deschidere constantă a obturatorului, pentru mai multe temperaturi ale "petei calde".

În aceste condiții și pentru același reglaj, stare termică a motorului, combustibil, etc., modificarea performanțelor de putere și consum specific ale motorului se datoresc numai condițiilor diferite de formare a amestecului sub influența "petei calde". S-au efectuat două serii de caracteristici, corespunzătoare poziției obturatorului la 50%, respectiv 75% din sarcina nominală. Alegerea acestor regimuri s-a bazat pe studiul prezentat în lucrarea /21/, privind frecvențe regimurilor de sarcină ale motorului AKO-L-25 de pe turismul ARO 240 și autofurgoneta TV 12 F. Conform acestui studiu, frecvența sarcinilor mari este neglijabilă la acest motor, regimurile cele mai frecvente fiind în domeniul sarcinilor mici, sub 50% și turații sub 2800 rot/min. Temperaturile "petei calde", la care s-au făcut încercările, au fost de: 80, 90, 100, 120, 150, 200, 220 °C.

Pentru completarea studiului schimbului de căldură și de substanță și în cadrul acestor încercări s-a determinat cimpul de temperatură și presiune în carburator și pe traseul de aspirație al motorului.

### 5.6. Concluzii

1. Programul de cercetare experimentală, prezentat sintetic în ordinograma de la începutul capitolului, a necesitat pentru realizarea sa peste 6 ani, durată impusă de proiectarea, realizarea, încercări preliminare și experimentarea unui număr foarte mare de variante (circa 60 variante pentru cimpul de temperaturi în carburator, peste 100 de încercări valabile de givraj și peste 150 de regimuri de funcționare la diferite temperaturi ale "petei calde"), necesare pentru delimitarea corectă a stărilor de givraj, respectiv a influenței temperaturii "petei calde" asupra performanțelor motorului, fenomen care nu poate fi tratat numai pe cale teoretică.

2. Metodica experimentală aleasă, bazată pe stabilirea relațiilor schimbului de căldură și de substanță pe traseul de admisiune, este simplă și suficient de sensibilă. Rezultatele obținute au evidențiat o corelație bună între determinarea pe cale teoretică și experimentală a parametrilor ce determină apariția givrajului și efectele "petei calde".

3. Precizia valorilor măsurate, cu erori relative în jur de 1,5...2,0%, corespunde cerințelor lucrărilor de cercetare științifică, ceea ce a permis și o reproductibilitate foarte bună a măsurilor măsurate.

4. Instalația de cercetare experimentală, concepută și realizată, bazată pe utilizarea unei camere de climatizare, în care se introduce carburatorul prevăzut cu prize multiple de presiune și de temperatură, poate fi utilizată în foarte bune condițiuni pentru studiul proceselor de schimb de căldură și de substanță, indiferent de tipul de carburator cercetat.

5. Instalația experimentală menționată la punctul 4, a fost completată cu o a doua instalație, destinată cercetării evoluțiilor amestecului după obturatorul de amestec al carburatorului, care a permis studierea fenomenelor ce determină optimizarea temperaturii "petei calde".

## 6. REZULTATELE CERCETĂRII EXPERIMENTALE

### 6.1. Determinarea stărilor amestecului în carburator

În capitolul 4 al prezentei lucrări, s-au dezvoltat metodele de calcul teoretic a stărilor amestecului carburant, în evoluția sa pe traseul de admisiune, cu ajutorul diagramei  $i-x$ , aer-combustibil. Pentru a verifica valabilitatea metodelor propuse, s-au determinat experimental, cu ajutorul instalației de climatizare realizată (capitolul 5), temperaturile în carburator și pe traseul de aspirație, pentru condiții variabile ale stării aerului la intrarea în carburator. Un al doilea parametru necesar stabilirii stării amestecului, în diagrama  $i-x$ , este presiunea; cîmpul de presiuni în carburator s-a ridicat experimental, cu ajutorul microsondelor instalate în acest scop. Experimentările s-au făcut la mersul în gol forțat al motorului ( $n = 3000$  rot/min), pentru temperaturi inițiale ale aerului cuprinse între  $-4$  și  $+16^\circ\text{C}$ . Se observă că atât la temperaturi inițiale ale aerului ridicate (figura 6.1.), cât și coborâte (figura 6.2.), temperaturile în

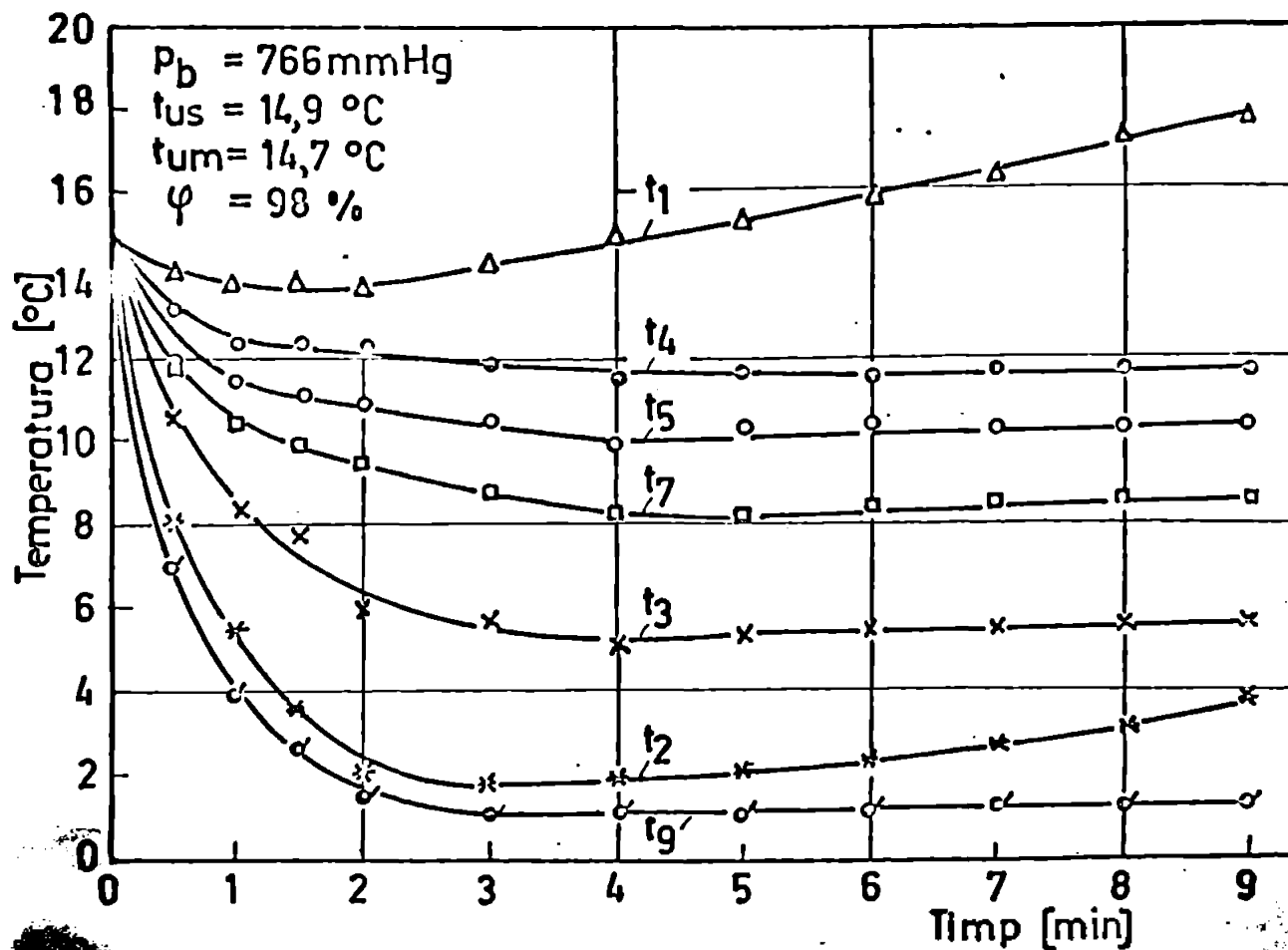


Fig. 6.1. Variație temperaturilor din carburator, funcție de timp, pentru  $t_{us} = 14,9^\circ\text{C}$

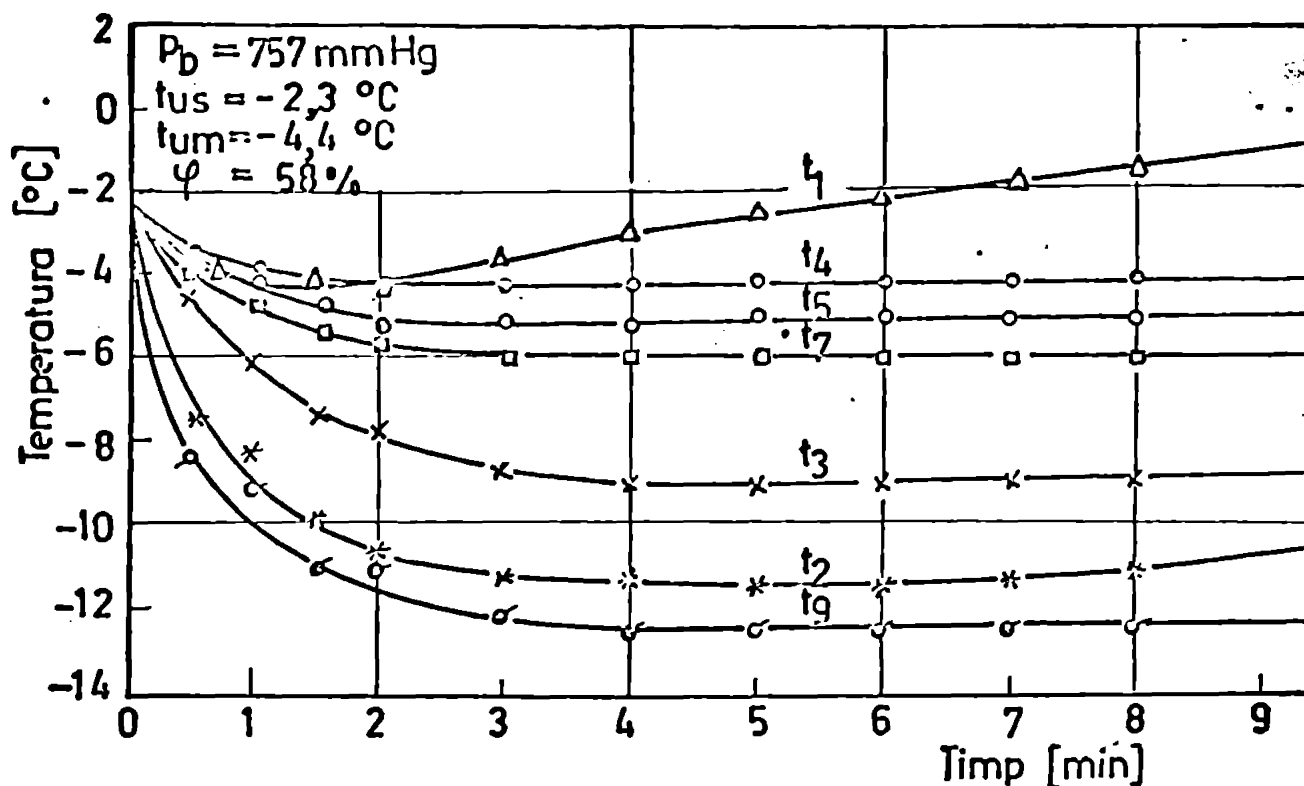


Fig. 6.2. Variația temperaturilor din carburator în funcție de timp, pentru  $t_{us} = -2,3^\circ\text{C}$

toate punctele carburatorului variază în timp, starea staționară atinându-se după 2,5...3,0 minute de la lansarea motorului sau de la schimbarea regimului de funcționare.

De aceea și având în vedere studiul în continuare al fenomenului de givraj, s-a considerat necesară măsurarea temperaturilor după mai multe intervale de timp. Astfel, în figurile 6.3. și 6.4., sînt reduse diagramele de variație a temperaturilor după 2, respectiv 4 minute de la modificarea regimului de temperatură inițială a aerului. O primă concluzie ce se desprinde din analiza diagramelor prezentate, este că temperatura cea mai joasă pe treptul de aspirație se obține pe clapeta de amestec ( $t_0$ ), aspect relevant și de calculele teoretice (capitolul 4). O a doua zonă de temperatură coborîtă în carburator este canalul de mers în gol, în partea dinaintea debusării emulsiei ( $t_3$ ). Prezentînd, comparativ, în figura 6.5., rezultatele teoretice și experimentale privind temperatura pe clapeta de amestec, respectiv în canalul de mers în gol, se constată o concordanță perfectă între alura cur-



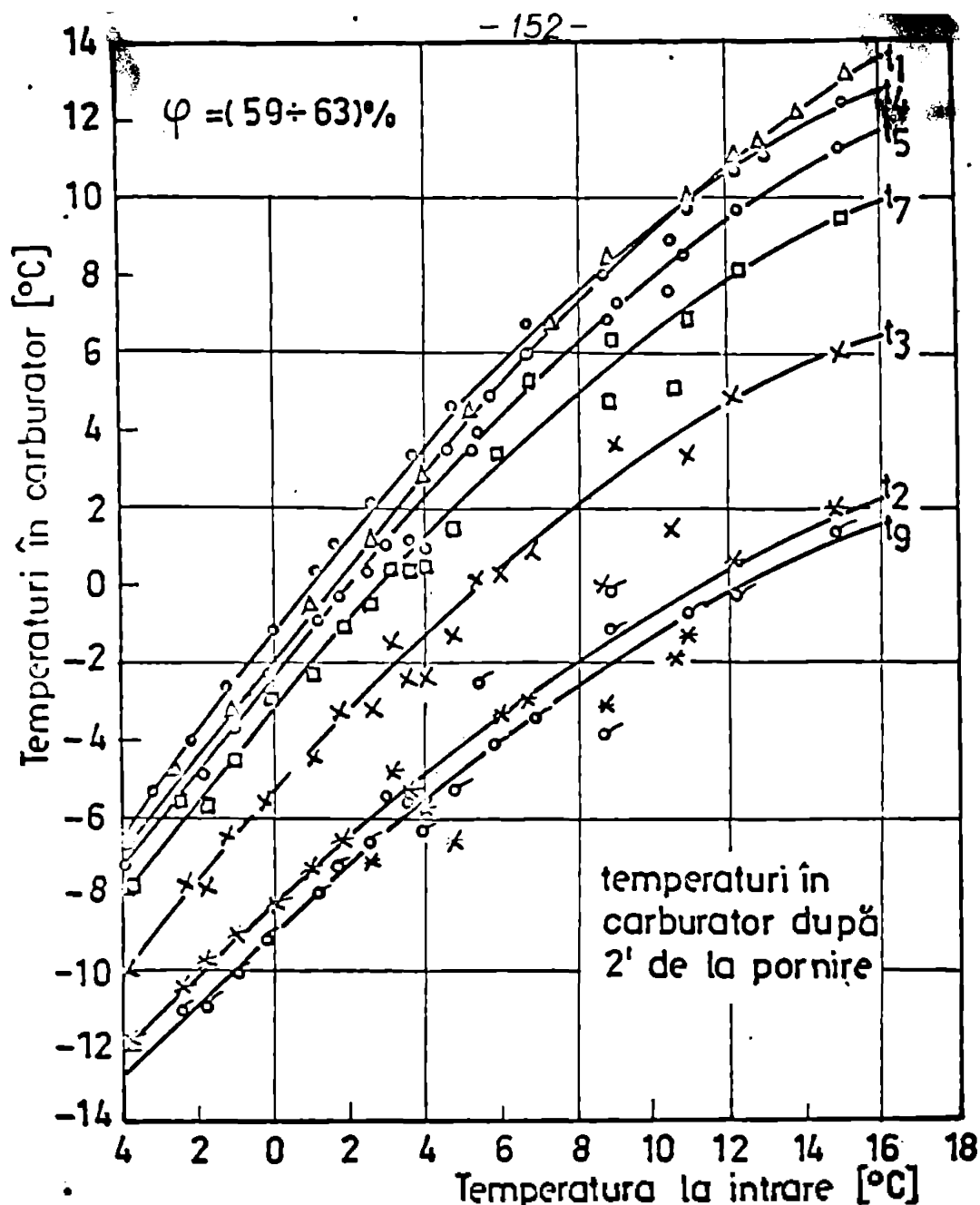


Fig. 6.3. Dependența temperaturilor din carburator de temperatura inițială, după 2' de la pornire

belor teoretice și experimentale, abaterile absolute fiind de  $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ , mai mici decât cele ale altor cercetători [41, 42], care nu au folosit metode calculului de schimb de căldură și de substanță în determinarea stărilor în carburator, ci doar metode dreptei de amestec, mai puțin precisă.

În figurile 6.1....6.4., se remarcă și scăderea temperaturii prin destinderea adiabatică a aerului în difuzor ( $t_5$ ), care în domeniul de temperaturi încercat scade cu  $0,5...3,0^{\circ}\text{C}$ ; scăderi mai mari apar la temperaturi ridicate ale aerului la intrare. Un aspect nou, nesemnălat în literatura de specialitate, este scăderea temperaturii emulsiei în zona de după pătrunderea aerului de frinare ( $t_7$ ), respectiv a temperaturii combustibilului în CNC ( $t_4$ ), în zona de pătrundere spre tubul de gardă.

Scăderea temperaturii după pătrunderea aerului de frinare cu  $1...6^{\circ}\text{C}$  (figurile 6.2....6.4.) se explică prin vaporizarea parțială



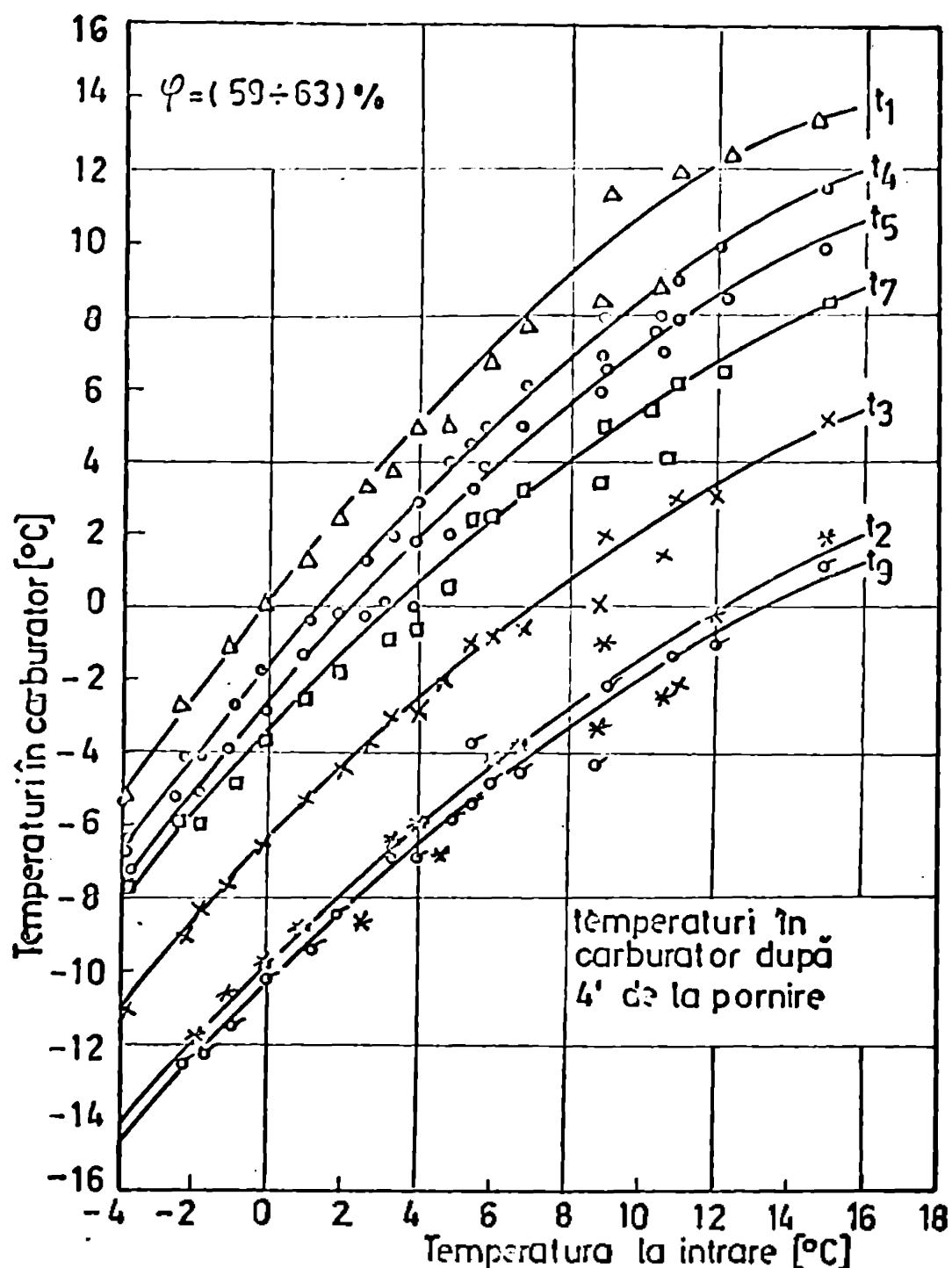


Fig. 6.4. Dependența temperaturilor din carburator de temperatura inițială, după 4' de la pornire

a combustibilului și extragerea căldurii necesare din masa emulsiiei. Scăderea temperaturii în CNC cu  $0,5 \dots 1,5^\circ\text{C}$  se produce prin creșterea vitezei curentului de combustibil la intrarea în tubul de gardă și intensificarea transferului de căldură dintre combustibil și mediul ambient prin pereții carburatorului.

Temperatura amestecului carburant începe să crească imediat după ieșirea din camera de amestec ( $t_2$ ), atingând valoarea tempe-

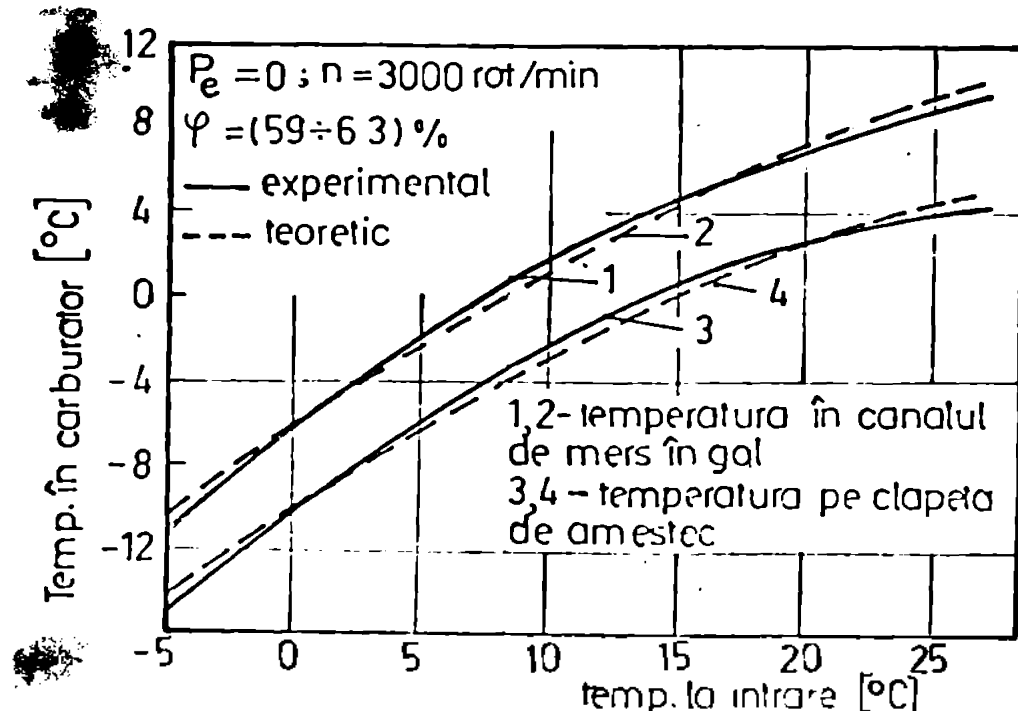


Fig. 6.5. Comparație între temperaturile din carburator, măsurate și calculate

cest caz scăderea temperaturilor, cu valori comparabile cu cele determinate teoretic.

Deoarece în calculele teoretice, este necesară aprecierea valorii presiunii în zona clapetei de amestec, respectiv a canalului de mers în gol, s-au determinat experimental, pentru diferite regimuri ale motorului, presiunile în aceste puncte.

Rezultatele experimentale, pentru câteva regimuri ale motorului, la care s-au făcut și calcule teoretice, sînt redată în tabelul 6.1.

În afara regimurilor prezentate în tabelul 6.1., în cursul experimentărilor pentru givraj sau efect al "petei calde", s-au măsurat și presiunile necesare calculelor, rezultatele fiind prezentate în capitolele respective.

Se remarcă, din analiza rezultatelor din tabel, că alegerea coeficientului excesului de aer  $\lambda$  și implicit, a participării masice  $x_c$  a combustibilului în amestec, pentru calculele teoretice, nu s-a făcut întâmplător, ci pe baza cunoașterii unor rezultate experimentale preliminare; în acest mod, se pot compara temperaturile teoretice obținute în diagrama  $i-x$  și cele experimentale, la aceeași participare  $x_c$  a combustibilului în amestec.

Alegerea regimului de mers în gol forțat, ca regim de bază

raturii inițiale a aerului în zona de intrare în chiulasă ( $t_1$ ).

Experimentările privind evoluția temperaturilor în carburator s-au făcut și pentru motorul în sarcină, rezultatele se vor prezenta ulterior la studiul performanțelor motorului, constatându-se și în a-

Tabelul 6.1.

Regimul de funcționare	$\alpha = 0$	$\alpha = 0$	$1/2\alpha$	$2/3\alpha$	$1/1\alpha$
Turația, $n$ [rot/min]	600	3000	2900	3000	3100
Puterea, $P_e$ [kW]	0	0	30,7	42,1	51,0
Consumul orar de combustibil, $G$ [kg/h]	2,10	5,94	10,44	12,60	16,40
Consumul orar de aer, $A$ [kg/h]	20,04	31,75	170	206	265
Temperatura inițială a aerului, $t_0$ [°C]	18	18	22	21	21
Umiditatea relativă, $\varphi$ [%]	63	62	62	63	63
Conținutul de umiditate al aerului, $10^3 x_u$ [kg/kg <sub>L</sub> ]	8,27	8,09	10,38	9,96	9,96
Participarea masică $x_0$ a combustibilului în amestec [kg <sub>0</sub> /kg <sub>L</sub> ]:					
- în camera de amestec	-	0,097	0,0614	0,0612	0,06188
- în canalul de mers în gol	1,08	1,04	-	-	-
Depresiunea în difuzor [mmH <sub>2</sub> O]	-	46	288	305	430
Presiuni absolute [mmHg]:					
- la intrarea în carburator	740	745	745	742	742
- în secțiunea minimă a difuzorului	740	742	723	722	713
- înaintea de clapeta de amestec	740	743	742	741	735
- după clapeta de amestec	715	720	722	721	715
- în colector	715	717	717	716	712
- în canalul de mers în gol	735	733	744	742	742
Debitul de combustibil [kg/h]:					
- prin jiclorul principal	-	1,54	4,28	5,06	6,24
- prin jiclorul de mers în gol	1,05	1,43	-	-	-
- prin dispozitivul de putere	-	-	0,94	1,24	1,96
Debitul de aer [kg/h]:					
- printr-un singur difuzor	9,05	15,875	85	103	132,5
- prin canalul de mers în gol	0,97	1,375	-	-	-

pentru studiul cimpului de temperaturi, este justificat, conform

acestui tabel, de debitarea concomitentă a combustibilului și prin dispozitivul principal, cît și prin cel de mers în gol.

Pentru regimurile prezentate în tabelul 6.1., sînt redată comparativ, în tabelul 6.2., rezultatele privind temperaturile măsurate, respectiv calculate teoretic, după metoda dezvoltată în capitolul 4. Regimul de mers în gol (600 rot/min) nu este redat, deoarece jiclorul principal nu debitează, deci nu apare temperatură pe clapeta de amestec și canalul de emulsie.

Tabelul 6.2.

Regimul de funcționare	$\alpha = 0$ $n=3000$ rot/min		$1/2 \alpha$ $P_e=30,7$ kW		$2/3 \alpha$ $P_e=42,1$ kW		$1/1 \alpha$ $P_e=55$ kW	
Temperaturi [ $^{\circ}$ C]	Măs.	Calc.	Măs.	Calc.	Măs.	Calc.	Măs.	Calc.
- temp. inițială	18		22		21		21	
- pe clapeta de amestec ( $t_9$ )	1,5	2,1	2,4	3,2	2,0	2,7	1,8	2,0
- în canalul de mers în gol ( $t_3$ )	6,0	5,8	-	-	-	-	-	-
- la ieșirea din carburator ( $t_2$ )	2,6	3,1	3,8	4,4	3,2	4,0	3,0	3,9
- la intrarea în chiu-lasă ( $t_1$ )	17	19	23	24,8	20,5	22	21	20,5

Temperaturile au fost calculate pentru cazul evoluției reale (nendiabatice) a amestecului pe traseul de admisie. Abaterile valorilor calculate față de cele reale, sînt în limite admisibile, ținînd seama de complexitatea fenomenului de schimb de căldură și de substanță în cazul teoretic, respectiv erorile de măsurare cu termocupluri în medii bifazice cu vaporizare. În general, valorile teoretice ale temperaturilor sînt mai mari, deoarece în calcule s-a considerat că fluxul termic este immagazinat uniform de întreaga masă de amestec, în realitate, dacă picăturile lovesc accidental sudura termocuplului, temperatura va fi local mai scăzută. Comparativ cu abaterile înfîlțite în literatura de specialitate /41, 42/, cele din prezenta lucrare sînt de același ordin de mărime sau chiar mai mici, datorită calculului în etape ale schimbului de căldură prin pereții traseului de admisie.

## 6.2. Givrajul în carburatorul motorului ARO-L-25 /72/

Aspectele teoretice ale fenomenului de givraj a carburatorilor, cu particularizare pentru carburatorul #207 de pe motorul ARO-L-25, au fost dezvoltate în capitolul 4 al prezentei lucrări. S-au calculat teoretic, cu ajutorul diagramei i-x, stările inițiale ale aerului, ce pot duce la apariția givrajului, atât la mersul în gol, cât și în sarcină. Confirmarea rezultatelor teoretice s-a făcut prin experimentări pe același carburator, având montate prize de temperatură și presiune, introdus complet într-o cameră de climatizare /72/. Camera este izolată față de mediul exterior și protejată împotriva radiației termice a motorului cu plăci de azbest, iar circulația aerului pe lângă carburator a permis realizarea condițiilor reale de mers ale vehiculului, în cadrul încercărilor pe un stand stabil.

Aerul necesar arderii în motor, este adus la parametri de temperatură și umiditate doriti, prin dozarea corespunzătoare a cantităților aspirate din exteriorul halei, 11, sau din hală, 12, (capitolul 5), respectiv prin introducerea de abur, de la generatorul de abur 10.

Dintre metodele de încercare la givraj a carburatoarelor, s-a ales o metodă asemănătoare cu cea dată în lucrarea /42/, care corespunde carburatorului #207, instalat pe motorul ARO-L-25, cu deosebirea că turația motorului la care este concludentă apariția givrajului este de 3000 rot/min, denumită "turație de givraj". De remarcat că această turație se realizează la mersul în gol forțat al motorului și este condiționată de debitarea combustibilului prin dispozitivul principal, într-o cantitate suficientă pentru ca vaporizarea combustibilului în camera de amestec până la obturator, să determine depunerea de gheață pe acesta la scăderea temperaturii sub 0°C.

Din examinarea și repetarea experiențelor în numeroase varietate a fenomenului de givraj, s-au conturat două forme principale de manifestare a acestui fenomen:

- givrajul activ, cunoscut în literatură și care se manifestă prin oprirea motorului la trecerea din sarcină la mersul în gol sau chiar în sarcină;

- givrajul inactiv, care nu duce la oprirea motorului în cazurile amintite, dar din determinarea temperaturilor pe obtura-

tor se constată că givrajul s-a instalat și se manifestă prin scăderea puterii motorului și creșterea consumului de combustibil.

Intr-o primă etapă, s-a studiat apariția givrajului activ, prin trecerea motorului de la mersul la "turația de givraj", la mersul în gol normal. Pentru a stabili timpul după care se face această trecere, s-au făcut o serie de experimentări la diferite temperaturi și umidități ale aerului la intrarea în motor, determinându-se variația în timp a temperaturilor în principalele puncte ale carburatorului (vezi subcapitolul 6.1., figurile 6.1. și 6.2.). Observând din diagramele de variație a temperaturilor că atingerea stării staționare se face după 3...4 minute de la pornirea motorului și dispunând de un set de 30 diagrame experimentale de tipul celor din figura 6.1., numărul încercărilor neconcludente privind givrajul activ a fost mult micșorat. Diagramele de variație în timp a temperaturilor sînt redată în anexa VI.a.

Incercările de givraj au decurs astfel:

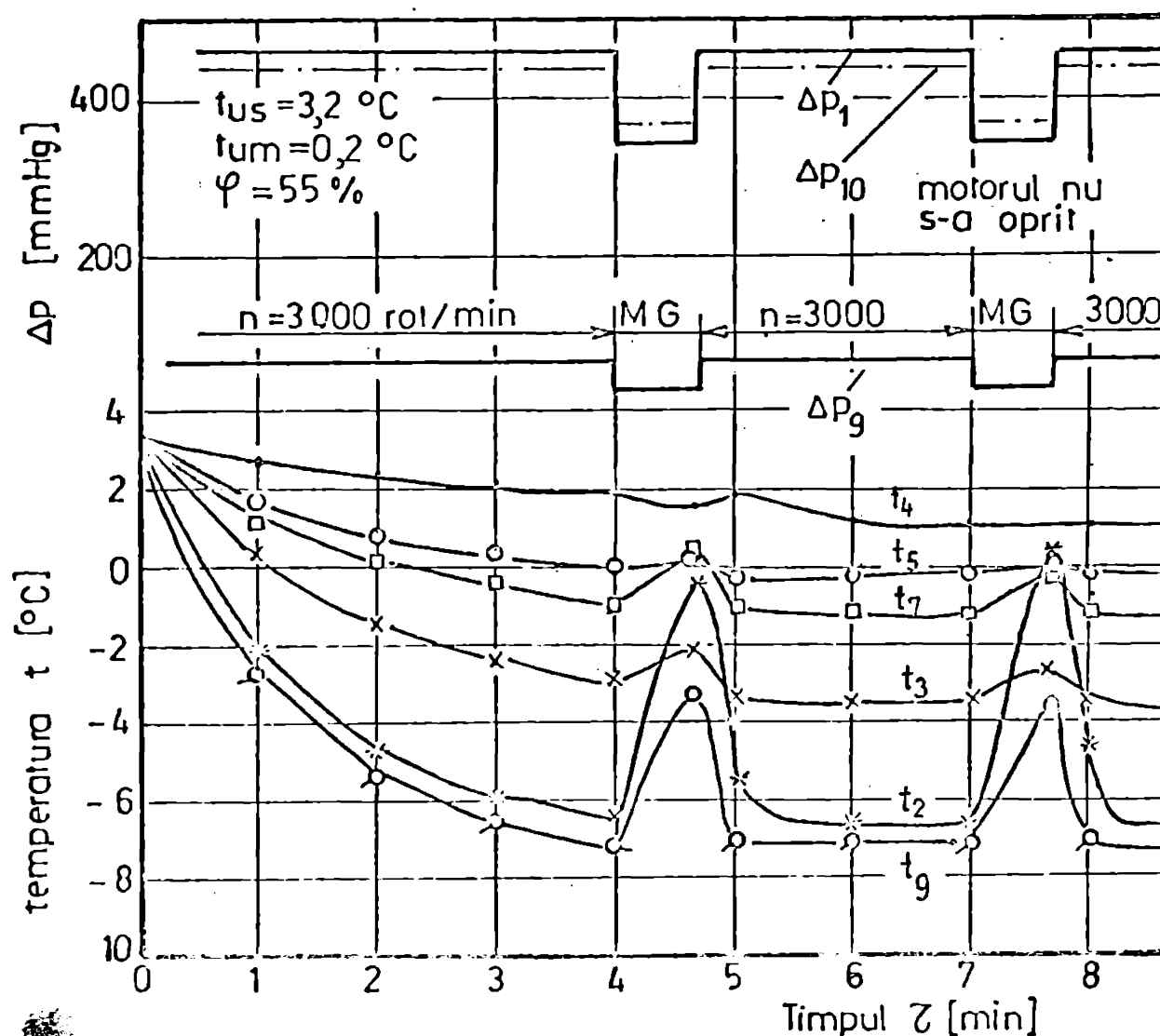


Fig. 6.6. Variația temperaturilor și depresiunilor, la trecerea repetată la mers în gol ( $t_{us} = 3,2$  °C;  $\varphi = 55\%$ )



- s-a încălzit motorul, pentru ca temperatura uleiului și a organelor sale să nu influențeze rezultatele;
- s-a pornit motorul, accelerându-l la mers în gol forțat, la turația de givraj (3000 rot/min);
- s-a trecut motorul la mers în gol normal, după 1'30" (figura 6.6.); 2'30" (figura 6.7.); 3' (figura 6.8.); 4' (figura 6.9.); restul cazurilor sînt redată în anexa VI.b.;
- dacă motorul s-a oprit, s-a notat după cîte minute s-a produs aceasta și temperaturile corespunzătoare;
- dacă motorul nu s-a oprit la prima trecere la mers în gol, s-a accelerat din nou la 3000 rot/min și s-a încercat din nou, prin trecere la mers în gol normal;
- în ipoteza că nu s-a oprit nici după această încercare,

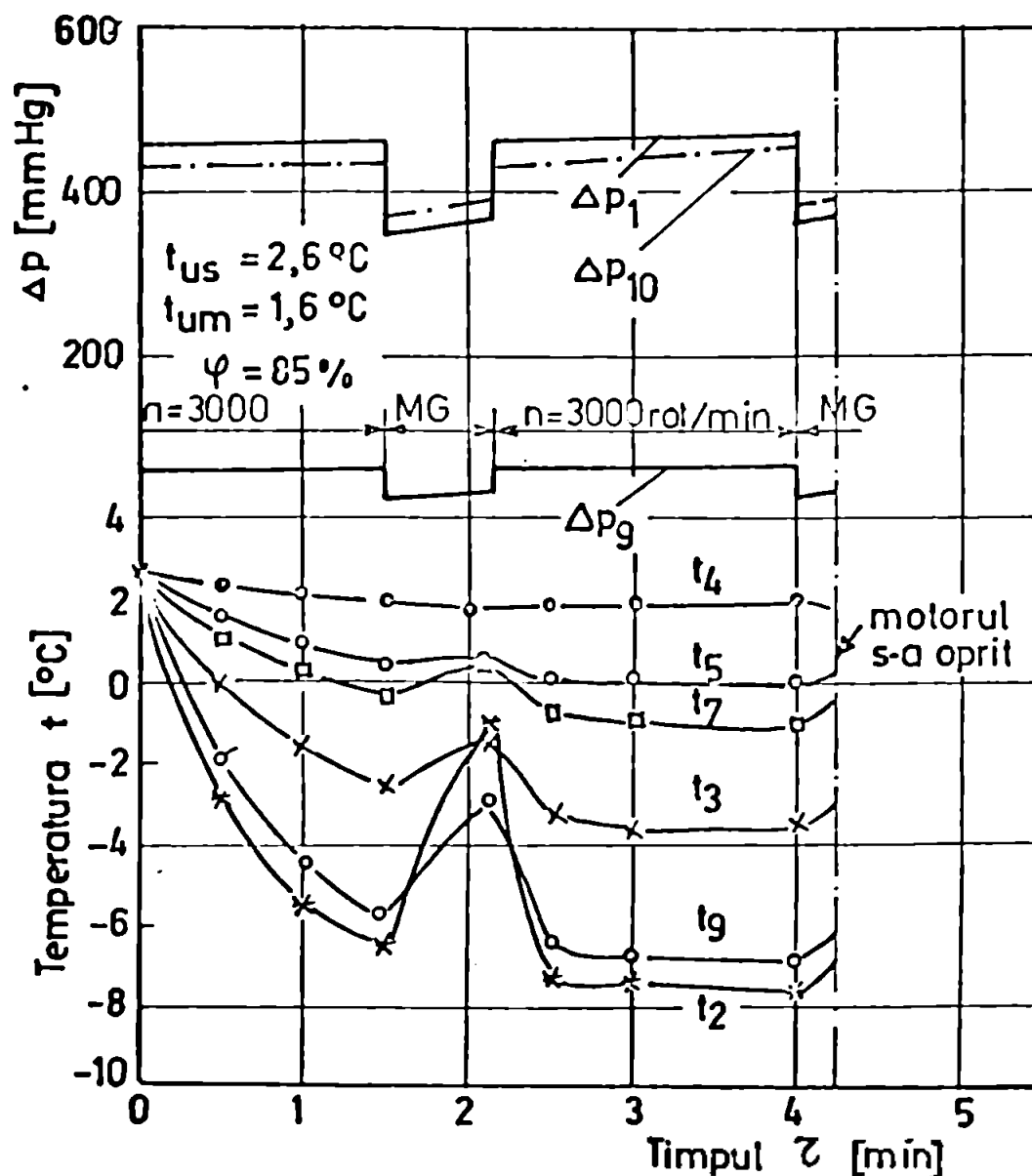


Fig. 6.7. Variație temperaturilor și deprecierilor, la trecerea repetată la mers în gol ( $t_{us} = 2,6^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 85\%$ )



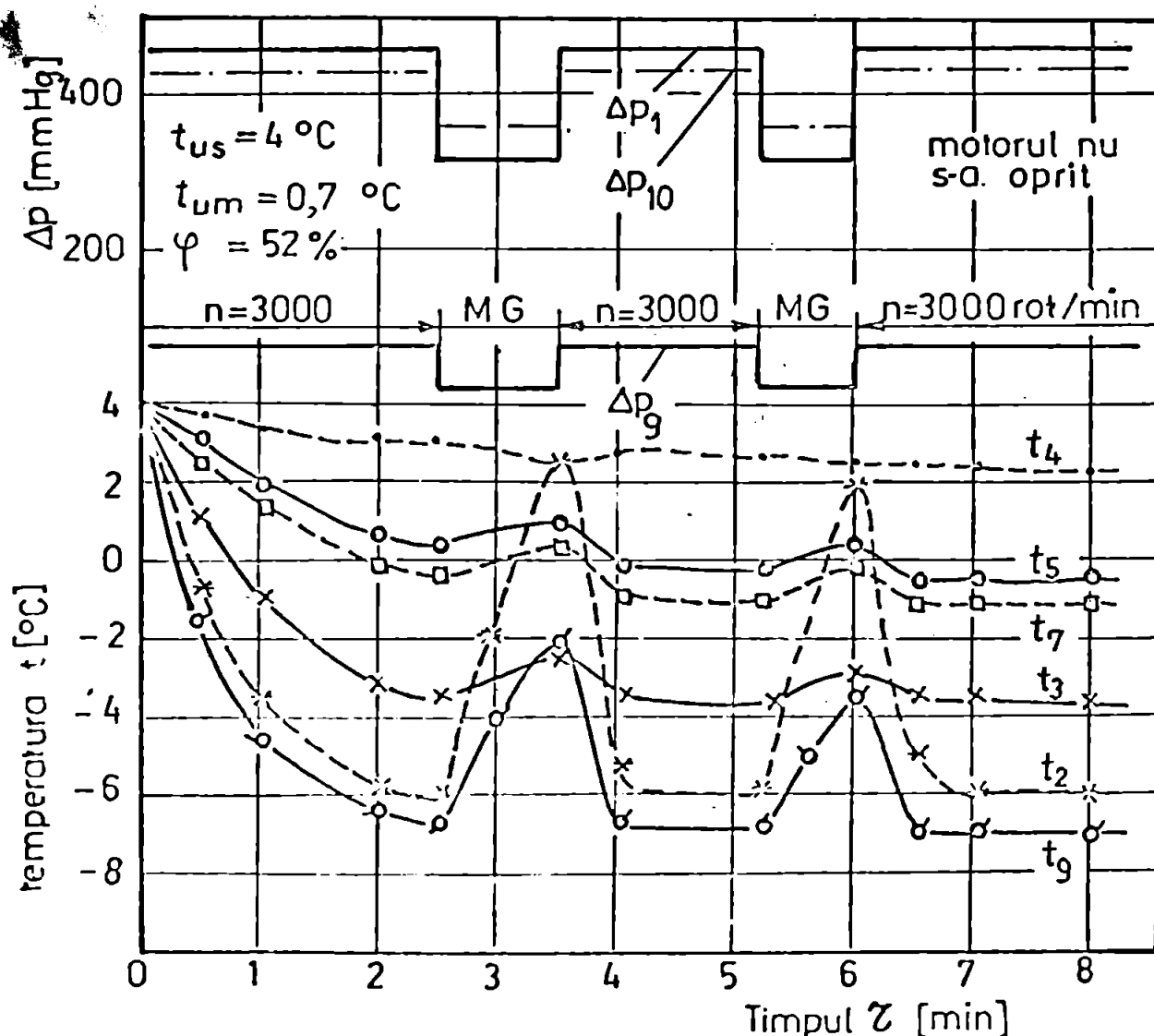


Fig. 6.8. Variația temperaturilor și depresiunilor, la trecerea repetată la mers în gol ( $t_{us} = 4^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 52\%$ )

deși se observă că regimul de temperaturi minim este atins (figurile 6.6. și 6.8.), s-a notat "NU GIVRAJ";

- când motorul s-a oprit cel puțin după a doua trecere la mers în gol, s-a notat "DA GIVRAJ" (figurile 6.7. și 6.9.);

- pentru încercările de tipul "NU GIVRAJ", s-a trecut la mărirea treptată a umidității relative a aerului aspirat, prin introducerea de abur și s-a reluat ciclul de încercări descris anterior la o altă umiditate relativă, până la atingerea stării de saturație ( $\varphi = 100\%$ );

- s-a stabilit astfel limita între "NU" și "DA GIVRAJ", pentru o temperatură dată.

S-au realizat peste 80 de încercări de givraj între temperaturi de  $-5^\circ\text{C}$  și  $+15^\circ\text{C}$  ale aerului la intrare și umidități cuprinse între 50% și 100%. Rezultatele sînt redată în anexa VI, tabelul

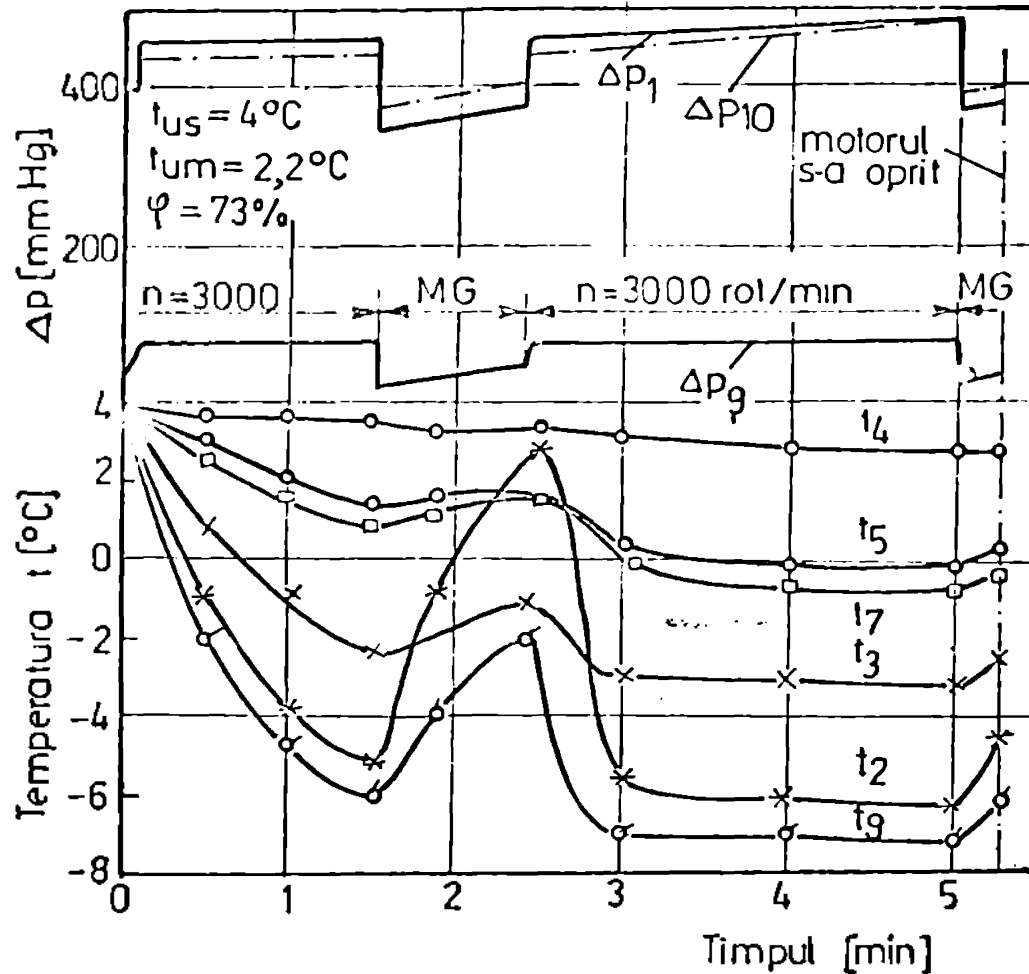


Fig. 6.9. Variație temperaturilor și depresiunilor, la trecerea repetată la mers în gol ( $t_{us} = 4^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi = 73\%$ )

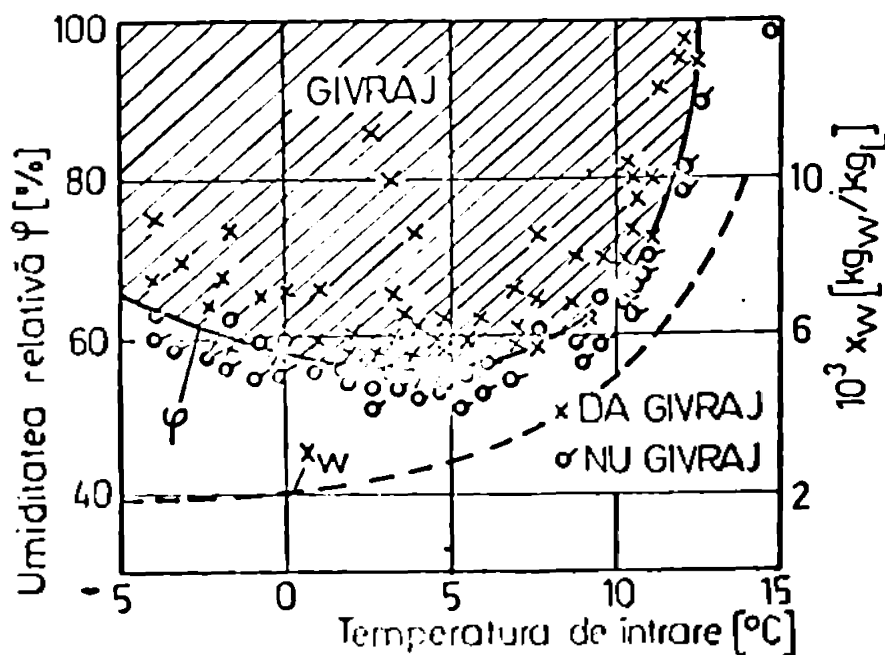


Fig. 6.10. Diagrama stărilor limită de givraj activ la carburatorul W207 de pe motorul ARO-L-25

6.1. și sînt sintetizate în diagramă din figura 6.10. Din diagramă se pot stabili temperaturile și umiditățile inițiale ale aerului care duc la apariția givrajului activ în carburatorul W207 instalat pe motorul ARO-L-25. În diagramele din figurile 6.6....6.9., sînt trasate și variațiile în timp ale de-

presiunilor din următoarele puncte ale carburatorului:

- $\Delta P_9$ , depresiunea din canalul de mers în gol;
- $\Delta P_{10}$ , depresiunea din dreptul muchiei obturatorului;
- $\Delta P_1$ , depresiunea în aval de obturator.

Aceste depresiuni au fost necesare pentru efectuarea calculului teoretic al stării de givraj, după metoda prezentată în capitolul 4. Se constată din calculele teoretice că abateri în aprecierea depresiunilor de  $\pm 50$  mm Hg nu influențează precizia determinării temperaturilor în diagrama i-x, aspect explicabil prin apropierea izotermelor în zona temperaturilor coborâte în diagrama i-x, unde se situează, de fapt, fenomenul de givraj. Această concluzie este deosebit de importantă pentru calculele teoretice, care se pot aborda și pentru alte tipuri de carburatoare, calculând teoretic căderea de presiune în difuzor, cunoscând debitul de aer, fără a mai fi nevoie de măsurări directe ale depresiunilor din carburatorul respectiv. De altfel, calculul teoretic al stărilor de givraj s-a făcut pentru o singură valoare a depresiunii dinaintea de obturator, respectiv din canalul de mers în gol, ori din diagramele din figurile amintite se observă o variație a acestor depresiuni în limitele amintite anterior.

Conform calculelor teoretice (capitolul 4), givrajul în carburator este posibil pînă la temperatura de intrare a aerului, de  $10...11^\circ\text{C}$  și umidități relative  $\varphi = 59...63\%$  (vezi figura 6.5.); din aceste calcule, nu se poate însă preciza care este tipul de givraj, activ sau inactiv.

Din analiza diagramei din figura 6.10. se observă că givrajul activ este posibil între temperaturile  $-4...+10^\circ\text{C}$ , la umidități ale aerului cuprinse între  $\varphi = 57...62\%$  și pe măsură ce temperatura crește, apariția givrajului este posibilă numai la umidități ridicate (peste  $80\%$ ). Calculînd pe baza curbei limită de givraj  $\varphi$ , conținutul de umiditate absolută  $x_w$  al aerului pentru presiunea de  $1013$  mbar, se observă din diagrama 6.10., că umiditatea absolută tinde asimptotic spre valoarea de  $(1,65...1,70)10^{-3}$   $\text{kg}_w/\text{kg}_L$ , care devine astfel o valoare minimă a conținutului de umiditate al aerului pentru apariția givrajului la temperaturi negative. De aceea, apariția givrajului la temperaturi sub  $-3^\circ\text{C}$ , este posibilă doar la umidități relative de peste  $70\%$ , respectiv considerînd valoarea limită a conținutului de umiditate  $1,65 \cdot 10^{-3}$   $\text{kg}_w/\text{kg}_L$ , givrajul este

posibil pînă la temperaturi de  $-11^{\circ}\text{C}$ , cu condiția ca umiditatea relativă să fie  $\varphi = 100\%$ . Stabilirea experimentală a unui continuut minim de umiditate, pentru apariția fenomenului de givraj, se explică prin însăși caracteristica de bază a givrajului activ - pentru ca givrajul activ să se producă, trebuie ca pe obturator să se depună, în regimul stabilizat, o cantitate minimă de gheață, care depășind muchiile obturatorului, să determine reducerea secțiunii libere de curgere a aerului sub limita necesară funcționării motorului la trecerea acestuia la mersul în gol, sau chiar în sarcină. Acest aspect nu poate fi pus în evidență teoretic, fiindcă procesul de depunere al gheții pe obturator nu poate fi cuprins în relații cantitative, fiind influențat de foarte mulți parametri termogazodinamici și de proprietățile fizice ale amestecului. De aici și importanța cercetărilor experimentale pentru un domeniu larg de temperaturi inițiale, care a pus în evidență, astfel, fenomenul amintit.

La temperaturi coborîte, unele opriri ale motorului la trecerea la mers în gol se pot explica prin apariția givrajului activ în canalul de mers în gol, astfel:

- temperatură foarte coborîtă (figura 6.5.) în canalul de mers în gol datorită vaporizării parțiale a combustibilului, determină apariția de ace de gheață în canal, care infundă orificiile de ieșire a emulsiei, determinînd oprirea motorului.

Afirmația se bazează pe constatarea experimentală că, în momentul trecerii la mersul în gol, motorul nu s-a oprit brusc în aceste regimuri, ca de obicei, ci la început a avut un mers neregulat (cu sincopă), caracteristic infundării orificiilor de mers în gol și apoi s-a oprit.

Givrajul activ, la temperaturi inițiale ridicate ( $8,00...12,5^{\circ}\text{C}$ ) și umidități relative ridicate (peste  $82\%$ ), se explică printr-un continuut ridicat de umiditate al aerului ( $6...7 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_v/\text{kg}_a$ ), deci posibilitatea depunerii unei cantități mari de gheață pe obturator, chiar și în cazul cînd nu întregă masă de umiditate ajunsă în zona obturatorului atinge temperaturi sub  $0^{\circ}\text{C}$ .

În aceste cazuri, la trecerea la mersul în gol, saltul de temperatură (figurile 6.6....6.9.) pînă la temperaturi pozitive, se realizează într-un interval scurt de timp, topirea stratului de gheață fiind influențată de temperaturile inițiale ridicate. Această formă de givraj se apropie de givrajul inactiv, așa cum se

va vedea în continuare.

### 6.3. Temperaturile în carburator în cazul amestecurilor neconvenționale

Ținând seama de tendința actuală de înlocuire a benzinei cu amestecuri neconvenționale, s-a pus problema în ce măsură formarea amestecului în stare gazoasă este modificată în acest caz. Cum diagrama  $i-x$  a fost calculată și trasată pentru amestecul M 15 (85% benzină, 15% metanol) și experimentările s-au făcut pentru același amestec (figurile 6.11. și 6.12.)

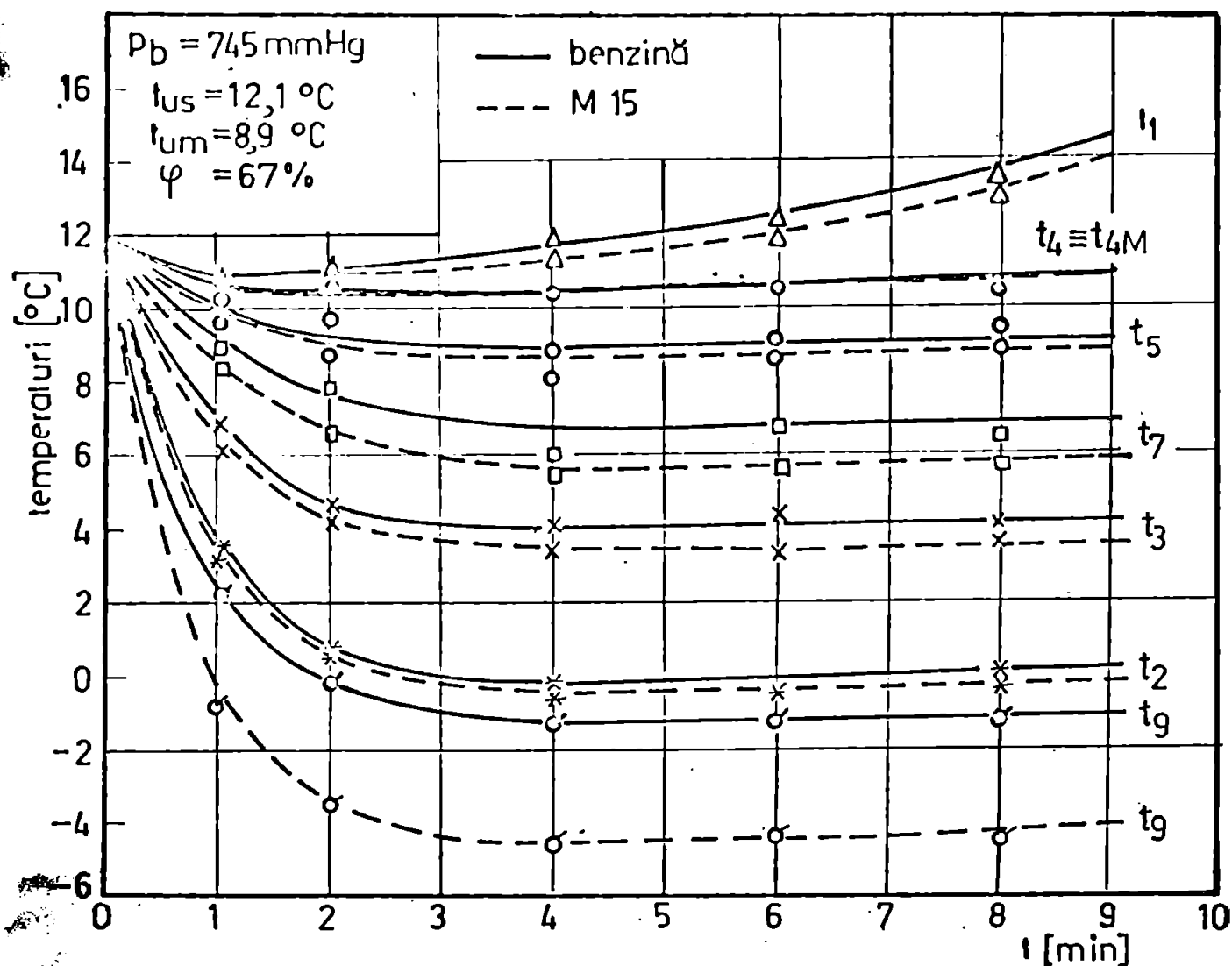


Fig. 6.11. Comparația temperaturilor din carburator, în cazul benzinei și a amestecului M 15 ( $t_{us} = 12,1^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 62\%$ )

Experimentările redată în figurile 6.11. și 6.12. s-au făcut alternativ benzină - M 15 - benzină - M 15, avînd posibilitatea comutării alimentării cu cei doi combustibili în vecinătatea pompei de alimentare, pentru a nu considera regimul termic al moto-

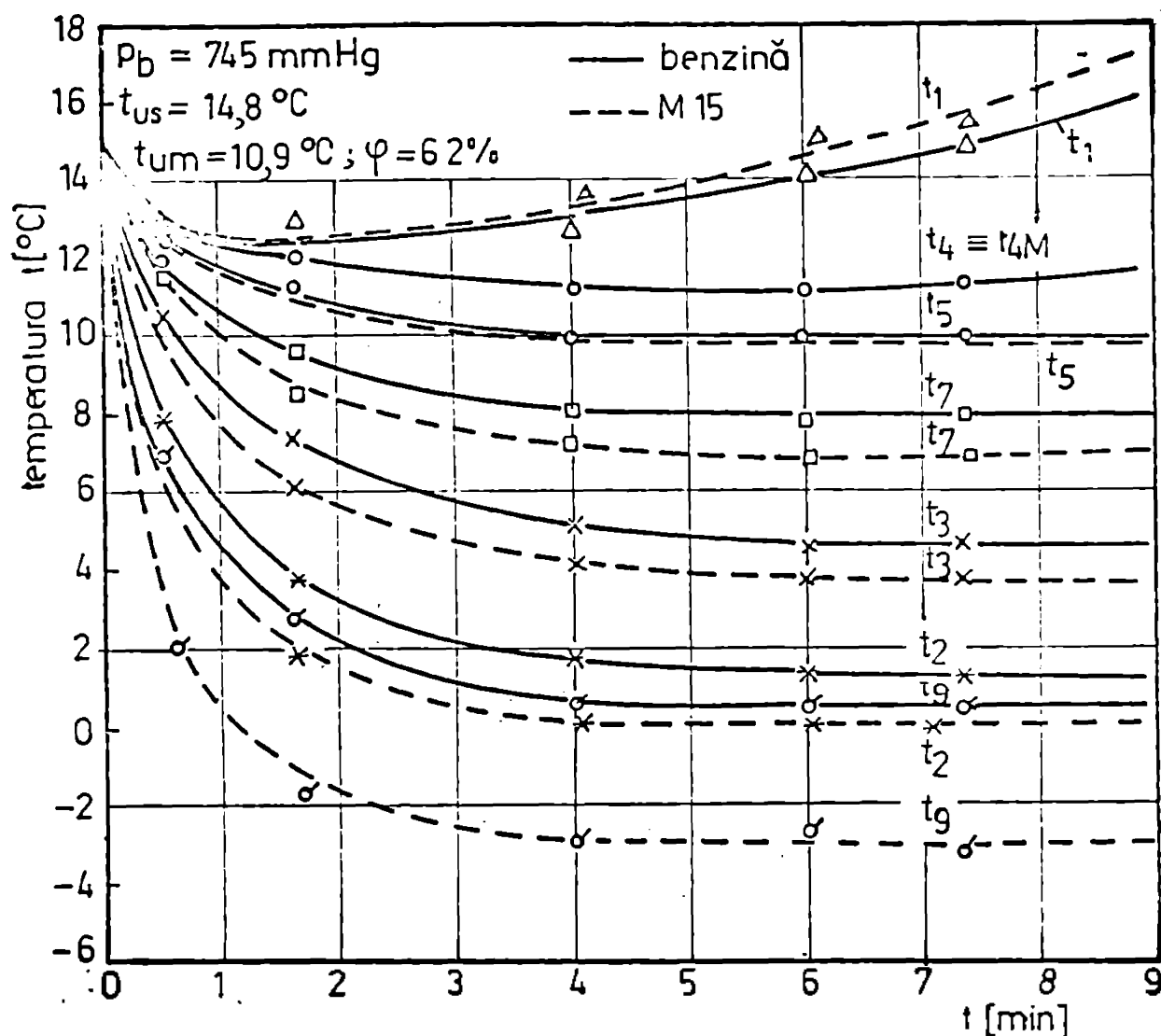


Fig. 6.12. Comparație temperaturilor din carburator, în cazul benzinei și a amestecului K 15 ( $t_{us} = 14,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\varphi = 62\%$ )

rului ca și cauză a temperaturilor diferite înregistrate. Se constată din diagramele prezentate că toate temperaturile în carburator, în zonele unde este posibilă vaporizarea în aer a combustibilului, sînt mai coborîte în cazul lui K 15 față de benzină; cele mai mari diferențe apar pe clapeta de amestec ( $2,5 \dots 3,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ), respectiv canalul de mers în gol ( $1,5 \dots 2,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Temperaturile în CNC și difuzor sînt aceleași în ambele cazuri.

Viteza de scădere a temperaturii este mult mai mare în cazul lui K 15 față de cel al benzinei, deci viteza de vaporizare este mai mare în cazul amestecului K 15. Regimul mai scăzut al temperaturilor în carburator, în cazul amestecului K 15, se explică prin căldura de vaporizare mai mare a metanolului,  $1110 \text{ kJ/kg}$ , față de cea a benzinei,  $382 \text{ kJ/kg}$ , deci pentru vaporizarea acestuia,



căldura extrasă din aer este proporțional mai mare, rezultând evidente temperaturi mai coborâte în acest caz.

Calculul teoretic al temperaturii pe obturator, respectiv în canalul de mers în gol, cu folosirea diagramei i-x a amestecului M 15, a dat următoarele rezultate, tabelul 6.3.

Tabelul 6.3.

Temperatura inițială	12,1°C		14,8°C	
	Măsurat	Calculat	Măsurat	Calculat
Temperatura pe obturator °C	-4,7	-5,4	-3,1	-3,9
Temperatura în canalul de mers în gol °C	-0,7	-1,2	0	-0,8

De remarcat, că deși s-au atins temperaturi mai coborâte pe obturator, decât în cazul folosirii benzinei, motorul nu s-a oprit la încercarea de givraj; givrajul a rămas inactiv, probabil datorită efectului de diluare a gheții depuse pe clapetă, de către picăturile nevaporizate ce conțin metanol.

#### 6.4. Influența givrajului asupra performanțelor motorului

O a doua formă de manifestare a givrajului în carburator este givrajul denumit inactiv în prezenta lucrare. Este evident că starea de givraj influențează performanțele motorului, aspect care nu a fost studiat experimental în literatura de specialitate. Forma de givraj inactiv se poate pune în evidență prin determinarea cimpului de temperaturi, concomitent cu determinarea performanțelor motorului.

Pentru a avea posibilitatea unor comparații mai evidente și pentru cazul studiului "petei calde", s-a determinat caracteristica de turație a motorului la sarcină parțială ( $\alpha = 1/2$ ), sarcină cel mai frecvent întâlnită în cazul motorului ARO-L-25 /21/.

Caracteristica de turație și evoluția temperaturilor în carburator sînt redată în figura 6.13.

De remarcat din diagramă, că deși turația motorului crește și odată cu ea regimul termic al acestuia, temperaturile pe clapeta de amestec variază foarte puțin, givrajul inactiv fiind prezent la toate regimurile de turație ( $t_0 = -5,9...-4,2^\circ\text{C}$ ).

Determinînd coeficientul excesului de aer  $\lambda$ , în acest caz,



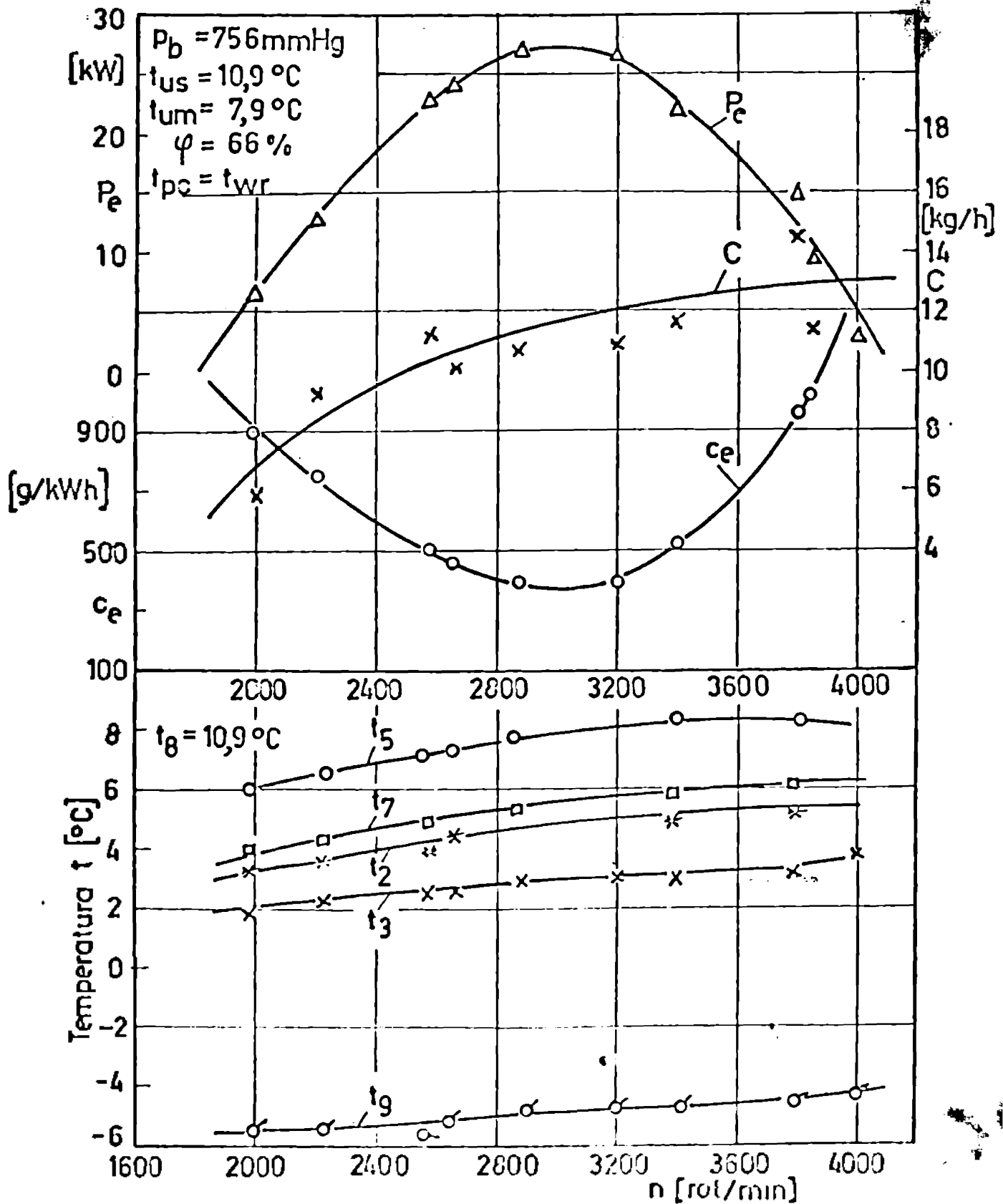


Fig. 6.13. Caracteristica de turatie, în conditii de livrare inactiv

se vede în figura 6.14. o scădere puternică a eficienței la turații ridicate, prin înboțirea excesivă a amestecului datorită reducerii secțiunii de curgere a aerului, prin depunerea de gheață pe obturator. În funcționarea de durată la aceste turații ridicate-

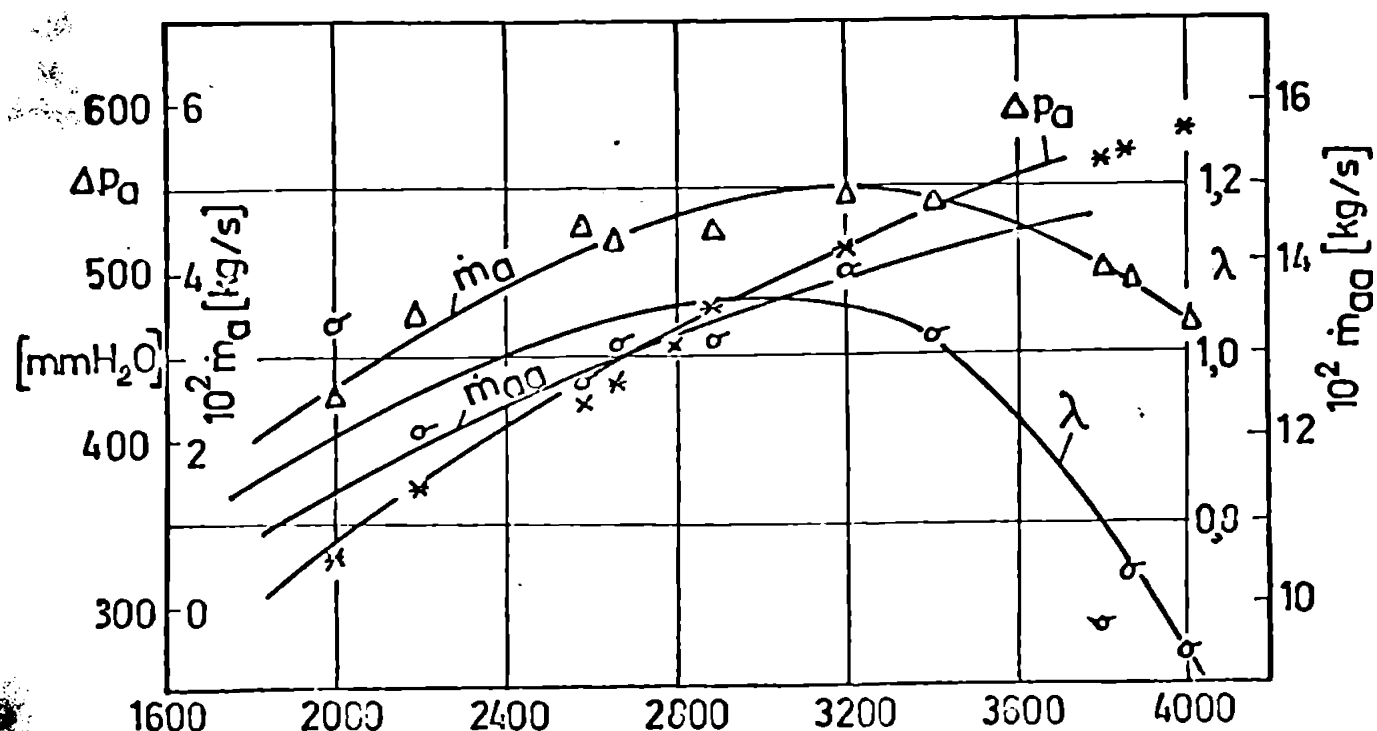


Fig. 6.14. Variația coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , în condiții de givraj

te, givrul inactiv se poate transforma, prin depunere de cantități mari de gheață, în givraj activ și motorul se oprește în sarcină. Înainte de oprire apare fumal negru la evacuare, deoarece amestecul fiind foarte bogat, numai o parte din carbon arde complet pînă la  $CO_2$ , restul incomplet, formînd  $CO$  și carbon liber (funigine), amestecul fiind caracterizat în acest caz, de un coeficient al excesului de aer  $\lambda$  sub valoarea minimă ( $\lambda = 0,666$ ), sub care apare acest tip de ardere /9/.

Ridicînd caracteristica de turație pentru aceeași poziție a obturatorului, dar în afara temperaturilor de givraj, figura 6.15, se observă că temperaturile minime, obținute pe obturator sînt pozitive, deci nu mai apare stratul de gheață, respectiv coeficientul excesului de aer are o variație obișnuită, din cazul caracteristicilor de turație (figura 6.16.).

Analizînd comparativ cele două caracteristici se observă că, în cazul funcționării motorului în condiții de givraj, puterea acestuia scade cu 7...42%, iar consumul specific efectiv crește cu 5...35%, abaterile maxime fiind la turații ridicate (figura 6.17.).

Funcționarea motorului în condiții de givraj se soldează cu

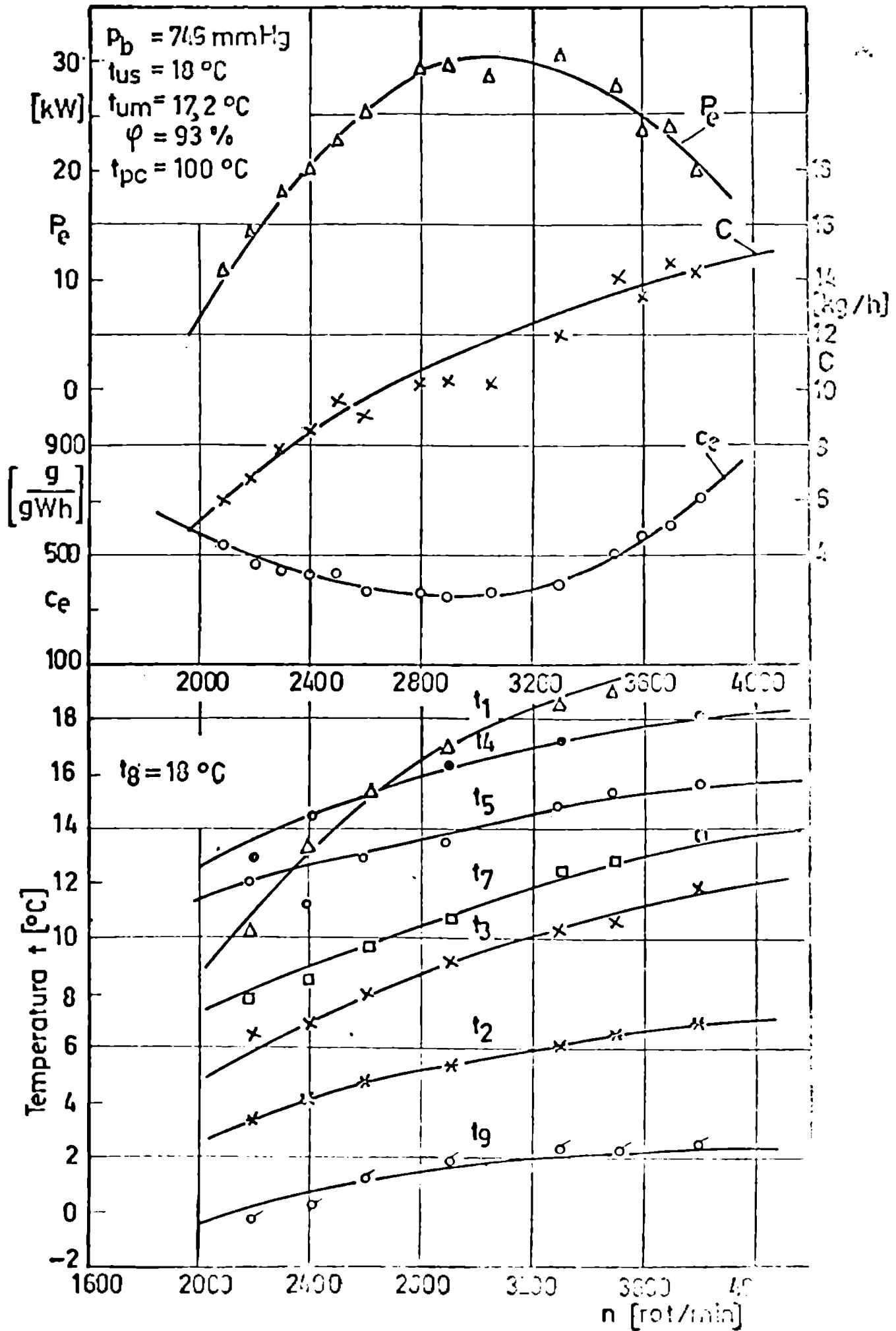


Fig. 6.15. Caracteristică de turanție, pentru  $t_{pc} = 100^\circ\text{C}$

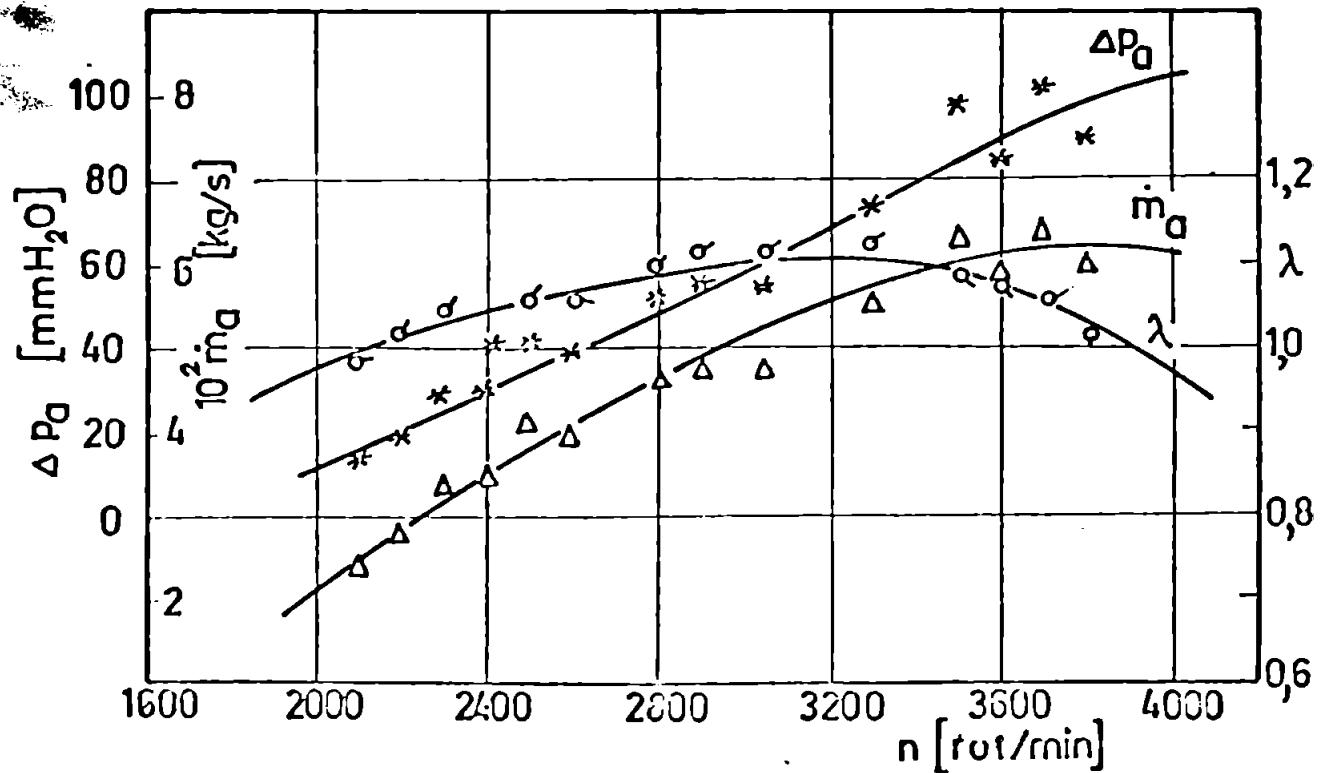


Fig. 6.16. Variația coeficientului excesului de aer  $\lambda$ , pentru  $t_{pc} = 100^{\circ}\text{C}$

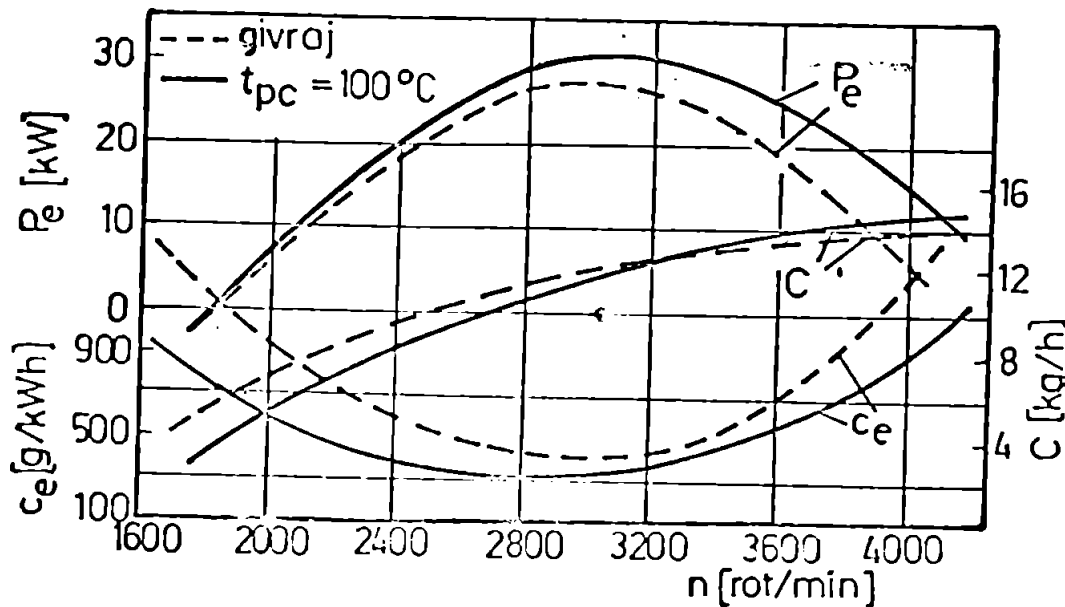


Fig. 6.17. Comparația caracteristicilor de turatie, în condiții de givraj și în afara givrajului

o scădere importantă de putere față de regimurile din afara givrajului și o creștere corespunzătoare a consumului specific efectiv de combustibil, aspect experimental scos în evidență, pentru prima

dată, de cercetările din prezenta lucrare.

### 6.5. Procedeu "la cald"

#### 6.5.1. Vizualizarea "la cald" a traseului peliculei de combustibil din colectorul de admisiune

Una din concluziile importante ale studiului teoretic al schimbului de căldură și de substanță în procesul formării amestecului carburant (capitolul 4), a fost aceea că o mare parte din componentele grele ale combustibilului rămân nevaporizate până în poarta supapei de admisie, influențând negativ arderea și performanțele motorului. Componentele grele nevaporizate se găsesc în pelicula de combustibil ce se formează pe peretii colectorului de admisie, din punctul de ramificație al brațelor acestuia până în poarta supapei. Pentru a observa traseul peliculei în funcționarea reală a motorului, s-a executat un colector transparent din sticlă, figura 6.18., care s-a montat în locul celui real și prin fotografiere, s-a înregistrat traseul peliculei, pentru mai multe repitări de funcționare ale motorului.

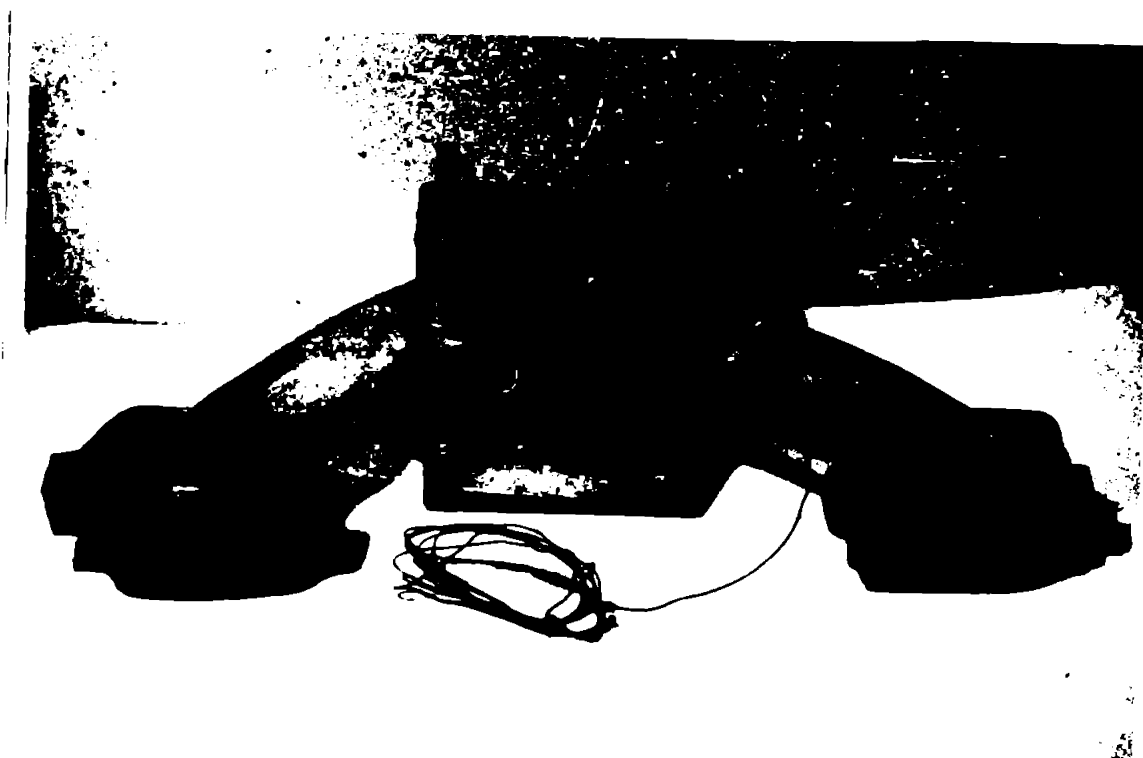


Fig. 6.18. Colector transparent

Pentru accentuarea contrastului, în benzină s-a introdus roșu de Sudan. În figurile 6.19. și 6.20. este redată imaginea peliculei la mersul în gol al motorului, pentru turații de func-



Fig. 6.19. Pelicula de combustibil, pentru  $\alpha = 0$  și  $n = 650$  rot/min



Fig. 6.20. Pelicula de combustibil, pentru  $\alpha = 0$  și  $n = 2000$  rot/min

ționare diferite. Se observă că la creșterea turației motorului, grosimea peliculei din zona "petei calde" scade, dar rămâne suficient de grosă (circa 2 mm) pe suprafața peretelui, înaintea pra-

gului de intrare în ramificație.

Prin introducerea motorului în sarcină, pelicula continuă să existe (figura 6.21.) pe peretele zonei "petei calde", fiind apoi deviată pe partea exterioară inferioară a curbării colectorului, vălurită de curentul de amestec.

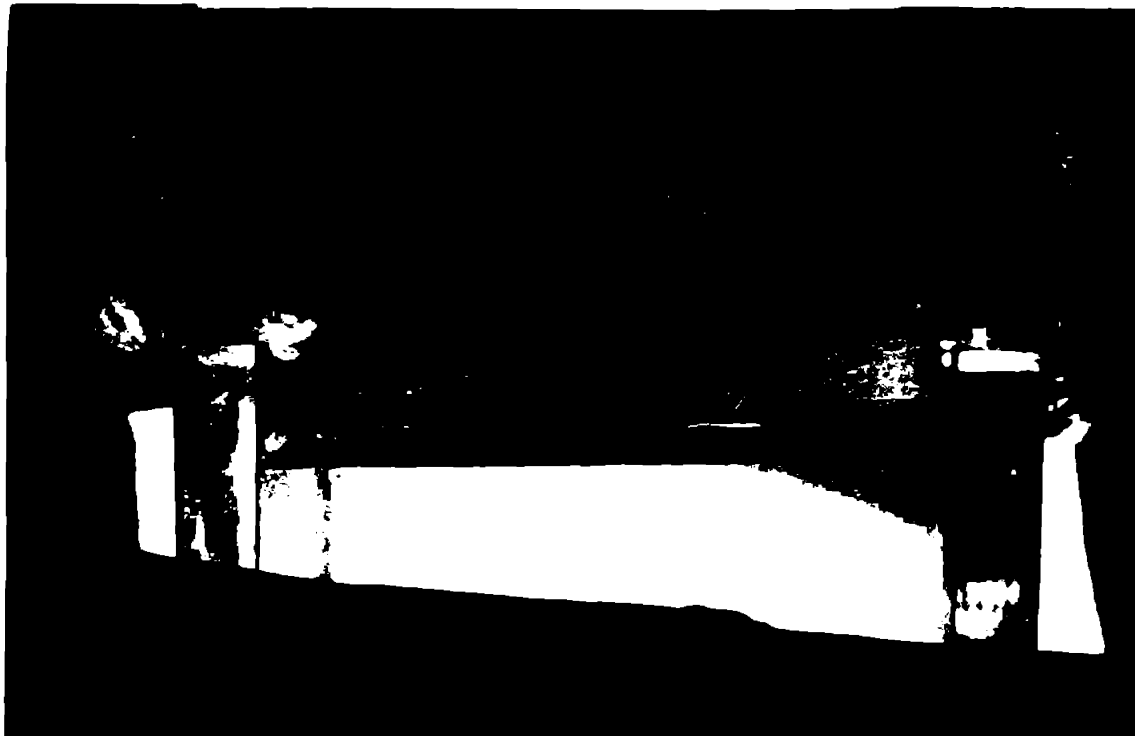


Fig. 6.21. Pelicule de combustibil, pentru  $P_e = 18,4 \text{ k}$  și  $n = 2500 \text{ rot/min}$

S-au executat mai multe asemenea fotografii, la diferite regimuri de funcționare ale motorului și în toate cazurile, pelicula există pe suprafața colectorului în grosimi diferite, ceea ce a confirmat ipoteza teoretică a necesității intensificării transferului termic în zona "petei calde", pentru vaporizarea cât mai completă a componentelor grele, rămase în urma vaporizării inițiale a combustibilului în contact cu aerul, în camera de amestec a carburatorului.

#### 6.5.2. Optimizarea temperaturii "petei calde"

Din analiza fluxului termic diferență  $\dot{Q}_d$  (vezi capitolul 4, figura 4.24.), necesar vaporizării complete a combustibilului, pentru sarcină motorului  $\alpha = 1/2$  și un coeficient al excesului de aer  $\lambda = 0,9 \dots 1,1$ , rezultă că acesta trece prin valoarea zero, deci vaporizarea se poate încheia, teoretic, (pentru anumite con-



diții inițiale ale aerului), atât prin transfer termic pe traseul de aspirație, cât și prin contribuția mărită a "petei calde", a cărei temperatură trebuie să fie cuprinsă între 150 și 200°C. De aceea, încercările experimentale pentru stadiul "petei calde" s-au făcut la sarcina  $\chi = 1/2$  și diferite temperaturi ale fluidului de încălzire a acestuia. Drept fluid de încălzire s-a folosit uleiul de motor, într-un circuit separat de încălzire cu termostat, figura 6.22., uleiul fiind condus prin racorduri de secțiune mărită la "peta caldă".

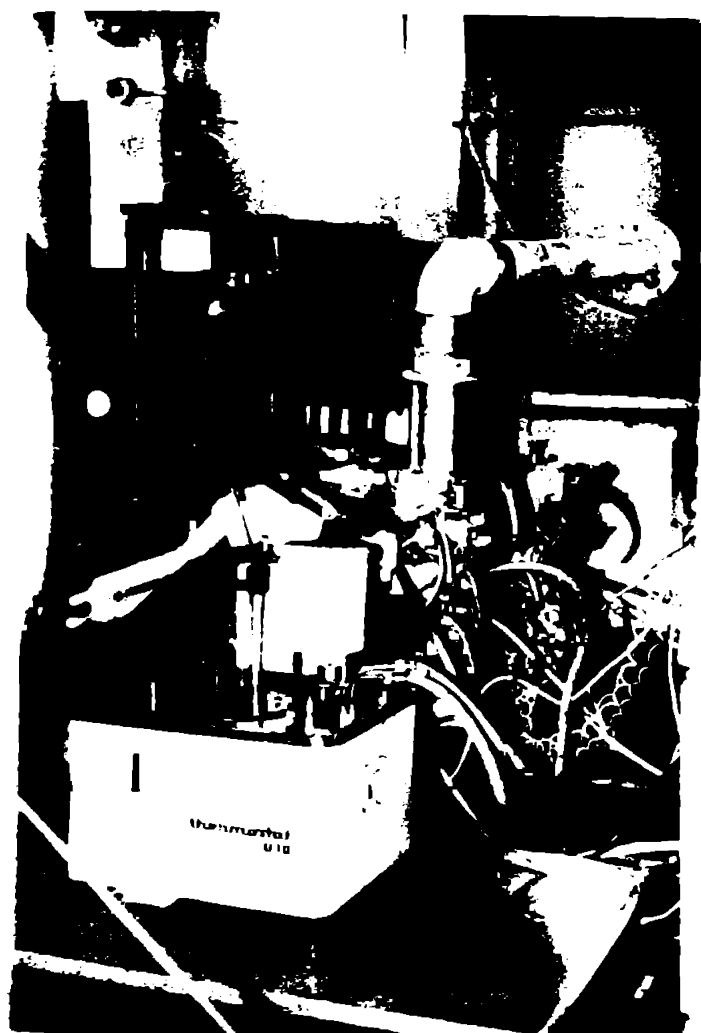


Fig. 6.22. Instalația pentru stadiul "petei calde"

S-au ridicat caracteristicile de turație ale motorului, pentru aceeași poziție a obturatorului ca și în cazul încercărilor de givraj, pentru a compara între ele caracteristicile, pentru mai multe valori ale suprafeței "petei calde". Măsurarea temperaturii uleiului în "peta caldă", respectiv a peliculei de combustibil, s-a făcut cu termocuplurile  $T_6$  și  $T_{10}$  (figura 4.17.).

Caracteristicile au fost ridicate pentru temperaturi ale "petei calde" de 100, 120 și 150°C, fiind redată comparativ în figura 6.23., iar calculele în anexa VI, tabelul 6.2.

Analizând curbele de putere și consum specific efectiv ale motorului, redată în această figură, se pot trage următoarele concluzii:

- cu creșterea temperaturii "petei calde" până la 150°C, crește puterea efectivă a motorului cu 15...23%, față de cazul încălzirii acestuia cu apă din sistemul de răcire al motorului;
- consumul specific efectiv de combustibil se reduce, la creșterea temperaturii "petei calde" cu 10...16%, față de încălzirea normală cu apă de răcire a acestuia;

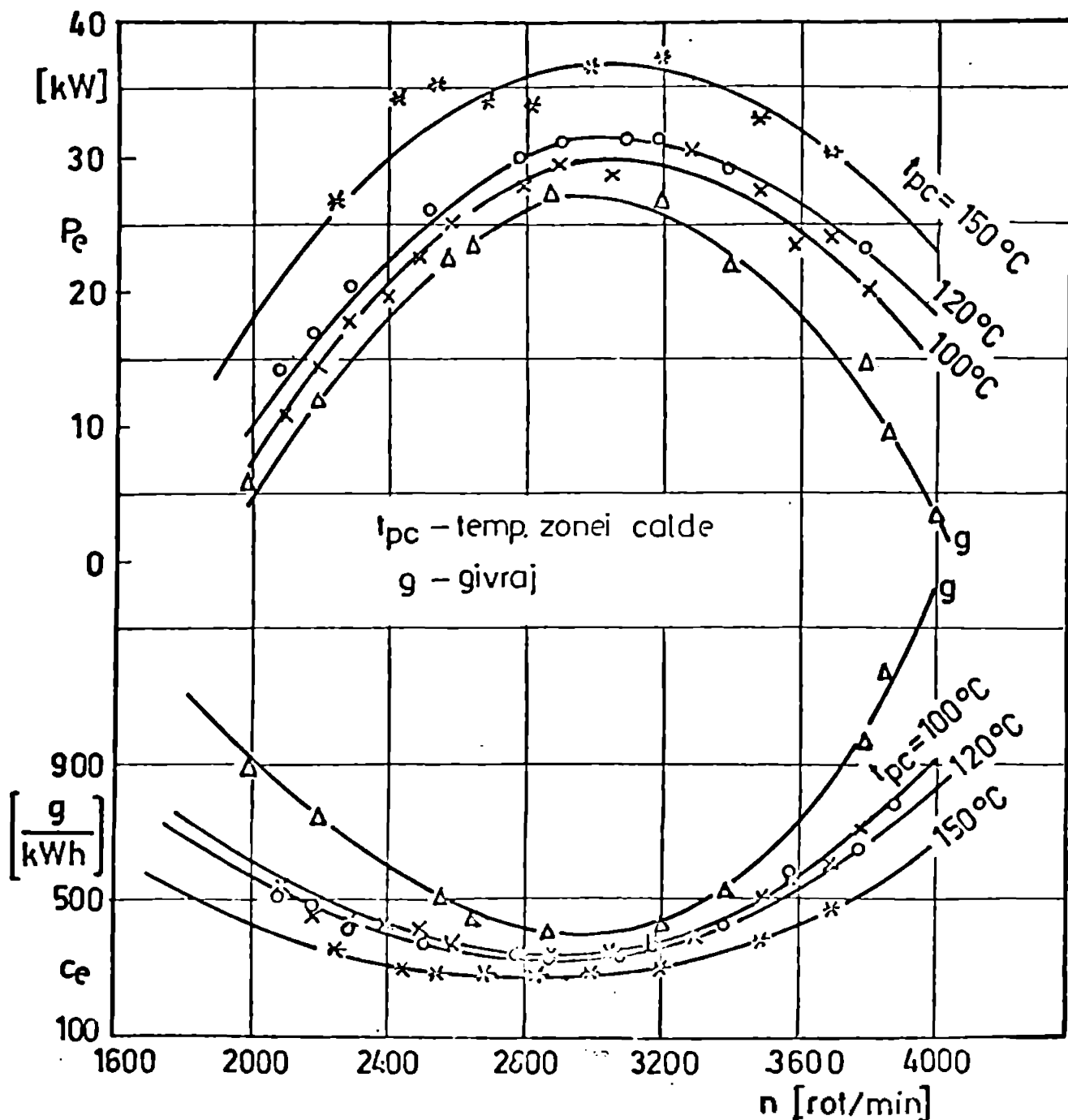


Fig. 6.23. Caracteristicile de turație ale motorului ARC-I-25, pentru diferite temperaturi ale "petei calde" ( $\alpha = 1/2$ )

- cu creșterea temperaturii "petei calde", puterea maximă se deplasează spre dreapta, la turații mai ridicate, față de funcționarea normală a motorului;

Deoarece nici un alt parametru al motorului nu a fost modificat, încercările fiind repetate și făcute alternativ ( $t_{pc} = 100 - 120 - 150 - 120 - 100^\circ\text{C}$ ), similitudinea performanțelor motorului se datorește numai omogenizării mai bune în fază razosă

a amestecului, prin vaporizarea și a componentelor grele din peliculă, înainte de separarea fluxurilor de amestec la intrarea în galeriile de admisie în chiulasă.

Această concluzie este confirmată și de deplasarea spre dreapta a maximelor de putere, deoarece la turații ridicate ale motorului, viteza de curgere a aerului peste peliculă este mai mare, respectiv se intensifică transferul termic în zona peliculei și pe întreg traseul de admisiune, cum a rezultat și din calculele teoretice ale schimbului de căldură și de masă (capitolul 4).

S-a pus întrebarea firească, pînă la ce temperatură să fie ridicată, experimental, "peta caldă"? Calculele teoretice, prin determinarea fluxului termic diferență  $\dot{Q}_d$ , arată o limitare a temperaturii, în funcție de sarcina  $\kappa$  și coeficientul excesului de aer  $\lambda$  (figura 4.17.), pentru temperaturi usuale (10...20°C) ale aerului la intrare, la valoarea de 150...200°C. Această limitare este impusă, pentru o suprafață dată a "petei calde", de depășirea fluxului necesar vaporizării complete ( $\dot{Q}_d < 0$ ), cînd începe încălzirea suplimentară a amestecului, cu consecințe negative privind reducerea gradului de umplere al motorului. De aceea, după un an de zile, încercările au fost reluate în 1984, pentru sarcina motorului  $\kappa = 3/4$  și temperaturi ale "petei calde" de 90, 150, 200 și 220°C. S-au făcut încercări și la sarcină mai mare, pentru a stabili în ce măsură concluziile rămîn valabile la creșterea sarcinii motorului, teoretic fiind stabilit că fluxul termic diferență depinde și de sarcina motorului.

Rezultatele experimentărilor privind puterea motorului și consumul specific efectiv, sînt redată comparativ în figura 6.24., iar calculele în anexa VI, tabelul 6.3.

Din analiza și a acestor caracteristici de turație, rezultă o creștere a puterii efective a motorului cu 14...18%, cînd temperatura "petei calde" crește pînă în jurul valorii de 170°C, însoțită de o scădere a consumului specific efectiv de 12...14%.

La temperaturi de 200°C și peste această valoare, deși se obțin regimuri de putere maximă comparabile sau mai mari decît pentru  $t_{pc} = 170^\circ\text{C}$ , în zona turațiilor foarte ridicate, la turații medii, puterea motorului scade sub valorile de la regimul normal ("peta caldă" încălzită cu apă din circuitul de răcire,  $t_{pc} = 90^\circ\text{C}$ ). Această concluzie deosebit de importantă confirmă ipoteze

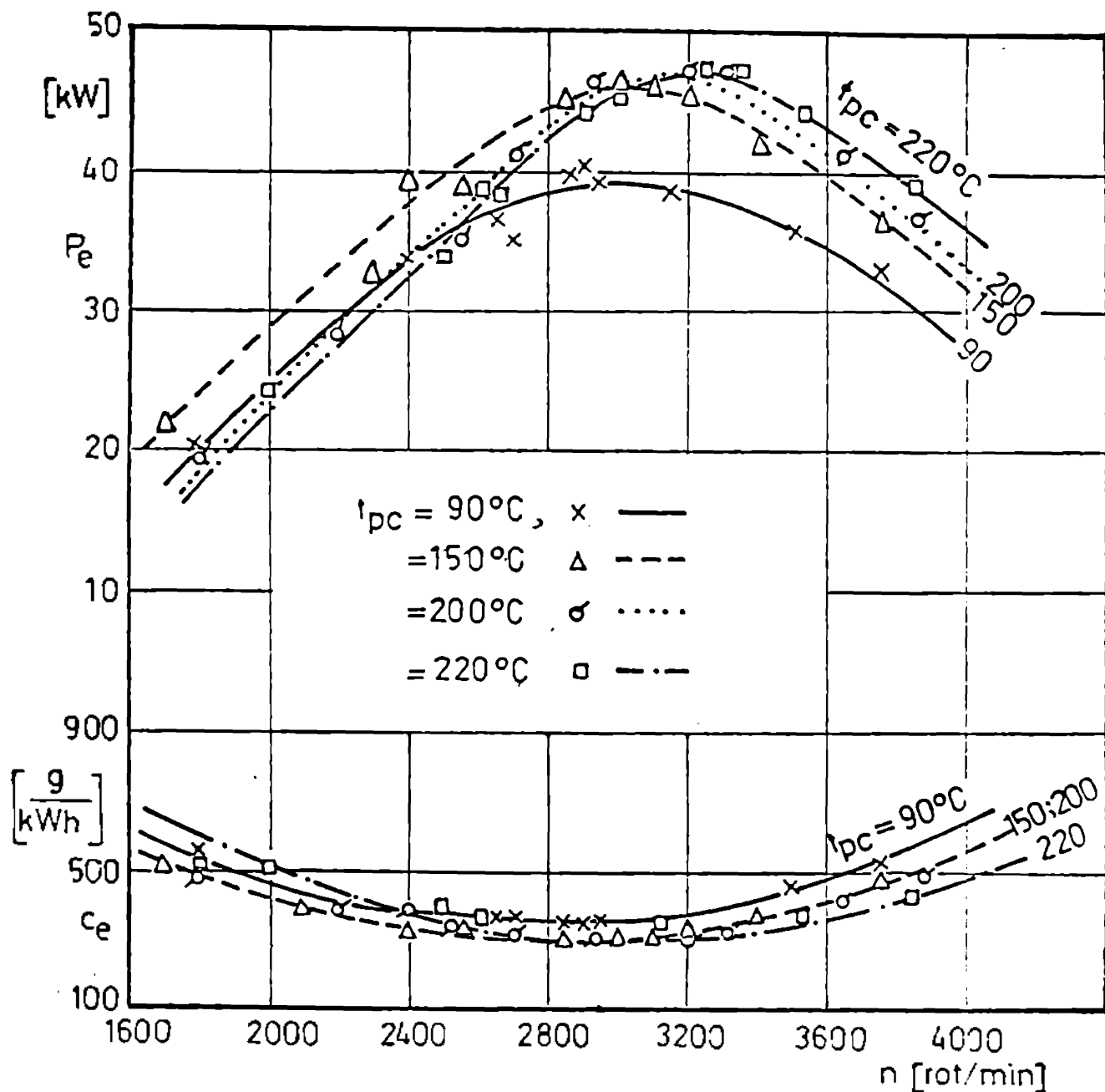


Fig. 6.24. Caracteristicile de turație ale motorului ARO-L-25, pentru diferite temperaturi ale "petei calde" ( $\alpha=3/4$ )

stabilită și numai formarea mai bună a amestecului, prin intensificarea transferului termic în zona "petei calde", urmată de vaporizarea componentelor grele, stă la baza creșterii performanțelor de putere și consum specific ale motorului. Astfel, la turații ridicate, când viteza aerului pe traseul de admisie crește foarte mult, are loc intensificarea transferului termic, iar debitul de combustibil fiind același, fluxul termic transmis dinspre "petă caldă" nu depășește fluxul necesar vaporizării complete, deci nu are loc creșterea temperaturii amestecului carburant, ob-

ținându-se regimul de putere maximă; la turații coborâte, debitul de aer, respectiv de combustibil, scade și cum fluxul termic dinspre "pata caldă" rămâne constant (coeficientul de convectie de partea peliculei este mult mai mare decât cel de partea uleiului), acesta depășește pe cel necesar vaporizării complete ( $\dot{Q}_d < 0$ ) și are loc încălzirea suplimentară a amestecului, cu reducerea gradului de umplere și implicit, a puterii motorului.

Se ajunge astfel și pe cale experimentală la necesitatea limitării fluxului termic transmis dinspre "pata caldă", deci la suprafață dată, a temperaturii acesteia, în funcție de regimul de sarcină și de turație al motorului, așa cum s-a stabilit și pe cale teoretică în capitolul 4. Temperaturile limită sînt mai ridicate în cazul încercărilor experimentale, față de cele stabilite teoretic. Astfel, pentru  $\kappa = 1/2$  și  $\lambda = 1$ , la temperatura inițială de  $18^\circ\text{C}$  a aerului, limita teoretică a temperaturii "petei calde" este de  $150^\circ\text{C}$ , iar experimental de  $\sim 170^\circ\text{C}$ . Valoarea experimentală se dă cu aproximație, fiindcă, evident, nu s-au putut ridica caracteristici de turație la intervale reduse de temperatură.

Acste diferențe dintre temperatura teoretică și experimentală se explică prin faptul că în cadrul calculelor teoretice s-a făcut ipoteza că fluxurile de căldură transmise din exterior amestecului carburant, servesc numai vaporizării fracțiunii de combustibil lichid  $\kappa_{cl}$  (rămase sub formă de picături sau peliculă, în urma vaporizării inițiale a combustibilului în aer), rezultînd astfel temperaturi mai coborâte ale "petei calde"; în cazul real, cînd se realizează o stratificare a amestecului în conductă, cu o distribuție neuniformă, pe suprafețe limitate, a peliculei de combustibil, se încălzește și amestecul în fază gazoasă de la peretii conductei, astfel că numai o parte din fluxul termic transmis din exterior servește vaporizării peliculei, deci omogenizarea în fază gazoasă a întregului amestec, se va obține la o temperatură mai ridicată a "petei calde", decât în cazul teoretic.

De remarcat că atît cercetările teoretice, cît și cele experimentale, au scos în evidență limitarea fluxului termic transmis în zona "petei calde". Pentru o suprafață dată a "petei calde", fluxul termic depinde de mărimea coeficientului de trecere a căldurii, determinată de condițiile de curgere și de natura celor două fluide, respectiv de diferența de temperatură dintre acestea.



Această concluzie duce la ideea folosirii gazelor de evacuare ca agent de încălzire al "petei calde", cînd deși temperatura gazelor este ridicată, coeficientul de trecere al căldurii fiind mai coborît (coeficientul de convecție în gazele de evacuare este mult mai mic decît al uleiului), se poate dimensiona o suprafață acceptabilă pentru "pata caldă", în vederea vaporizării complete a componentelor grele din peliculă. De aceea, considerăm în urma acestui studiu că soluția practică pentru îmbunătățirea performanțelor motorului AKO-L-25 este modificarea soluției constructive a chiulasei și colectoarelor de admisiune și evacuare, care să fie așezate de aceeași parte a motorului, cu posibilitatea derivării unei fracțiuni din gazele de evacuare, pentru încălzirea "petei calde". Soluția ar prezenta și avantajul autoreglării, căci la creșterea turăției, se majorează și temperatura gazelor de evacuare, deci se intensifică transferul termic în zona peliculei, aspect cerut și de debitul mărit de combustibil în acest caz. Calculele teoretice se pot dezvolta pe baza prezentului studiu, deoarece fiind fluidul de încălzire - gaze de evacuare - față de ulei, în cazul lucrării de față.

#### 6.6. Concluzii

1. Ridicarea experimentală a cîmpului de temperatură în carburatorul AKO-L-25, a scos în evidență atingerea unei stări staționare după 3...4 minute de la modificarea regimului de temperatură inițială a aerului, aspect care nu poate fi pus în evidență prin calcul teoretic. Tratarea regimului tranzitoriu apărut ar complica prea mult calculele, fără să se poată obține rezultate certe și suficient de operative. Acest regim tranzitoriu este foarte important pentru apariția fenomenului de givraj în carburator. Același studiu al cîmpului de temperatură a scos în evidență modificarea temperaturilor și în alte puncte ale carburatorului (camera emulsiei, camera de nivel constant, etc.), aspect nesemnificativ în literatura de specialitate.

2. Ridicarea experimentală a cîmpului de depresiuni din carburator a permis stabilirea valorilor acestora în diferite regimuri de sarcină și turăție ale motorului, dînd astfel posibilitatea cunoașterii abaterilor ce pot apărea în determinarea teoretică a stării mestecului, cu diagrame  $i-x$ , aer-combustibil, prin c-

precizarea inițială a presiunii absolute a amestecului în zona clapetei de amestec sau în canalul de mers în gol. Cunoașterea depresiunilor din secțiunea minimă a difuzorului și a centratorului a dat posibilitatea ridicării caracteristicii reale de debit a carburatorului și compararea acesteia cu caracteristica obținută prin calcul teoretic, după metoda de calcul a carburatoarelor dezvoltată în capitolul 3.

3. Cercetările experimentale aprofundate, cu multiple încercări ale fenomenului de givraj a carburatoarelor, au permis delimitarea a două forme de givraj - givrajul activ, cunoscut în literatura de specialitate și givrajul inactiv, formă nestudiată în literatură și care determină o scădere importantă a puterii motorului, respectiv creșterea consumului specific efectiv, față de funcționarea acestuia în afara condițiilor de givraj.

4. Ridicarea experimentală a diagramei de givraj activ, care redă dependența dintre umiditatea relativă și temperatura aerului aspirat la limita de givraj, a permis pe de o parte confirmarea calculelor teoretice ale givrajului, iar pe de altă parte, s-a stabilit limita conținutului de umiditate al aerului, sub care nu mai apare fenomenul de givraj, limită care nu se poate stabili pe cale teoretică.

5. Încercările experimentale cu amestecuri neconvenționale (M 15), au confirmat calculele teoretice și în special efectul valorii căldurii de vaporizare a combustibililor în scăderea temperaturilor în carburator și faptul că adăusul de metanol în benzină coboară limita de givraj a carburatoarelor.

6. Importanța întregului studiu al schimbului de căldură și de substanță, în procesul formării amestecului carburant, întreprins în prezente lucrare, a fost confirmată de cercetările privind intensificarea transferului termic în zona "petei calde" a carburatorului. Inițierea studiului a fost diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, unde din studiul curbelor de fierbere a combustibililor, s-a observat că în procesul formării amestecului, se vaporizează mai întâi componentele ușoare și rămân nevaporizate cele grele (cu temperaturi de fierbere ridicate); deci, pentru vaporizarea lor este necesară, evident, o sursă de căldură cu temperatură comparabilă sau mai ridicată ca temperatura de fierbere a acestora. Efectuând experimentări comparative, pentru diferite temperaturi ale "petei



calde", s-au stabilit următoarele:

- cu creșterea temperaturii "petei calde" pînă la limita de 150...170°C, crește puterea efectivă a motorului și scade consumul specific efectiv, față de funcționarea normală a motorului, cu încălzirea "petei calde" cu apă de răcire;

- la depășirea acestei limite de temperaturi, puterea motorului scade la turații medii ( $n < 2800$  rot/min) - zona cea mai frecventă în exploatarea motoarelor - dar se obțin puteri maxime în zona turațiilor ridicate ale motorului ( $n > 2800$  rot/min);

7. Cercetările experimentale asupra "petei calde", evidențiind creșterea puterii motorului și scăderea concomitentă a consumului specific, doar prin variația fluxului termic transmis în această zonă, au confirmat faptul că vaporizarea completă a combustibilului determină omogenizarea mai bună, în fază gazoasă, a amestecului și distribuția lui mai uniformă între cilindri, chiar și la soluția actuală de chiulasă (cu separarea fluxurilor de amestec în plan orizontal).

3. Cercetările experimentale, confirmînd ipotezele și calculele teoretice, dovedesc că deși complex, procesul de formare al amestecului, poate fi cuprins într-un studiu teoretic de schimb de căldură și de substanță, cu folosirea diagramei i-x, aer-combustibil și cu luarea în considerare, pe zone, a fluxurilor termice transmise amestecului carburant, pînă în poarta supapei. Comparînd în final, fluxul termic necesar vaporizării complete a combustibilului, cu fluxurile însumate pe traseul de aspirație, prin calculul fluxului termic diferență  $\dot{Q}_d$ , se poate aprecia cu suficientă precizie, dacă în regimul respectiv de sarcină și turație, vaporizarea este completă, pînă în poarta supapei.

## 7. CONCLUZII GENERALE

Sintetizarea rezultatelor studiilor și cercetărilor teoretice și experimentale au condus la următoarele concluzii:

### 7.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice

#### a. Stabilirea corectă a proporției de combustibil în amestec

1. Teza de doctorat a rezolvat problema calculului corect al debitului de combustibil din amestec, în funcție de dimensiunile

constructive ale grupului emulsor, pentru diferite depresiuni din secțiunea minimă a difuzorului. Spre deosebire de literatura de specialitate, în care din cauza adoptării unor ipoteze simplificatoare diferite de calcul, se obțin rezultate neconcordante, mai ales datorită neglijării descoperirii treptate a nivelelor de orificii și al interstițiului emulsor-tub de gardă.

2. Pe baza studiului cu ajutorul unui model fizic, a confluenței aerului și a combustibilului, s-a elaborat teorie formării și decolării bulelor de aer la orificiile emulsorului, care explică aspectele contradictorii ale variației debitului, apreciată în mod diferit de cercetători.

3. Metoda nouă, originală, de calcul, elaborată de autor, bazată pe introducerea unui factor de frinare F care include influența tuturor factorilor funcționali și constructivi, a permis corectarea relației teoretice de calcul a debitului de combustibil, pe baza a numeroase rezultate experimentale.

4. Introducerea parametrului nou, necunoscut până în prezent în literatura de specialitate, a interstițiului relativ emulsor-tub de gardă, a evidențiat un efect de frinare uneori superior celui al ciclului aerului de frinare.

5. Metoda de studiu a curgerilor prin carburatoare, bazată pe criteriile de similitudine, a demonstrat necesitatea corectării coeficienților de debit în domeniul curgerii laminare și tranzitorii, în cazul utilizării apei în loc de benzină.

b. Transferul de căldură și de substanță în perioada formării amestecului

6. Abordarea teoretică a procesului de schimb de căldură și de substanță în formarea amestecului, cu ajutorul diagramei  $i-x$ , aer-combustibil, similară cu diagrama  $i-x$  a aerului umed, trasată prin calcul, este posibilă numai prin cunoașterea particularităților pe care le prezintă diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, din cauza numărului mare de componente vaporizabile, față de o singură componentă vaporizabilă în cazul diagramei  $i-x$ , aer umed.

Aceste particularități sînt:

- În cazul amestecului aer-combustibil, la creșterea conținutului de combustibil  $x_c$ , de-a lungul unei izoterme în domeniul saturat, participarea masică a combustibilului în fază vapor  $x_v$ , se modifică continuu datorită vaporizării componentelor ușor vola-

tile și condensării celor greu volatile. Spre deosebire de cazul aerului umed, la care creșterea conținutului de umiditate al amestecului, de-a lungul unei izoterme, nu modifică participarea componentei vaporizabile în stare vapori  $x_g$  (care rămâne constantă), modificându-se numai participarea componentei în stare lichidă.

- Alura diferită în domeniul saturat a izotermelor, care la aerul umed se confundă aproximativ cu dreptele de entalpie constantă, în timp ce în diagrama  $i-x$ , aer-combustibil, izotermele se curbează mult în apropierea curbei limită, traversând dreptele de entalpie constantă.

7. Determinarea grafică a stării amestecului cu ajutorul diagramei  $i-x$  trasată prin calcul, a fost mult simplificată printr-o scară marginală, introdusă pentru prima dată de autor în literatura de specialitate.

8. Precizia de stabilire teoretică a stării amestecului, a fost mărită prin luarea în considerare a transferului termic în zona camerei de amestec.

9. Folosirea ecuațiilor criteriale ale schimbului de căldură în convecția forțată și transferul convectiv forțat de masă, a condus la stabilirea coeficienților de schimb de căldură  $\alpha$ , de substanță  $\bar{V}$ , a numărului Lewis  $\bar{V}e_p/\alpha$  și a coeficienților de transfer de căldură în diferite zone ale carburatorului, a căror valori nu au fost date pînă în prezent în literatura de specialitate.

10. Metodele de determinare a stării amestecului în regim adiabatic, respectiv neadiabatic și a numărului lui Lewis, au permis calculul teoretic al temperaturilor pe clapeta de amestec și în canalul de mers în gol, respectiv a temperaturilor inițiale ale aerului, care pot determina teoretic apariția givrajului în carburator.

11. Cunoașterea teoretică a stării amestecului în zona clapetei de amestec și evaluarea fluxurilor termice transmise în continuare amestecului, au permis calculul unui flux termic diferență  $\dot{Q}_d$ , necesar vaporizării complete a combustibilului pînă în poarta supapei de admisiune.

12. Fluxul termic diferență  $\dot{Q}_d$ , necesar vaporizării complete a combustibilului înainte de poarta supapei de admisiune, spre deosebire de afirmațiile altor cercetători, care-l consideră constant, este o mărime variabilă, dependentă de: sarcina motorului,

coeficientul excesului de aer, temperatura și umiditatea inițială a aerului, temperatura și suprafața "petei calde" a carburatorului.

13. Fluxul termic diferență  $\dot{Q}_d$ , stabilit teoretic în lucrare, poate fi folosit drept criteriu de apreciere a vaporizării combustibilului și, ca urmare, a omogenizării în fază gazoasă a amestecului carburant până la poarta supapei de admisiune:

a.  $\dot{Q}_d = 0$ , vaporizare completă, performanțe maxime ale motorului;

b.  $\dot{Q}_d > 0$ , vaporizare incompletă;

c.  $\dot{Q}_d < 0$ , încălzire suplimentară a amestecului;

## 7.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale și a valorificării rezultatelor

1. Cercetările teoretice asupra formării amestecului carburant și a influenței transferului de căldură asupra calității amestecului, din cauze complexității fenomenelor, au fost completate cu investigații experimentale, care cuprind experimente pe modele simple și complexe (de la elemente separate de carburator, confecționate din sticlă, la carburator transparent, executat la scară reală) și în final, experimente realizate pe carburatorul funcționând pe motor.

2. Modelul fizic al confluenței fluidelor, folosind metoda vizualizării curgerii lor, completată cu fotografierea curgerii, a permis elaborarea teoriei explicative de către autor asupra variației debitului de combustibil în momentul pătrunderii aerului prin orificiile emulsorului.

3. Modelul de emulsor transparent la scară mărită, necesar pentru a realiza diferențe mari între nivelele de orificii, a dat posibilitatea verificării teoriei saltului de debit și în cazul nivelelor multiple de orificii. Distanța mare între nivelele de orificii reprezintă o discretizare a deschiderii acestora, permițând observarea pătrunderii aerului de frinare prin orificiile descoperite. Cu acest model s-a realizat studiul complet al influenței tuturor factorilor constructivi și funcționali ai emulsorului asupra efectului de frinare. S-a pus în evidență, pentru prima dată (prin realizarea de emulsoare cu diametre diferite), influența interstițiului dintre emulsor și tubul de gardă asupra efectului de frinare, influență care a fost apoi cuprinsă în relațiile teoretice.

4. Carburatorul # 207 transparent, realizat, prin investigațiile efectuate cu el, s-a verificat experimental metoda de calcul propusă prin încercări cu apă și apoi cu alcool, avînd posibilitatea vizualizării momentului pătrunderii aerului de frînare prin orificiile emulsorului real. Pe același carburator, s-a verificat și metoda transpunerii rezultatelor de la încercările cu apă, la combustibilul real, prin similitudine.

5. Instalația experimentală cu cameră de climatizare și carburator cu prize multiple de temperatură și presiune, a asigurat efectuarea tuturor măsurărilor necesare pentru studiul cîmpului de temperaturi și presiuni din carburator, al fenomenului de givraj și al influenței mărimii fluxului termic transmis în zona "petei calde", asupra performanțelor motorului.

6. Programul de cercetare, metodele de cercetare teoretică și experimentală elaborate în cadrul lucrării, se pot utiliza pentru toate motoarele cu aprindere prin scînteie cu carburator, atât pentru cercetarea fundamentală, cît și pentru cea de dezvoltare.

7. Ridicarea experimentală a cîmpului de presiune și temperatură din carburator, în timpul funcționării la cald a motorului, după metoda originală a autorului, a confirmat experimental metodele de calcul elaborate în cadrul studiului teoretic al procesului de schimb de căldură și de substanță la formarea amestecului carburant și folosirea diagramei  $i-x$ , aer-combustibil, pentru acest studiu.

8. Pentru prima dată în literatura de specialitate din țara noastră, a fost abordată sistematic problema givrajului carburatoarelor și a consecințelor acestui fenomen asupra performanțelor motorului. Acest ultim aspect nu este tratat nici în literatura de specialitate pe plan mondial.

9. Metoda de încercare la givraj, elaborată în lucrare pentru carburatorul # 207, instalat pe motorul ARO-L-25, poate fi extinsă pentru orice tip de carburator și motor, cu condiția determinării prin încercări a turației de givraj, după criteriile expuse în prezenta lucrare.

10. Din încercările experimentale de givraj activ, dezvoltate pe un cîmp larg de temperaturi și umidități relative ale aerului la intrarea în carburator, s-a stabilit că zone cea mai frecventă de givraj pentru carburatorul # 207, de pe motorul ARO-L-25,



este cuprinsă între temperaturile  $-2...+8^{\circ}\text{C}$  și umidități relative normale ale aerului  $\varphi = 57...62\%$ . Givrajul la temperaturi coborâte ( $t < -2^{\circ}\text{C}$ ), este posibil dacă conținutul absolut de umiditate în aer este mai mare decât valoarea limită minimă  $x_w = 1,7 \text{ g/kg}_L$ . Givrajul la temperaturi ridicate ( $t = 8...12,5^{\circ}\text{C}$ ) este posibil numai pentru umidități relative aproape de limita de saturație ( $\varphi = 85...100\%$ ).

11. Ridicând caracteristicile de turație ale motorului ARO-L-25, în funcționare în condiții de givraj, pentru aceeași poziție a obturatorului, s-a stabilit că puterea motorului scade cu 7...42%, iar consumul specific efectiv crește cu 5...35%, valorile maxime fiind atinse la turații ridicate, când coeficientul excesului de aer  $\lambda$  scade sub limita arderii complete a carbonului și apare astfel fumul negru la evacuare, aspect caracteristic, premergător opririi motorului în sarcină datorită givrajului.

12. Din analiza comparativă a temperaturilor experimentale și teoretice pe obturator, pentru toate regimurile la care s-a ridicat câmpul de temperaturi, rezultă că procesul de vaporizare din camera de amestec între ieșirea emulsiei și obturator, se desfășoară cvasiadiabatic. Concluzia este confirmată și de calculul fluxului termic transmis în această zonă, care are valori coborâte (4...10 W). Chiar și la încălzirea puternică a motorului și deci a organelor sale, temperatura pe obturator a rămas aproximativ constantă. Acest fapt dovedește că givrajul datorită depunerii gheții pe obturator (cel mai frecvent la carburatoare), nu poate fi înlăturat printr-o încălzire a zonei cu apă de răcire, fiindcă fluxul termic nu poate fi transferat obturatorului, între acesta și peretele cald existînd un strat izolant de amestec.

Prezența circuitului de apă de răcire (D - 1300), poate înlătura givrajul (mai rar) datorită formării acelor de gheață în canalul de mers în gol, respectiv contribuie la degivrarea carburatorului după oprirea motorului, obturatorul ajungînd în contact cu perețele carburatorului.

13. Evitarea funcționării motorului cu carburatorul în regim de givraj se poate face, conform studiului realizat prin ridicarea temperaturii inițiale a aerului peste limitele indicate de givraj, procedeu cu posibilitate de deconectare în timpul verii, pentru a nu se reduce gradul de umplere al motorului. Literatura de speciali-

tate indică folosirea adansurilor de alcool izopropilic 2% în benzină, care elimină doar parțial givrajul (prin ridicarea curbei limită de givraj în diagrama  $\varphi - t$ ).

14. Pentru prima dată în literatura de specialitate, a fost abordată sistematic cercetarea teoretică și experimentală a influenței fluxului termic transmis în zona "petei calde" asupra performanțelor motorului, cu aplicabilitate imediată la motorul ARO-L-25.

15. Din analize comparative a caracteristicilor de turație ale motorului, ridicate la poziție unică a obturatorului ( $\chi = 1/2$  și  $\chi = 3/4$ ), dar la diferite temperaturi ale "petei calde", a rezultat că prin ridicarea temperaturii acesteia până la valoarea limită optimă, la care se realizează omogenizarea în fază gazoasă a amestecului, are loc o creștere a puterii motorului cu 15...23% și o scădere a consumului specific efectiv cu 10...16%, față de regimurile normale de funcționare ale motorului (cu încălzirea "petei calde" cu apă din sistemul de răcire).

16. Cercetările teoretice și experimentale desfășurate de autor, pentru prezenta lucrare, au condus până în prezent la:

- elaborarea unei lucrări de cercetare fundamentală "Studii și cercetări teoretice și experimentale privind schimbul de căldură și de substanță în procesul formării amestecului în m.a.s. cu carburator", lucrare care a făcut parte din planul de integrare a catedrei în anul 1983;
- participarea cu 5 lucrări științifice la sesiuni pe plan național, la Brașov (1982) și București (1983 și 1984);
- publicarea a patru lucrări științifice în "Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Traian Vuia Timișoara", "Lucrările celei de a IV-a Conferințe Naționale de Motoare, Brașov 1982" și "Lucrările celei de a IV-a Sesiuni de Comunicări Tehnico-Științifice, București 1983"; sînt în curs de publicare alte două lucrări științifice;
- realizarea a trei standuri experimentale, dintre care două au fost cuprinse în planul de integrare al catedrei;
- elaborarea a patru lucrări de laborator, în cadrul cursului de "Alimentarea și reqlarea m.a.i."



### 7.3. Propuneri

Îmbunătățirea performanțelor de putere și consum specific ale motoarelor ARO-L-25, în urma studiului teoretic și experimental realizat în prezenta lucrare, se poate realiza prin:

1. Modificarea carburatorului, cu realizarea unui carburator în trepte, pentru ca viteza de curgere a aerului să aibă valori corespunzătoare unei bune pulverizări a combustibilului - în prezent vitezele de curgere, datorită celor două camere de amestec în paralel, sînt prea coborîte, în sarcină plină  $w = 19...40$  m/s, scăzînd la sarcini parțiale pînă la  $10...15$  m/s -. Pentru mărirea vitezei s-ar putea lua în considerare și soluția cu un singur difuzor, proiectat pentru regimul de sarcină cel mai frecvent al motorului ( $\alpha \sim 1/2$  /21/).

2. Modificarea chiulasei, pentru ca separarea fluxurilor de amestec să aibă loc în plan vertical și nu în plan orizontal ca la soluția actuală, astfel ca pelicula neevaporizată să fie distribuită uniform la cei doi cilindri alimentați din trunchiul comun al colectorului. În prezent, separarea fluxurilor în plan orizontal, determină, datorită vitezei coborîte și a vaporizării incomplete, alimentarea neuniformă a celor doi cilindri, prin curgerea peliculei la partea inferioară a colectorului.

3. Așezarea colectorului de evacuare de aceeași parte cu cel de admisiune, pentru realizarea unei "pete calde", încălzită cu gaze de evacuare, în vederea vaporizării cît mai complete a combustibilului și formarea, astfel, a unui amestec omogen în fază gazoasă înainte de intrarea în cilindri motorului.

### 7.4. Efecte economice

Motoarele L-25, de tipul celui studiat în lucrarea de doctorat, echipează următoarele autovehicule:

- autoutilitare ARO 24;
- autocamionete ARO 320;
- autoutilitare TV 12.

Eficiența economică se calculează în următoarele ipoteze:

-Consumul mediu de combustibil pe autovehicul și 100 de km de parcurs, respectiv rulajul anual preconizat, sînt redată în tabelul 7.1.

- Economia medie de combustibil de 12%, realizată pe baza

cercetărilor efectuate în teza de doctorat, este prezentată în tabelul 7.1.

- Costul unui litru de benzină CO 90 este de 8,11 lei.

Tabelul 7.1.

Nr. crt.	Tipul autovehiculului	Consum mediu l/100km echiv.	Rulajul anual preconizat km echiv.	Consum de benzină cf. rulajul preconiz. l/an	Economie anuală de comb. l/an	Economie anuală lei/an
1	Autoutilitară ARO 24	14,0	100.000	14.000	1.680	13.625
2	Autocamionetă ARO 320	15,0	75.000	11.250	1.350	10.948
3	Autoutilitară TV 12	16,5	80.000	13.200	1.584	12.845
			Total:	38.450	4.614	37.418

Cu aceste ipoteze, economia posibilă, pentru un parc de 10.000 autovehicule, din fiecare tip, este:

- economia de benzină:  $4.614 \times 10^4 = 46 \text{ mil. l benzină/an}$  (34.000 t benzină/an);

- economia în lei:  $37.418 \times 10^4 = 374 \text{ mil. lei/an}$ ,

în afară de reducerea uzurilor motorului, prin evitarea spălării filmului de ulei de pe oglinda cilindrului și îmbunătățirea adaptabilității motorului la regimurile de funcționare caracteristice autovehiculelor.

Beneficiul net se poate stabili, scăzând cheltuielile suplimentare, determinate de modificarea chiulasei motorului și a colectoarelor de admisiune și evacuare, care se vor realiza în soluția monobloc (colectorul de admisiune în contact cu cel de evacuare).

Considerând că prețul de cost al acestor repere se va dubla (prețul de cost actual este de 1.215 lei), fără a include cheltuielile de prototip, rezultă că diferența de preț s-ar putea amortiza în circa două luni de funcționare a motorului.

8. BIBLIOGRAFIE

1. Adams, Mc W. - Transmission de la chaleur. Dunod, Paris, 1961
2. Andreev, V. - Raspredelenie smesi v carbjuratornom dvigatelej. Mašinstroenie, Moskva, 1966
3. Andreev, V. i.d. - Smešobrazovanie v carbjuratornyh dvigatelej. Mašinstroenie, Moskva, 1975
4. Aramă, C. ș.a. - Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă. Editura Tehnică, București, 1966
5. Aramă, C.; Grünwald, B. - Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici - Editura Tehnică, București, 1966
6. Aramă, C. ș.a. - Combustibili și lubrifianți pentru motoare. Editura Tehnică, București, 1962
7. Barbu, V. - Mașini frigorifice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1965
8. Bănărescu, M. - Motoare cu ardere internă. Vol. I. Editura Tehnică, București, 1957
9. Berindean, V. - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Vol. I, 1977. Vol. II, 1979. Litografia I.P.Timișoara
10. Fermann, L.D. - Ohlădenie voda pri isparenie. Električeskie stancii 33(1962)5
11. Boltinski, V.N. - Motoare de tractoare și automobile. Editura Tehnică, București, 1955
12. Bošnjaković, F. - Technische Thermodynamik. 4. Aufl., Teil II, Steinkopf, Dresden, 1965
13. Dorges, E.A. - Gemischverteilung an einem Vierzylinder-Vergasermotor. ATZ 59(1957)7
14. Dorges, E.A. - Gemischverteilung an Mehrzylinder-Vergasermotor. ATZ 61(1959)5
15. Eckert, E. - Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1959
16. Fischer, C.M. - Carburation, Part IV. Chapman and Hall, London, 1969
17. Freche, F. - Vergaseruntersuchungen in "Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen", Verlag Technik, Berlin, 1956
18. Georgescu, C. - Carburatoare pentru autovehicule și tractoare. Editura Tehnică, București, 1955

19. Gribanov, V.I. - Carbjuratory dvigatelej vnutrevo sgoranja. Mašghiz, Moskva, 1961
20. Gröber, H.; Erk, S. - Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1963
21. Grünwald, B. - Teoria, constructia și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Ed. 1, 1969, ed. 2-a, 1980. Editura Didactică și Pedagogică, București
22. Guchmann, A.A. - Primenenie teorii podobja s isledovenii procesov teplozasobnena. Vysšaja Škola, Moskva, 1974
23. HäuEler, W. - Über die Temperaturprofile beiderseits einer verdunstenden Wasseroberfläche. Die Technik 12(1957)1
24. Hamburger, L. - Introducere în teoria propagării căldurii. Editura Academiei R.S.R., București, 1956
25. Henning, H.J. - Zur Berechnung des Zustandes im Vergaser. ATZ 63(1961)10
26. Heinrich, W. - Über das Problem der gleichzeitigen Wärme- und Stoffübertragung. Chemie-Ing. Tech. 36(1964)3
27. Hinze, W.; Freche, F. - Theoretische und praktische Untersuchungen an Vergaser in "Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugen". Verlag Technik, Berlin, 1956
28. Huber, E.W. - Entwicklungen bei Fahrzeugmotoren. ATZ 62(1960)12
29. Iorga, D.; Berindean, V. - Klaborarea diagramei i-x pentru combustibili românești folosiți în m.n.s. cu carburator și utilizarea ei la calculul stării amestecului în carburator. Buletinul științific și tehnic al I.P. "Traian Vuia" Timișoara, tom 26(40), ian.-iunie 1981
30. Illgen, M. - Vergaser-Handbuch. Verlag Technik, Berlin, 1963
31. Iordănescu, A. - Contribuții la studiul formării amestecului în carburatoarele cu frinarea debitului de combustibil prin aer adițional. Rezumatul tezei de doctorat. București, 1971
32. Irisov, A.S. - Isparjasmosti topliv dlja poršnevnyh dvigatelei i metody eš isledovanija. Mašghiz, Moskva, 1955
33. Ivanov, D.N. - Sistemy pitanija dvigatelei. Mašghiz, Moskva, 1955
34. Judge, A.W. - Carburetors and Fuel Injection Systems. Chapman and Hall, London, 1965
35. Kusman, R. - Tabele și diagrame termodinamice. Editura Tehnică, București, 1978

36. Lenin, I.M. i.d. - Sistemy toplivopodači avtomobilnyh i traktornyh dvigatelei. Mašghiz, Moskva, 1963
37. Likov, A.V. - Teplo i massoobmen v processah suški. Gosenergoizdat, Moskva, 1956
38. Likov, A.V. - Teplo i massoobmen. Spravočnik. Energiya, Moskva, 1956
39. Linzer, V. - Die Brenngemischbildung in Vergasern. MTZ 27(1966)1
40. Livezeanu, G.; Abăitancei, D. - Carburatoare. Construcție, întreținere, exploatare. Editura Tehnică, București, 1973
41. Löhner, K.; Henning, H.J. - Über die Eisbildung im Vergaser. ATZ 59(1957)3
42. Löhner, K.; Henning, H.J. - Untersuchung der Vereisungserscheinungen am Vergaser, im Fahrbetrieb. ATZ 59(1957)7
43. Löhner, K. - Gemischbildung beim Ottomotor. ATZ 62(1960)4
44. Löhner, K.; Müller, H. - Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor. Band 6 der Reihe "Die Verbrennungskraftmaschine". Springer-Verlag, Wien, New-York, 1967
45. Marincaș, D.; Negruș, E. - Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977
46. Mărdărescu, R. ș.a. - Motoare pentru automobile și tractoare. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968
47. Merkel, F. - Verdunstungskühlung. VDI-Forschungsheft 175(1925)
48. Kehling, I.G. - Die Wärme- und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung. BWK 20(1968)2
49. Michejew, M.A. - Grundlagen der Wärmeübertragung. 3. Aufl. 1964, Verlag Technik, Berlin
50. Nica, A. ș.a. - Alegerea și utilizarea lubrifianților și combustibililor pentru motoare termice. Editura Tehnică, București, 1978
51. Nouven, A. - La carburation. Technip, Paris, 1971
52. Orlin, A.S. ș.a. - Dvigatelei vnutrennego zgorannia. Mašghiz, Moskva, 1963
53. Orlin, A.S. - Konstrukcia i rasčiot poršnevnyh o kombinirovannyh dvigatelei. Mašinstroenie, Moskva, 1972
54. Orlicek, A.F.; Pohl, H. - Hilfsbuch für Mineralöltechniker. Band I. Springer-Verlag, Wien, 1951
55. Pierburg, A. - Vergaser für Kraftfahrzeug-Motoren. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1970

56. Popa, B.; Vintilă, C. - Termotehnică, mașini și instalații termice. Probleme. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1973
57. Popa, B.; Vintilă, C. - Transfer de căldură în procesele industriale. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1975
58. Rixmann, W. u.a. - Beiträge zu Problemen der heutigen Automobiltechnik. ATZ 74(1972)11
59. Schlöfner, E. - Einfluß molekularer Transportvorgänge auf die Zustandsänderung von Gas-Dampf-Gemischen. Chemie-Ing.-Tech. 35(1963)3
60. Schmidt, E. - Thermodynamik. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1963
61. Seifert, H. - Die Analyse instationärer Strömungsvorgänge in Ansaugleitungen an Mehrzylinder-Vergasermotoren. FISITA. Tokio, 1976
62. Sitkei, G. - Keverékképzés és égés karburátoros motorokban. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1969
63. Șartuni, I.I. - Zavisimosti mașnosti i economičnosti carburatornovo dvigatelja ot temperatury i vlažnosti vozduha. Avtomobilnaja promyšlennosti 38(1972)3
64. Șova, M. - Contribuții la studiul termodinamic al amestecului carburant în procesul de formare a acestuia la motoarele cu carburator. Rezumatul tezei de doctorat, Brașov, 1977
65. Fretkov, V.T. - Motoare cu ardere internă. Editura Tehnică, București, 1954
66. Vasilescu, C.A. ș.a. - Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă. Editura Academiei R.S.R., București, 1972
67. Vihert, M.M. ș.a. - Konstrukcia i rasčiot avtotraktornyh dvigatelei. Mašghiz, Moskva, 1964
68. Vlădeș, I. - Instalații și utilaje termice. Editura Tehnică, București, 1966
69. Iorga, D.; Berindean, V. - Contribuții la studiul funcționării emulsorului carburatorului cu frinarea pneumatică a debitului de combustibil. A IV-a Conferință Națională de Motoare, vol. I, Brașov, 1982
70. Müller, C.; Müller, F. - Kraftfahrzeug-Vergaser. Verlag Technik, Berlin, 1980
71. Iorga, D.; Berindean, V. - Contribuții la modelarea curgerii



- prin carburatoare. A IV-a Sesiune de Comunicări Tehnico-Stiințifice I.N.M.T., 1983, București
72. Iorga, D.; Berindean, V. - Aspecte privind givrajul în carburatorul motorului ARO-L-25. A IV-a Sesiune de Comunicări Tehnico-Stiințifice I.N.M.T., București, 1983
73. Carapetianț, E.H. - Termodinamică chimică. Editura Tehnică, București, 1953
74. Vlădea, I. - Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974
75. Ștefănescu, D. ș.a. - Transferul de căldură în tehnică. Probleme. Vol. I și II. Editura Tehnică, București, 1983
76. xxx - Papers at the "First heat transfer conference". Vol. I, Iași, 1973
77. Isakenko, V.P. i.d. - Heat Transfer. Mir, Moscow, 1977
78. Murin, G.A. - Măsurări termotehnice. Editura Energetică de Stat, București, 1954
79. Preobrajenski, V.P. - Măsurări și aparate de măsurat termotehnice. Editura Tehnică, București, 1960
80. Tölle, H. - Măsurări în instalațiile termice. Editura Tehnică, București, 1972
81. Fortier, A. - Mécanique des suspensions. Masson et <sup>10</sup>C<sup>10</sup>, Editeurs, Paris, 1967
82. Iorga, D.; Berindean, V. - Metodă de calcul a carburatoarelor cu frinare pneumatică (în curs de publicare) *Ann. St. IPT 1987 32(18)*
83. Iorga, D.; Berindean, V. - Givrajul inactiv al carburatoarelor și influența lui asupra performanțelor motorului (în curs de publicare) *Ann. St. IPT 1986 31(45)*
84. xxx - VDI-Wärmetlas. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1957
85. xxx - Notes techniques, 1976. Société des carburateurs Solex, Nanterre
86. xxx - Colecția "Automobiltechnische Zeitschrift", Stuttgart
87. xxx - Colecția "Motortechnische Zeitschrift", Stuttgart
88. xxx - Colecția "Journal de l'automobile" ("Ingenieurs de l'automobile"), Paris
89. xxx - Standarde de stat: STAS 895-73; STAS 1647-70; STAS 5745-76; STAS 6635-76; STAS 8421-77; STAS 10455-77. București
90. xxx - Colecția "Avtomobilnaja promyšlenosti" Moskva
91. xxx - Colecția "Revue technique automobile", Paris



92. xxx - Colectia "SAE Transactions", New-York
93. xxx - Conferința de Motoare cu Ardere Internă, București, 1967
94. xxx - Colectia "Automobile Engineer", London
95. xxx - Automobile engineer's reference book. III ed., part II,  
George Newens Ltd., London, 1967
96. xxx - Technical Seminars 1979, Report 569. Orogil - France
97. xxx - Tablice psychrometryczne. Kraków, 1973

Continutul anexelor

Anexa I

Tabelul 1.1. Calculul caracteristicii de debit al carburatorului, după diferite metode . . . . . a-1,2

Anexa II

Tabelul 2.1. Calculul caracteristicii de debit al carburatorului, după metoda propusă . . . . . a-3  
Tabelul 2.2. Rezultate experimentale privind caracteristica de debit a carburatorului . . . . . a-4  
Tabelul 2.3. Calculul prin similitudine al caracteristicii de debit a carburatorului pentru benzină și alcool, de la încercările cu apă . . . . . a-5  
Program de calcul al carburatorului cu frinare pneumatică, pe calculatorul programabil TI-58 . . . . . a-6

Anexa III

Program de calcul al diagramei  $i-x$ , aer-combustibil:  
- proprietățile componentelor . . . . . a-6  
- notații folosite . . . . . a-7...9  
- JOB-ul . . . . . a-10

Anexa IV

Diagrame auxiliare:  
- IV.a. Variația presiunii vaporilor de benzină, în funcție de participarea masică  $x_c$  și de temperatura amestecului . . . . . a-11  
- IV.b. Variația participării masice a vaporilor de benzină, în funcție de temperatură și presiune . . . . . a-11  
- IV.c. Entalpia conținutului de umiditate din aer, la diferite presiuni absolute ale aerului . . . . . a-12  
Calculul factorului Lewis pentru diferiți coeficienți de sarcină  $\chi$  și ai excesului de aer  $\lambda$ :  
- tabelul 4.1.a.  $\chi = 1/2$ ;  $\lambda = 1,1$  . . . . . a-13  
- tabelul 4.1.b.  $\chi = 1/2$ ;  $\lambda = 1,0$  . . . . . a-14  
- tabelul 4.1.c.  $\chi = 1/2$ ;  $\lambda = 0,8$  . . . . . a-15  
- tabelul 4.1.d.  $\chi = 0$ ;  $\lambda = 0,7$  . . . . . a-16  
- tabelul 4.1.e.  $\chi = 0$ ;  $\lambda = 0,8$  . . . . . a-17

- tabelul 4.1.f. $\chi = 1$ ; $\lambda = 1,1$ . . . . .	a-18
- tabelul 4.1.g. $\chi = 1$ ; $\lambda = 0,8$ . . . . .	a-19
Calculul temperaturilor și fluxurilor termice pe traseul de admisie și în "pata caldă", pentru diferiți coeficienți de sarcină $\chi$ și ai excesului de aer $\lambda$ :	
- tabelul 4.2.a. $\chi = 1/2$ ; $\lambda = 1,1$ . . . . .	a-20
- tabelul 4.2.b. $\chi = 1/2$ ; $\lambda = 1,0$ . . . . .	a-21
- tabelul 4.2.c. $\chi = 1/2$ ; $\lambda = 0,8$ . . . . .	a-22
- tabelul 4.2.d. $\chi = 0$ ; $\lambda = 0,7$ . . . . .	a-23
- tabelul 4.2.e. $\chi = 0$ ; $\lambda = 0,8$ . . . . .	a-24
- tabelul 4.2.f. $\chi = 1$ ; $\lambda = 1,1$ . . . . .	a-25
- tabelul 4.2.g. $\chi = 1$ ; $\lambda = 0,9$ . . . . .	a-26
- tabelul 4.3. Influența umidității relative asupra tempe- raturii în carburator . . . . .	a-26'
- tabelul 4.4. Influența vitezei inițiale a aerului asupra temperaturii în carburator . . . . .	a-26''

Anexa V

Tabelul 5.1. Rezultatele etalonării termocuplurilor . . . . .	a-27
Tabelul 5.2. Etalonarea comparativă a tubului Venturi și a diafragmei duble . . . . .	a-28

Anexa VI

VI.a. Diagrame de variație a temperaturilor din carburator, în funcție de timp . . . . .	a-29... 37
VI.b. Diagrame de variație a temperaturilor, la trecerile repetate la mers în gol (probe de givraj) . . . . .	a-38... 39
Tabelul 6.1. Rezultatele încercărilor de givraj, prin tre- cerea motorului la mers în gol, după patru mi- nute de funcționare . . . . .	a-40... 42
Tabelul 6.2. Caracteristicile de turație pentru $\chi = 1/2$ . . . . .	a-43... 46
Tabelul 6.3. Caracteristicile de turație pentru $\chi = 3/4$ . . . . .	a-47