

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

Ing. Hertwig Michels

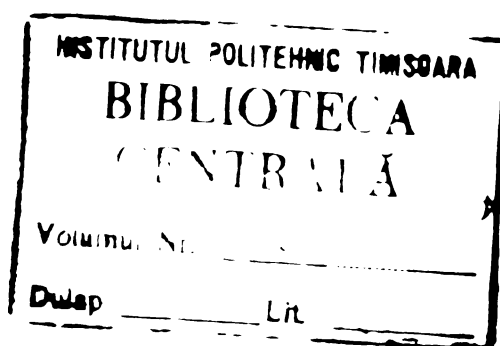
CONTRIBUTII LA STUDIUL SI CERCETAREA ORGANIZARII
MISCARII AERULUI IN TIMPUL ADMISIUNII LA MOTOARELE
CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE CU CAMERA DE ARDERE
UNITARA

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

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC
Prof. dr. ing. Vasile Berindean

- 1976 -



Contribuții la studiul și cercetarea organizării
mișcării aerului în timpul admisiunii la motoarele
cu aprindere prin compresiune cu camera de ardere
unitară.

Rezumat scurt

În vederea unei organizări optime a mișcării aerului se studiază analitic și se cercetează experimental legile de curgere ale acestuia în canalul de admisiune, cilindru și camera de ardere, precum și parametrii care guvernează aceste legi. Se compară rezultatele calculelor teoretice cu mărimile măsurate și se constată o corespondență bună.

Instalația construită pentru cercetarea experimentală se compune din standuri la care se utilizează următoarele metode de cercetare :

- modelare electrică cu hîrtie electro-conductoare,
- vizualizarea mișcării aerului în canale de admisiune, cilindri și camere de ardere,
- vizualizare cu descărcări electrice de tensiune și frecvență foarte înaltă,
- încercări de curgere staționară,
- încercări de curgere cvasistaționară,
- încercări dinamice / pe un stand experimental monocilindric, cu antrenare din exterior /.

Cu primele trei metode de experimentare se obțin numai rezultate calitative. Totuși, cu aceste metode se pot obține relativ ușor multe rezultate importante, ca de ex.: locurile de turbulență a curgerii în canalele de admisiune și porțiunile de canal greșit construite, poziția axei vârtejului de aer în cilindru, structura mișcării organizate a aerului în camera de ardere, etc.

Cu ultimele trei metode de experimentare enumerate mai sus s-au determinat influențele parametrilor constructivi ai canalelor, influențele factorilor de stare ai aerului de admisiune și influențele factorilor constructivi și funcționali ai motorului asupra mișcării organizate a aerului.

Pentru măsurarea și înregistrarea complet automată a rezultatelor, standurile de experimentare sînt echipate cu o aparatură electrică și electronică corespunzătoare.

Toste standurile și aparatele de măsurare și înregistrare sînt concepute de autorul tezei și au fost executate în construcție proprie la Catedra de mașini termice a Institutului politehnic din Timișoara.

Metodele teoretice de calcul a intensității mișcării aerului în cilindru și camera de ardere în timpul procesului de admisiune și comprimare, precum și metodică cercetărilor experimentale, au fost concepute de autor.

Ca rezultat al unor cercetări aplicative se prezintă posibilitățile de perfecționare ale motorului de tractor D-103 din punct de vedere al mișcării organizate a aerului și al pierderilor de curgere gazodinamice. De asemenea se arată modificările necesare la construcția acestui motor pentru aplicarea experimentală a procedurii Meurer.

Contributions to the analysis and investigation
of controlled air flow during the inlet in diesel
engines with unit combustion chamber

Short summary
=====

In order to achieve optimum control of the admission of the air flow, an analytical and experimental study was conducted of the laws of air flow in the inlet ports, cylinders and combustion chamber, as well as the influence parameters governing these laws. The results of theoretical calculations are compared to the values measured, and a good agreement is obtained.

The testing machine developed for experimental investigations is made up of a series of test rigs necessary for the application of the following testing methods:

- electrical modelling by means of electro-conductive paper
- visualization of air flow in inlet ports, cylinders and combustion chamber
- visualization by high-voltage and high-frequency electrical discharges
- steady-flow tests
- quasi-steady-flow tests
- dynamic tests / on a single-cylinder, externally actuated test rig./

Using the first three methods of investigation, only qualitative results are obtained. However, by the use of these methods, a series of significant results can be easily obtained, i.e. the sites of flow turbulence in inlet channels and port segments of faulty design, the air swirl axis position in the cylinder, the structure of the controlled air flow in the combustion chamber s.s.o.

By the aid of the last three methods the influence of the structural parameters of the ports, the influences of the admission air state factors as well as the influences of the structural and operational parameters of the engine upon controlled air flow were ascertained.

For completely automatized measurement and recording of

the experimental results, the test rigs were provided with adequate electrical and electronical devices. Each of the test rigs and the measuring and recording devices were designed by the author and built by own means at the Chair of Combustion Machines of the Polytechnic Institute in Timișoara.

The theoretical models for the analysis of air flow intensity in the cylinder and combustion chamber during admission and compression as well as the techniques of experimental investigation were devised by the author.

Following the applied researches performed, the possibilities of improvement of the tractor engine D-103 view the controlled air flow and dynamic gas leakages are shown. The modifications required in the construction of this engine for experimental application of the Meurer-procedure are also reported.

Beiträge zum Studium und zur Erforschung der gesteuerten Luftbewegung während des Einstromvorganges in Dieselmotoren mit Direkteinspritzung.

Kurzzinhalt

Zur Ermittlung einer optimalen Bewegungssteuerung der Ansaugluft werden die Strömungsgesetze der Luft in Einlasskanälen, Zylindern und Brennräumen, sowie die Einflussgrößen dieser Gesetze theoretisch erforscht und analytisch und experimentell untersucht. Die Ergebnisse theoretischer Berechnungen werden mit den Messwerten verglichen. Sie ergaben eine gute Übereinstimmung.

Die für die experimentelle Untersuchung gebaute Versuchsanlage besteht aus einer Reihe von Prüfständen, die für die folgenden Versuchsverfahren geeignet sind:

- elektrische Modellierung mit elektrisch leitendem Papier,
- Sichtbarmachung der Luftbewegung in Einlasskanälen, Zylindern und Brennräumen,
- Sichtbarmachung mittels elektrischer Entladungen von sehr hoher Spannung und Frequenz,
- Stationäre Durchflussversuche,
- Quasistationäre Durchflussversuche,
- Dynamische Versuche / auf einem fremdangetriebenen Kinylindermotorprüfstand /.

Mit den ersten drei Versuchsverfahren erhält man nur qualitative Ergebnisse. Man kann jedoch mit diesen Versuchen verhältnismässig leicht viele Ergebnisse ermitteln, wie z.B. die Störstellen in Einlasskanälen und falsch gestalteten Kanalpartien, die Achslage des Luftwirbels in Zylindern, die Struktur der gesteuerten Luftströmung im Brennraum usw.

Mit den letzten drei Versuchsverfahren wurden die Einflüsse der Konstruktionsparameter der Einlasskanäle, die Einflüsse der Zustandsfaktoren der Ansaugluft und die Einflüsse der Konstruktions- und Funktionsfaktoren des Motors auf die gesteuerte Luftbewegung untersucht.

Zur vollautomatischen Messung und Aufzeichnung der Ergebnisse wurden die Prüfstände mit entsprechenden elektrischen und elektronischen Geräten ausgerüstet. Sämtliche Prüfstände und Geräte wurden vom Verfasser der Dissertation entworfen und im Eigenbau vom Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen des Polytechnischen Institutes von Timişoara ausgeführt.

Das theoretische Berechnungsverfahren für die Stärke der gesteuerten Luftbewegung im Zylinder und Brennraum während des Ansaug- und Kompressionvorganges, sowie die Verfahrensweise der experimentellen Forschungen wurden ebenfalls vom Verfasser entworfen.

Als Ergebnis einer Anzahl von angewandten Forschungen wurden die Möglichkeiten der Verbesserung des Traktormotors D - 103 im Hinblick auf eine gesteuerte Luftbewegung und Strömungsverluste behandelt. Es werden ferner die, für die experimentelle Anwendung des Meurer-Verfahrens notwendigen Änderungen in der Konstruktion dieses Motors hervorgehoben.

ВКЛАД В ИЗУЧЕНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ
ДВИЖЕНИЕМ ВОЗДУХА В ДИЗЕЛЯХ С ЕДИНОЙ КАМЕРОЙ
СГОРАНИЯ

Краткое изложение

Ввиду оптимального управления движением подводимого воздуха изучаются аналитически и исследуются экспериментально законы течения воздуха в впускных каналах, цилиндре и камере сгорания, как и параметры воздействия, которые управляют этими законами. Результаты теоретических расчетов сравниваются измеряемыми величинами и отмечается хорошее соответствие.

Испытательная установка, построенная для экспериментальных исследований, состоит из ряда испытательных стенд, необходимых для следующих методов испытания:

- электрическое моделирование электропроводящей бумагой,
- визуализация движения воздуха во впускных каналах, цилиндре и камерах сгорания,
- визуализация посредством электрических разрядов очень высокого напряжения и частоты,
- испытания стационарного течения,
- динамические испытания (на одноцилиндрическим испытательном стенде с внешним приводом).

Первыми тремя экспериментальными методами достигаются только качественных результатов. Однако этими методами можно достигнуть относительно легко много важных результатов, как например: места турбулентности течения во впускных каналах и неправильно построенных частях канала, положение оси водоворота в цилиндре, строение управляемого движения воздуха в камере сгорания и др.

Последними тремя экспериментальными методами определялись воздействия конструктивных коэффициентов каналов, воздействия коэффициентов состояний подводимого воздуха и воздействия конструктивных и функциональных коэффициентов двигателя на управляемое движение воздуха.

Для вполне автоматического измерения и регистрирования результатов, испытательные стенды, снабжены соответствующей электрической и электрической аппаратурой. Все испытательные стенды и измерительные и регистрирующие аппараты разработаны автором диссертации и изготовлены в собственном исполнении кафедрой Тепловых

двигателей Политического Института города Тимишоара.

Теоретические методы расчёта для интенсивности движения воздуха в цилиндре и камере сгорания во время процесса впуска сжатия, как и метод экспериментальных исследований разработаны автором.

В результате прикладных исследований представляются возможности усовершенствования двигателя для тракторов Д-103 с точки зрения управляемого движения воздуха и газодинамических потерь течения этого двигателя для экспериментального применения спос.
Маурер.

Contributions à l'étude et la recherche
du flux contrôlé de l'air pendant l'admission dans les
moteurs à allumage par compression à chambre de combustion
unitaire

Résumé

En vue du contrôle optimum du flux de l'air d'admission l'auteur fait une étude analytique et expérimentale sur les lois de l'écoulement de l'air dans les galeries d'admission, les cylindres et la chambre de compression, de même que des paramètres d'influence qui déterminent ces lois. Les résultats théorétiques sont comparés avec les valeurs expérimentales et on constate une bonne correspondance.

L'installation d'essai destinée pour les recherches expérimentales comporte une série de stands d'essai pour l'application des méthodes suivantes:

- modelage électrique à papier électro-conducteur
- visualisation du flux de l'air dans les galeries d'admission, les cylindres et la chambre de combustion
- visualisation des charges électriques à haute tension et fréquence
- essais d'écoulement stationnaire
- essais d'écoulement quasi-stationnaire
- essais dynamiques (sur un stand d'essai à un cylindre entraîné de l'extérieur).

Avec les trois premières méthodes d'essai on obtient seulement des résultats qualitatifs. Malgré ça, on obtient aisément des nombreux résultats importants, à savoir les lieux de perturbation de l'écoulement dans les galeries d'admission et les parties des galeries mal-construites, la position de l'axe du tourbillon d'air dans le cylindre, la structure du flux contrôlé de l'air dans la chambre de combustion etc.

Par les trois dernières méthodes d'essai on a investi-gué et déterminé les influences des paramètres constructifs des galeries, les influences des facteurs constructifs et fonctionnels

du moteur sur le flux contrôlé de l'air.

Les stands d'essai ont été équipés pour mesurer et enregistrer automatiquement des résultats, avec des appareils électriques et électroniques. L'auteur du travail a élaboré les stands d'essai, les appareils de mesure et d'enregistrement qui ont été exécutés sous sa direction à la Chaire des Machines Thermiques de l'Institut Polytechnique de Timișoara.

On doit ajouter aussi les contributions de l'auteur concernant les méthodes théoriques, pour établir l'intensité du flux de l'air dans les cylindres et la chambre de combustion pendant le processus d'admission et de compression, et les méthodes de recherche expérimentales.

Comme une conclusion des recherches appliquées on présente les possibilités de perfectionner le moteur de tracteur D-103 concernant le contrôle du flux de l'air et les pertes aérodynamiques. On indique aussi les modifications constructives nécessaires pour l'application expérimentale du procédé Meures.

C U P R I N S

Pagina

Volumul I.	
	Principalele notații folosite. Indici și prescurtări 7
I,	Prefața 11
II.	Introducere 13
1.	<u>Studiul monografic asupra problemei cerceta- tate</u> 19
2.	<u>Modelarea matematică a mișcării organizate a aerului în cilindru și camera de ardere a motoarelor cu ardere internă</u> 23
2.1.	Generalități 23
2.2.	Mișcarea organizată a aerului în procesul de admisiune 25
2.2.1,	Considerații teoretice 25
2.2.2.	Stabilirea cifrei de turbionare a admisiu- nii 29
2.3.	Mișcarea organizată a aerului în procesul de comprimare 34
2.3.1,	Considerații generale 34
2.3.2.	Stabilirea cifrei de turbionare relative a comprimării 35
2.3.2.1.	Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera de ardere 35
2.3.2.2.	Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera inelară a interstițiului 38
2.3.3.	Cifrele relative de turbionare ale compră- mării pentru diferite forme de camere de ardere 40
2.4.	Concluzii 41
3.	<u>Instalații de încercare, aparatura folosită și metodele cercetărilor experimentale.</u> 42
3.1.	Modelare electrică cu hirtie electro-con- ductoare a curgerii gazodinamice prin ca- nalul de admisiune 42
3.1.1.	Generalități 42
3.1.2.	Instalația de încercare și aparatura folosi- tă 44

3.1.3.	Metodica cercetărilor experimentale	44
3.2.	Instalații pentru vizualizarea mișcării aerului în canalul de admisiune și cilin- dru și metodica încercărilor experimentale	45
3.2.1.	Standuri de probă	45
3.2.2.	Metode de vizualizare	45
3.2.2.1.	Metode de vizualizare folosite la canalul de admisiune	45
3.2.2.1.1.	Metoda cu naftalină	45
3.2.2.1.2.	Metoda cu un amestec de motorină, ulei și funingine	46
3.2.2.1.3.	Metoda cu nicotină	46
3.2.2.1.4.	Metoda cu hârtie ozalid și vapori de amoniac	46
3.2.2.1.5.	Metoda depunerii de praf	46
3.2.2.2.	Metode de vizualizare folosite la cilindrul motorului	47
3.2.2.2.1.	Metoda cu praf de aluminiu	47
3.2.2.2.2.	Metoda cu oxid de magneziu sau cu fulgi de metaldehidă	47
3.2.2.2.3.	Metoda de depunere de praf	47
3.2.2.3.	Metoda de vizualizare folosită la camera de ardere	47
3.2.3.	Instalația pentru vizualizarea mișcării aerului prin descărcări electrice de frec- vență și tensiune foarte înaltă	48
3.3.	Stand staționar pentru determinarea cifrelor caracteristice ale canalelor de admisiune și metoda cercetărilor experimentale	49
3.4.	Stand cvasistaționar pentru determinarea caracteristicilor canalului de admisiune și metoda cercetărilor experimentale	53
3.5.	Stand dinamic pentru cercetarea mișcării organizate a aerului și metoda cercetărilor experimentale	54
3.6.	Concluzii	60
4.	<u>Considerații privind precizia măsurătorilor</u>	62
4.1.	Erori la măsurarea debitului	62
4.2.	Erori înregistrate la măsurarea presiunii	

	din cilindru modelului dinamic	63
4.3.	Erori înregistrate la măsurarea vitezelor de rotație ale arborelui cotit și ale anemometrului	67
4.4.	Concluzii	68
5.	<u>Rezultatele cercetării</u>	69
5.1.	Generalități	69
5.2.	Rezultatele obținute prin modelarea electrică și prin vizualizarea curgerii aerului în canalul de admisiune	69
5.3.	Rezultatele experimentale obținute la vizualizarea mișcării aerului în cilindru și camera de ardere	71
5.4.	Rezultatele experimentale obținute pe standul staționar	75
5.4.1.	Tehnologia de execuție a modelelor de canale de admisiune	75
5.4.2.	Studiul influenței arhitecturii canalelor de admisiune	76
5.4.2.1.	Influența razelor de racordare și a unghiului de inclinare al canalului	76
5.4.2.2.	Influența arhitecturii scaunului de supapă	77
5.4.2.3.	Influența poziției colțului canalului	78
5.4.2.4.	Influența poziției canalului față de axa cilindrului	78
5.4.2.5.	Influența unghiului cotului canalului	78
5.4.2.6.	Influența supapei ecranate, a scaunului de supapă prevăzut cu un ecran și a canalului de admisiune prevăzut cu o lamelă directoare	79
5.4.3.	Criterii generale pentru construcția canalelor de admisiune	80
5.4.3.1.	Canale de admisiune cu rezistențe de curgere reduse	80
5.4.3.2.	Canale de admisiune care generează o mișcare organizată a aerului în cilindru	81
5.4.4.	Soluții perfecționate de canale de admisiune pentru motorul D-103	83

5.4.5.	Soluții constructive de canale de admisiune pentru determinarea mișcării organizate optime la motorul D-103	84
5.5.	Rezultate obținute pe baza curbelor caracteristice ale canalelor de admisiune, determinate prin încercări cvasistaționare	86
5.5.1.	Influențele asupra mișcării organizate a aerului din cilindru în timpul procesului de admisiune	87
5.5.1.1.	Influența coeficientului de umplere	87
5.5.1.2.	Influența curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune în cazul menținerii constante a coeficientului de umplere	88
5.5.1.3.	Influența poziției maximumului curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune în cazul menținerii constante a coeficientului de umplere	89
5.5.1.4.	Influența factorilor de stare	90
	- presiunea inițială	90
	- temperatura inițială v v	91
5.5.1.5.	Influența factorilor funcționali	92
	- viteza de rotație a arborelui cotit	92
	- sarcina	93
	- coeficientul de încălzire ζ_e	93
5.5.1.6.	Influența factorilor constructivi	94
	- legea de deschidere a supapei de admisiune	94
	- raportul de comprimare	95
	- supapa ecranată	96
5.5.2.	Canale de admisiune îmbunătățite ale motorului D-103	97
5.6.	Rezultatele obținute la cercetarea mișcării organizate a aerului cu ajutorul modelului dinamic și comparația lor cu cele determinate cu ajutorul modelului de calcul	97
5.6.1.	Mișcarea organizată a aerului într-un cilindru fără cavitare în piston	98
5.6.2.	Mișcarea organizată a aerului în camera de ardere	99

5.6.3.	Influențe asupra mișcării organizate a aerului din camera de ardere	101
5.6.3.1.	Influența factorului funcțional, viteza de rotație a arborelui cotit	101
5.6.3.2.	Influența factorilor constructivi	102
	- volumul relativ al interstițiului	102
	- raportul de comprimare	103
	- diametrul relativ al camerei de ardere	104
	- cursa relativă a pistonului S/D	104
	- arhitectura camerei de ardere	105
	- canale de admisiune cu supape ecranate	106
5.6.4.	Soluții constructive îmbunătățite din punct de vedere al mișcării organizate a aerului la motorul D-103	108
5.6.5.	Camera de ardere pentru aplicarea procedurii M la motorul D-103	109
6.	<u>Concluzii</u>	110
	 Bibliografie	 119

Volumul II.

Cuprinde 158 figuri și anexe.

PRINCIPALELE NOTATII FOLOSITE

Simbol	D e n u m i r e	Unitate de măsură
1	2	3
a_0	viteza undelor sonore	m/s
α	unghiul rotație arbore cotit	$^{\circ}$ RAC
α_{dsa}	avansul de deschidere a supapei de admisiune	$^{\circ}$ RAC
α_{ise}	întârzierea la închiderea supapei de admisiune	$^{\circ}$ RAC
b	momentul cinetic	kgm^2/s
β	raza relativă a camerei de ardere	-
β	raportul d/D^2	-
c_m	viteza medie a pistonului	m/s
D	diametrul cilindrului	m
d	diametrul porții supapei de admisiune	m
δ	înălțimea relativă a camerei de ardere	-
ε	raportul de comprimare	-
ε_0	volumul relativ al interstițiului	-
ε_M	volumul relativ al camerei de ardere	-
η_V	coeficientul de umplere	-
F_{α}, f_{α}	funcție, $1/2 \cdot (1 - \cos \alpha + 1/2 \cdot \lambda \cdot \sin^2 \alpha + 1/8 \cdot \lambda^3 \cdot \sin^4 \alpha)$	-
G_r	debitul masic real	kg/s
G_t	debitul masic teoretic	kg/s
g	accelerația gravitațională	m/s^2
H	impulsul	kgm/s
J	momentul de inerție	kgm^2
h	curse supapei de admisiune	m
h_0	înălțimea camerei de ardere	m
H_0	înălțimea volumului interstițiului	m
x	exponentul politropic	-
L_b	lungimea bielei	m
λ	raportul r/L_b	-
M_{zA}	debitul masic	kg/s
m_z	masă de aer admisă	kg

1	2	3
m_{za}	masă de aer admisă în intervalul de timp 5° RAC	g
μ	coeficientul de debit	-
ν	exponentul = 0,474	-
n	viteza de rotație a arborelui cotit	rot/min
n_{An}	viteza de rotație a anemometrului / încercări dinamice /	rot/min
n_{An}^s	viteza de rotație a anemometrului la sfârșitul procesului de admisiune / încercări dinamice /	rot/min
n_{An}^c	viteza de rotație a anemometrului la sfârșitul procesului de comprimare / încercări dinamice /	rot/min
n_M	viteza de rotație a anemometrului / încercări staționare /	rot/min
n_M/n	cifra de turbionare staționară	-
$(n_M/n)_m$	cifra medie de turbionare staționară	-
p	presiunea	daN/cm ²
p_s	presiunea din secțiunea controlată de supapă	daN/cm ²
p_o	presiunea inițială	daN/cm ²
p_z	presiunea din cilindru	daN/cm ²
q	secțiunea efectivă controlată de supapă	m ²
R	constanta gazelor	J/kg.grd
r	raza manivelei motoare	m
s	cursa pistonului	m
σ	coeficientul de obturare	-
ρ	densitatea	kg/m ³
T_o	temperatura absolută inițială	°K
t	timpul	s
τ_e	cifra de încălzire	-
V	volumul	m ³
V_s	cilindrul	m ³
V_z	volumul momentan al cilindrului	m ³
w	viteza	m/s
w_A	viteza aerului în secțiunea controlată de supapă	m/s

1	2	3
w_s	viteza axială	m/s
w_p	viteza periferică	m/s
w_p^*	viteza periferică interpolată pentru $0=0$	m/s
w_m	viteza medie convențională	m/s
Ω	cifra de turbionare a ciclului	-
Ω_s	cifra de turbionare a admisiunii	-
Ω_{sd}	cifra de turbionare momentană a admisiunii	-
Ω_c	cifra de turbionare relativă a comprimării	-
Ω_{co}	cifra de turbionare relativă momentană a comprimării	-
ω	viteza unghiulară	rad/s
ω_A	viteza unghiulară a anemometrului / încercări cvasistaționare /	rad/s
ω_{ad}	viteza unghiulară a vârtejului de aer la sfârșitul procesului de admisiune	rad/s
ω_{ad_a}	viteza unghiulară momentană a vârtejului de aer în perioada procesului de admisiune	rad/s
ω_c	viteza unghiulară a vârtejului de aer la sfârșitul procesului de comprimare	rad/s
ω_{c_a}	viteza unghiulară momentană a vârtejului de aer în perioada procesului de comprimare	rad/s
ω_m	viteza unghiulară a arborelui cotit	rad/s
θ	momentul de inerție relativ al anemometrului	-

Indici și prescurtări

A, An	anemometru
s, ad	admisiune
c	comprimare
cr	critic
dse	deschiderea supapei de admisiune
ise	inchiderea supapei de admisiune
M	morșcă / anemometru, încercări staționare /
m	medie
M.s.i.	motoare cu ardere internă
măs	măsurat
p.m.e.	punct mort exterior
p.m.i.	punct mort interior

nAC	rotație arbore cotit
teo.	teoretic
s	cilindru
o	inițial

I. P R E F A T A

Motorul cu ardere internă nu este nici în zilele noastre o mașină de forță depășită. Puterea motoarelor cu ardere internă aflate azi în exploatare depășește puterea totală a tuturor celorlalte mașini de forță la un loc /1/. În baza unor statistici se apreciază că în cadrul transportului rutier, în anul 1990, motorul cu ardere internă va reprezenta 80% din totalul agregatelor de forță. În ultimii ani se remarcă o tendință de creștere a numărului de autovehicule antrenate de motoare cu aprindere prin comprimare. În consecință, cercetarea și perfecționarea lor în continuare, este o sarcină actuală și importantă.

Cele mai însemnate direcții de cercetare, în cazul motorului cu aprindere prin comprimare sînt: reducerea consumului specific de combustibil, a emisiilor de fum și gaze nocive/poluare chimică/ și a zgomotului motorului /poluare sonoră/. Toate aceste trei probleme sînt strîns legate de optimizarea procesului de formare a amestecului și al ardei în cilindrul motorului.

La motoarele cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară și injecție directă, un factor important, care influențează formarea amestecului și arderea, este mișcarea organizată a aerului din camera de ardere.

Un alt factor important este îmbunătățirea procesului de umplere cu aer a cilindrului motorului prin reducerea pierderilor gazodinamice din organele de admisiune.

Avantajul pe care-l are mișcarea organizată a aerului este parțial redus prin procesul de generare al acestei mișcări de organele de admisiune, care introduc rezistențe de curgere suplimentare. În consecință se impune ca mișcarea aerului să fie produsă cu pierderi gazodinamice minime. De asemenea este necesar ca mișcarea aerului în camera de ardere să fie controlabilă cu mijloace simple, în vederea acordării ei cu procesul de injecție, în special la perfecționarea unor motoare existente sau la concepția unor motoare la care se folosesc procedee noi de ardere.

Avînd în vedere importanța cercetărilor referitoare la organizarea mișcării aerului în camerele de ardere ale motoarelor diesel rapide, încă din perioada studenției, autorul prezentei lucrări a început primele cercetări în legătură cu această problemă. Rezultatele au fost prezentate în sesiunile de comunicări ale cercului științific studentesc și continuate în lucrarea de diplomă, avînd tema : "Stand pentru determinarea mișcărilor turbionare prin sistemul de alimentare al motoarelor în 4 timpi" ; tema aceasta a fost dezvoltată și în prezenta teză de doctorat.

Tema tezei de doctorat am ales-o la inițiativa conducătorului meu științific prof.dr.ing. Vasile Berindean, căruia îi mulțumesc și pe această cale pentru sfaturile și sugestiile prețioase precum și pentru sprijinul deosebit pe care mi l-a acordat la elaborarea tezei.

Mulțumesc personalului tehnic al Laboratorului de mașini termice, care m-a ajutat la realizarea instalațiilor și a aparaturii de încercare, precum și la executarea încercărilor experimentale.

Mulțumesc de asemenea tuturor aceluia, care m-au sprijinit moral și material la realizarea acestei lucrări.

Trebuie menționat faptul că prezenta teză de doctorat face parte dintr-un program mai larg de cercetare al Catedrei de termotehnică și mașini termice al Institutului Politehnic Timișoara, referitor la procesele de formare ale amestecului și de ardere în motoare diesel rapide, rezultatele cercetării urmînd să fie utilizate pentru elaborarea altor trei teze de doctorat, care sînt în curs de elaborare în domeniul mai sus menționat.

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

Scopul prezentei lucrări îl constituie studiul și cercetarea organizării optime a mișcării aerului în perioada admisivii și comprimării, pentru stabilirea legilor proceselor de organizare a mișcării aerului și a factorilor care influențează desfășurarea lor.

Pentru o mai bună sistematizare a conținutului, lucrarea cuprinde două volume: volumul I conține textul lucrării, expus în 6 capitole, cuprinzând: 125 pagini, 8 tabele, 146 relații numerotate și 114 referiri bibliografice, volumul II conține 116 pagini, cuprinzând 208 figuri și un program în limbaj FORTRAN redat în anexă.

Capitolul 1 : "Studiul monografic asupra problemei cercetate". Se prezintă importanța mișcării organizate a aerului precum și stadiul actual al cercetărilor privind această mișcare. Se trec succint în revistă metodele cele mai reprezentative de cercetare și experimentare ale organizării mișcării aerului și se efectuează o analiză critică a acestor metode.

Studiul efectuat asupra stadiului actual al cercetărilor privind mișcarea organizată a aerului justifică cercetările din cadrul tezei. Ea se încadrează în eforturile depuse pe plan mondial pentru dezvoltarea motoarelor cu ardere internă.

În final se prezintă fazele și metodele de cercetare experimentală utilizate în lucrare, pornindu-se de la cazul idealizat al procesului de curgere a aerului prin canalul de admisiune și sfârșind cu cel real.

Capitolul 2: "Modelarea matematică a mișcării organizate a aerului în cilindru și camera de ardere". Capitolul acesta cuprinde studiul teoretic al organizării mișcării aerului și metodele de stabilire ale relațiilor de calcul pentru intensitatea mișcării organizate a aerului în cilindru și camera de ardere în timpul procesului de admisiune și compresie.

Capitolul 3: "Instalații de încercare, aparatura folosită și metodică cercetărilor experimentale". Acest capitol conține o prezentare a instalațiilor de încercare și a

aparaturii folosite, concepute de autorul lucrării și realizate cu ajutorul personalului tehnic din cadrul Laboratorului de motoare cu ardere internă al Institutului Politehnic Timișoara, precum și metodică cercetărilor experimentale, concepute de asemenea de autorul lucrării.

Dintre acestea se menționează că:

Construcțiile instalațiilor de încercare pentru:

- a. modelarea electrică cu hîtie electro-conductoare ;
- b. vizualizarea mișcării aerului în canalul de admisiune, în cilindru și camera de ardere, prin diferite metode descrise în teză ;
- c. vizualizare cu descărcări electrice de tensiune și frecvență foarte înaltă ;
- d. încercări staționare ;
- e. încercări cvasistaționare ;
- f. încercări dinamice ;

sînt originale. La fel și aparatura electrică și electronică de automatizare și măsurare și anume:

- g. aparatura fotoelectrică pentru măsurarea vitezei de rotație a anemometrului la încercările cvasistaționare;
- h. aparatura fotoelectrică pentru marcare unghiului de rotație al arborelui cotit;
- i. unitatea electronică de sincronizare a aparaturii de înregistrare;
- j. unitatea electronică de programare a regimului de lucru al modelului dinamic;
- k. traductorul electrotensometric pentru măsurarea presiunilor în cilindru modelului dinamic;
- l. traductorul inductiv fără contact pentru indicarea p.m.i. al modelului dinamic;
- m. traductorul inductiv fără contact /miniaturizat, răcit cu apă/ pentru măsurarea vitezei de rotație a anemometrului, precum și aparatura de amplificare și transformare a impulsurilor traductorului;
- n. traductorul pentru măsurarea vitezei de rotație a aerului în camera de ardere, anemometrele avînd mase foarte reduse /0,14 g - 0,23 g/.

In continuare se expune metodică cercetărilor experimentale și metodele de prelucrare ale rezultatelor.

Capitolul 4: "Considerații privind precizia măsurătorilor". Se tratează erorile de măsurare și se fac aprecieri asupra preciziei pentru fiecare tip de măsurare.

Capitolul 5: "Rezultatele cercetării". Capitolul acesta cuprinde rezultatele obținute la cercetările fundamentale și aplicative executate cu ajutorul instalațiilor de încercare prezentate în cap.3 și al modelului de calcul din cap. 2. In prima parte se arată rezultatele obținute prin metoda de modelare electrică și metodele de vizualizare. In a doua parte se prezintă rezultatele cantitative obținute cu ajutorul instalațiilor de încercare și al modelului de calcul, precum și o comparație între aceste rezultate. Se arată rezultatele obținute la studiul structurii mișcării organizate a aerului din camera de ardere, o problemă despre care există păreri contradictorii în literatura tehnică de specialitate. Se tratează, prin metoda de cercetare staționară, cvasistaționară și dinamică, influența factorilor constructivi, funcționali și de stare asupra mișcării organizate a aerului și a pierderilor gazodinamice.

In urma experienței acumulate și a rezultatelor obținute la studiul factorilor de influență, se trece la cercetări aplicative, prezentându-se rezultatele obținute cu soluții constructive perfecționate din punct de vedere al mișcării organizate a aerului și al pierderilor gazodinamice, în comparație cu soluțiile constructive actuale ale motorului de tractor D-103. Se arată și modificările necesare pentru a obține o mișcare organizată mai intensă, necesară în cazul experimentării procedeului M la motorul de tractor D-103.

Capitolul 6 : "Concluzii". In capitolul acesta se prezintă concluziile principale obținute în cadrul prezentei lucrări.

Tesa de doctorat este în ansamblu o lucrare originală, din care în mod deosebit se citează următoarele contribuții:

1. Contribuții teoretice.

1.1. Metoda de calcul pentru stabilirea cifrei de turbionare a aerului în timpul admisiunii.

1.2. Metoda de calcul pentru stabilirea cifrei de turbionare relative a aerului în timpul comprimării, în camera de ardere.

1.3. Metoda de calcul pentru stabilirea cifrei de turbionare relative a aerului în timpul comprimării, în camera înelară a interstițiului dintre piston și chiulasă.

1.4. Metoda de calcul pentru stabilirea cifrelor relative de turbionare ale aerului în timpul comprimării, pentru diferite forme de camere de ardere.

Toate aceste metode se bazează pe o serie de ipoteze expuse în lucrare. Unele ipoteze au fost verificate prin încercări experimentale /de ex. structurile mișcării organizate a aerului în cilindru și camera de ardere/.

2. Contribuții experimentale.

2.1. Metodica cercetărilor. Cercetările au fost executate după un sistem combinat de metode cu faze diferite, pornind de la cazul idealizat și sfîrșind cu cel real. Astfel s-a studiat curgerea idealizată a aerului prin canalul de admisiune prin metode de modelare electrică, apoi curgerea reală prin metode de vizualizare, obținându-se numai rezultate calitative, însă importante, deoarece ele au indicat locurile de desprindere ale curentului de aer în canalul de admisiune /prin aceasta se poate acționa asupra pierderilor gazodinamice/ și porțiunile din canal greșit construite /prin depistarea lor se poate acționa asupra mișcării organizate a aerului/. În baza acestor rezultate calitative s-a perfecționat canalul prin modelare în mai multe variante constructive, care au fost apoi cercetate prin metode de încercare staționară, cvasistaționară și dinamică, obținând rezultate cantitative asupra mișcării organizate a aerului și a pierderilor gazodinamice. Rezultatele cantitative măsurate au fost comparate (și interpretate critic) cu cele calculate teoretic printr-o metodă de modelare matematică.

2.2. Instalația de experimentare. S-au realizat mai multe standuri de experimentare, în concepție proprie, pentru modelarea electrică și pentru vizualizări și încercări de curgere staționare, cvasistaționare și dinamice.

2.3. Aparatura electrică și electronică de măsurare și înregistrare. Această aparatură de precizie ridicată, necesară

standurilor de experimentare, s-a realizat de asemenea în concepție proprie. Ea permite măsurarea și înregistrarea complet automată a rezultatelor.

2.4. Anemometre extra ușoare. Pentru măsurarea cât mai precisă a vitezei de rotație a aerului în camera de ardere au fost realizate anemometre extra ușoare, cu o masă proprie între 0,144 g și 0,230 g /în funcție de diametrul anemometrului/.

2.5. Tehnologia de execuție a modelelor de canale de admisiune. Pentru executarea ușoară și rapidă a celor peste 70 de variante de modele de canale de admisiune pentru motorul D-103 s-a conceput o tehnologie de execuție specială.

2.6. Factorii de influență. S-au determinat pe cale analitică și experimentală și în mod sistematic și detaliat influența diferiților factori /de stare, constructivi și funcționali/ asupra organizării mișcării aerului în timpul admisiunii și comprimării, precum și asupra pierderilor de curgere gazodinamice.

Se precizează că în literatura tehnică de specialitate lucrările care tratează mișcarea organizată a aerului, se limitează de obicei la măsurarea elementelor acestei mișcări în camera de ardere, fără a se prezenta un studiu detaliat a factorilor de influență.

2.7. Structura mișcării organizate a aerului. S-a elucidat structura mișcării organizate a aerului /despre care există păreri contradictorii în literatura de specialitate/. Cu excepția stratului limită, aerul se rotește în camera de ardere ca un vîrtej cvasisolid, spre deosebire de structura aerului din volumul inelar al interstițiului dintre piston și chiulasă, unde aerul se rotește ca un vîrtej cvasipotential, de asemenea cu excepția stratului limită.

2.8. Mișcarea secundară a aerului din camera de ardere. S-a dovedit existența acestei mișcări (despre care există de asemenea păreri contradictorii în literatura de specialitate) și s-a reliefat faptul că ea apare numai la o intensitate redusă a mișcării organizate a aerului.

2.9. Studiul comparativ al diferitelor metode și dispozitive de generare a mișcării organizate a aerului.

Avantajul pe care-l aduce mișcarea organizată a aerului este anulat parțial de procesul de generare al acesteia de către organele de admisiune, care introduc rezistențe de curgere suplimentare, adică pierderi gazodinamice. În consecință apare problema generării acestei mișcări a aerului cu pierderi gazodinamice minime. S-a constatat că dintre toate metodele de generare (canal oblic, canal spira), canal cu o lamelă, supapă ecranată și scaun de supapă ecranat), cea mai potrivită este orientarea în spirală a canalului de admisiune, existând în acest caz pierderi gazodinamice minime.

Se menționează că la experimentarea unor modele de motoare noi este avantajoasă utilizarea supapei ecranate, care permite reglarea vitezei de rotație a aerului /printr-o simplă rotire a supapei/, în vederea acordării ei cu procesul de injecție.

2.10. Perfecționarea motorului de tractor D-103.

Cercetările aplicative au arătat următoarele: canalul original al motorului de tractor D-103 poate fi îmbunătățit atât din punct de vedere al pierderilor gazodinamice, cât și din punct de vedere al mișcării organizate a aerului, printr-o modelare corespunzătoare a secțiunilor de curgere ale canalului (model de canal nr.6, scaun cu difuzor, strangulare maximă deasupra scaunului, secțiune transversală continuu descrescătoare, cot modificat, etc.).

2.11. Aplicarea experimentală a procedurii Heurer la motorul de tractor D-103 se poate face cu modificări constructive minime. Utilizând în locul camerei de ardere actuale o cameră de ardere sferică cu dimensiunile indicate în lucrare, se poate trece la experimentarea procedurii Heurer la acest motor (fără a fi necesară modificarea canalului de admisiune).

2.12. Rezultatele obținute în lucrare prin folosirea metodicii de cercetare prezentată și a instalației de experimentare realizate constituie și o bază de plecare pentru optimizarea mișcării organizate a aerului de admisiune la perfecționarea și a altor motoare de fabricație românească, precum și o bază de plecare pentru calculul și cercetarea experimentală a mișcării organizate a aerului de admisiune la concepția și proiectarea unor motoare noi, cu procedee moderne de ardere.-

Cap.1 STUDIUL MONOGRAFIC ASUPRA PROBLEMEI
CERCETARE

Primele motoare cu aprindere prin comprimare au avut viteze de rotații reduse, iar injecția combustibilului în camera de ardere s-a realizat cu ajutorul aerului comprimat. Cu acest sistem pneumatic de injecție s-a realizat o repartizare relativ bună a combustibilului în camera de ardere.

Introducerea combustibilului în camera de ardere prin injecție mecanică a dat naștere la probleme noi în ceea ce privește formarea amestecului. Astfel s-a încercat să se realizeze formarea amestecului în camera de ardere a motorului cu ajutorul unei mișcări organizate a aerului.

Influența mișcării organizate a aerului asupra formării amestecului și asupra procesului de ardere a fost recunoscută deja de Clerk și Hopkinsan /3/, Hesselmann / 4 / și Hins / 5 /, care au efectuat în anul 1921 respectiv 1923 o serie de cercetări, constatând o anumită dependență între viteza aerului în camera de ardere și consumul specific de combustibil. În scopul de a construi un motor cu aprindere prin comprimare cu viteze mari de rotație a arborului cotelit, Ricardo / 6 / a efectuat în 1923 o cercetare mai sistematică și a constatat, că la o anumită rotație a aerului de admisiune în jurul axei camerei de ardere, consumul specific de combustibil are o valoare optimă.

Cercetări asemănătoare au fost executate de Sess / 7 /, Geiger / 8,9 /, Zinner / 10 /, Schwarz / 11 /, Ulsamer / 12 /, Wenger / 13 /, iar în SUA de Comitetul Național pentru Aeronautică NACA / 7 /.

Toste aceste încercări au urmărit scopul de a cerceta factorii, care permit ridicarea vitezei de rotație și reducerea consumului specific de combustibil la motoarele rapide cu aprindere prin comprimare.

În anul 1945 se crede, că dezvoltarea în această direcție a motoarelor cu aprindere prin comprimare este terminată, însă cercetările din ultimii 15 ani au condus la puncte de vedere noi, în legătură cu formarea amestecului și rezultatele cer-

ceretărilor au fost concretizate prin procedee noi, de exemplu procedurile M-MAN / 14 /, HM / 15 /, FM-MAN / 16 / și D-Deutz / 17 /.

Influența mișcării organizate a aerului asupra formării amestecului și asupra procesului de ardere este tratată în literatura tehnică de specialitate de mulți autori / 18-53 /, care, ca o concluzie general valabilă, arată că o intensitate redusă sau prea intensă a aerului are un efect nefavorabil asupra formării amestecului și arderei, iar pentru fiecare viteză de rotație a motorului există o valoare optimă pentru intensitatea acestei mișcări.

Pentru a putea influența formarea amestecului și procesul de ardere, prin intermediul mișcării organizate a aerului, este necesară determinarea cantitativă a acestei mișcări, precum și cunoașterea factorilor de influență.

Cercetările s-au axat în principal pe determinarea experimentală a mișcării organizate a aerului cu diferite metode de măsurare.

Măsurătorile directe ale variației în timp a vitezei periferice a aerului în cilindru unui motor antrenat au fost executate deja în anul 1936 de Geiger / 8 /, cu ajutorul unui dispozitiv, care lucrează după principiul presiunii dinamice și cu o traducere mecanico-optică a mărimii măsurate. Dezavantajul principal al acestei metode de experimentare este inerția mare a sistemului de măsurare și de traducere.

Urleub / 54-56 / a folosit același principiu de măsurare, dar a eliminat dezavantajul traducerii mecanico-optice, folosind o traducere mecanico-electronică, cu ajutorul unei membrane, a cărei deformație a fost măsurată pe cale inductivă. Dezavantajele principale ale metodei sînt gabaritul relativ mare al traductorului / \varnothing 6,5 mm / și dificultățile de a stabili direcția curentului. De asemenea etalonarea traductorului făcîndu-se în condiții atmosferice și neglijîndu-se influența temperaturilor înalte și a gradientului mare de viteză, care există în cavitățile pistonului, valorile transformate ale măsurătorilor nu sînt destul de exacte. Pe lângă aceste dezavantaje și efectul magnetoelastic asupra traductorului a influențat negativ precizia măsurătorilor efectuate.

Ricardo /6/, Efraim / 21 / și Thon / 5/ / au măsurat viteza de rotație a unei moriște fixată de obiașnuit unui motor an-

trenat și amplasată astfel, ca la sfârșitul procesului de comprimare să pătrundă în cavitatea pistonului. Metoda de măsurare a vitezei de rotație a anemometrului, utilizat de Thon, are avantajul că este simplă și mai exactă ca metodele asemănătoare / 6,21 /, întrucât măsurarea vitezei de rotație a moriștei se face electronic cu ajutorul unui transductor special și anemometrul are un moment de inerție relativ redus, având o masă de cca. 1 g / 5 / . Metoda are însă dezavantajul că anemometrul măsoară numai viteză tangențială medie a aerului.

Metoda de măsurare a vitezei aerului în camera de ardere cu ajutorul unui termosnemometru a fost utilizată deja în anul 1931 de Ulsener / 12 /, și apoi de Wenger / 13 /, iar recent de Horvatin / 58 / și Weidenmüller / 17 /. Metoda de măsurare îndeplinește toate condițiile care se cer de la un transductor pentru măsurarea vitezelor. Aceste măsurări au fost realizate cu foarte mari dificultăți tehnice, utilizând în loc de aer, dioxid de carbon pentru a putea menține relativ scăzută temperatura transducerului. Din cauza particulelor solide sau lichide firul înălțat al transducerului termosnemometrului a fost frecvent distrus. Dezavantajul principal al metodei se rezumă la o serie de dificultăți tehnice în legătură cu etalonarea transducerului în condiții reale. Calculul erorilor efectuate de Weidenmüller / 59 / arată că precizia de măsurare a vitezei este de cca. 26 %. Un alt dezavantaj al acestei metode este faptul că se măsoară viteză rezultantă compusă din viteză tangențială, radială și axială.

Metoda cu plasmă folosită de Nagao / 60 / are avantajul că permite vizualizarea mișcării aerului, concomitent cu măsurarea cimpului de viteză. Dezavantajul metodei constă în faptul că necesită o instalație electronică extrem de costisitoare.

Avantajul principal al metodelor de cercetare și experimentare ale organizării mișcării aerului cu ajutorul ștandarilor de încercare staționare, similare cu cele folosite de Keckstein / 61 /, Meurer / 62 /, Wiebicke / 63 /, Zinner / 64 /, Pischinger / 65 /, Fritageorge / 47 / și de firma Allen Sons / 66,67 / constă în aceea, că ele sînt simple și necesită un efort modest de cercetare, iar dezavantajul principal este faptul că au unele caracteristici determinate sau numai o valabilitate comparativă.

Se menționează că lucrările lui Urtaub, Thon, Weidenmüller și Nagao mai sus arătate au fost publicate în cadrul perioadei de

de realizare a acestei teze. Prin aceasta se constată actualitatea problemei cercetărilor de curgere în motoare cu ardere internă în ultimii ani, pe plan mondial.

Deja în cadrul lucrării de diplomă / 104 / a autorului s-a arătat că există puțin material documentar asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere. Din literatură de specialitate mai sus indicată rezultă că nu există o lucrare, care determină stit pe cale analitică, cât și experimentală mișcarea organizată a aerului și influența unor factori de stare, funcționali și constructivi asupra acestei mișcări, în timpul procesului de admisiune și comprimare. Despre structura mișcării organizate a aerului în camera de ardere există păreri contradictorii. Concepție veche, adică tratarea separată a proceselor în organele de admisiune pe de o parte și în configurația formei camerei de ardere pe de altă parte, nu mai corespunde.

Avantajul pe care-l aduce mișcarea organizată a aerului, este parțial anulat prin procesul de generare al acestei mișcări prin organele de admisiune, care introduce rezistențe de curgere suplimentare, adică pierderi gazodinamice. În consecință apare și problema generării acestei mișcări a aerului cu pierderi gazodinamice minime posibile.

Lucrările din literatură de specialitate mai sus enumerate se limitează în special la măsurarea mișcării organizate a aerului într-o cameră de ardere, fără a face un studiu sistematic și detaliat asupra factorilor de influență.

Lucrarea de față caută să rezolve aceste probleme și să completeze lipsurile indicate. În acest sens în lucrare, pornind de la cazul idealizat și sfârșind cu cel real, s-au prevăzut următoarele faze de cercetare:

- Studiul teoretic al organizării mișcării aerului în timpul procesului de admisiune și comprimare cu ajutorul unui model idealizat de casleul;
- Cercetarea experimentală prin următoarele metode;
 - a. modelare electrică cu hîrtie electro-conductoare;
 - b. vizualizarea mișcării aerului în canale de admisiune;
 - c. cilindrii și camera de ardere;
 - c. vizualizare cu descărcări electrice de tensiune și frecvență foarte înaltă;
 - d. încercări de curgere staționare;
 - e. încercări de curgere quasistaționară;
 - f. încercări de curgere dinamică.

Cap.2. MODELAREA MATEMATICĂ A MIȘCĂRII
ORGANIZATE A AERULUI ÎN CILIN-
DRU ȘI CAMERA DE ARDERE A MOTOA-
RELOR CU ARDERE ÎNTERNA

2.1. Generalități

Mișcarea aerului în cilindru motoarelor cu spindere prin comprimare, cu camere de ardere unitară / injecție directă / este produsă în perioada procesului de admisiune și poate fi accelerată prin mișcarea pistonului în cadrul procesului de comprimare.

În cadrul procesului de admisiune, când se umple cilindrul motorului cu încărcătură proaspătă, se naște în acest cilindru o curgere a gazului. Această curgere este în general turbulentă și dezordonată.

Cu ajutorul unor organe de admisiune / canal de admisiune cu o formă spirală, supapă de admisiune prevăzută cu un ecran etc. / se poate realiza o mișcare de rotație ordonată a aerului în jurul axului cilindrului, denumită mișcarea organizată a aerului, care se menține și în cadrul procesului de comprimare.

Cître sfîrșitul procesului de comprimare prin mișcarea pistonului, aerul aflat în cilindru este refuleț în camera de ardere. Prin această refulare are loc o accelerare a mișcării organizate a aerului, amorțată în cadrul procesului de admisiune.

În vederea caracterizării mișcării organizate a aerului în perioada procesului de admisiune, a măririi acestei mișcări în cadrul procesului de comprimare și a mărimii ei finale la sfîrșitul procesului de comprimare / în cadrul unui ciclu / se definesc următoarele rapoarte caracteristice:

1. cifra de turbionare momentană a admisiunii,

$$\Omega_{ad} = \frac{\omega_{ad}}{\omega_m} \quad /2.1./$$

adică raportul dintre viteza unghiulară momentană a vârtejului de aer din cilindru în perioada procesului de admisiune, la un anumit unghi α de rotație al arborelui cotit și viteza unghiulară a arborelui cotit.

2. Cifra de turbionare a admisiunii

$$\Omega_a = \frac{\omega_{ad}}{\omega_a} \quad /2.2./$$

adică raportul dintre viteza unghiulară a vârtejului de aer din cilindru la sfârșitul procesului de admisiune și viteza unghiulară a arborelui cotit.

3. Cifra de turbionare relativă momentană a comprimării

$$\Omega_{co} = \frac{\omega_{ca}}{\omega_{ad}} \quad /2.3./$$

adică raportul dintre viteza unghiulară momentană a vârtejului de aer din cilindru în perioada procesului de comprimare la un anumit unghi α de rotație al arborelui cotit și viteza unghiulară a vârtejului de aer la sfârșitul procesului de admisiune.

4. Cifra de turbionare relativă a comprimării

$$\Omega_c = \frac{\omega_c}{\omega_{ad}} \quad /2.4./$$

adică raportul dintre viteza unghiulară a vârtejului de aer din cilindru la sfârșitul procesului de comprimare și viteza unghiulară de aer din cilindru la sfârșitul procesului de admisiune.

5. Cifra de turbionare a ciclului

$$\Omega = \frac{\omega_c}{\omega_a} = \Omega_a \Omega_c \quad /2.5./$$

adică raportul dintre viteza unghiulară a vârtejului de aer din cilindru la sfârșitul comprimării și viteza unghiulară a arborelui cotit.

În acest capitol al lucrării se stabilesc expresiile cifrelor caracteristice mișcării organizate a aerului. Ex -

presile deduse au fost astfel determinate încît rezolvarea lor să fie posibilă cu ajutorul calculatoarelor electronice.

2.2. Mișcarea organizată a aerului în procesul de admisiune

2.2.1. Considerații teoretice

Mișcarea de rotație a aerului în procesul de admisiune se poate realiza cu ajutorul următoarelor organe de admisiune:

- canal de admisiune cu o intrare tangențială / fig. 2.1. /,
- canal de admisiune cu o formă spirală / fig. 2.2. /,
- supapă de admisiune prevăzută cu un ecran / fig. 2.3. /,
- scaun de supapă de admisiune prevăzut cu un ecran / fig. 2.4. /,
- canal de admisiune prevăzut cu o lamelă directoare / fig. 2.5. /,
- canal de admisiune prevăzut cu un dispozitiv de dirijare / fig. 2.6. /.

Se face un studiu preliminar despre un canal de admisiune cu o intrare tangențială și un cilindru ideal, ca cel din fig. 2.7.

Rotația aerului este produsă de mișcarea pistonului, canalul cu o intrare tangențială fiind inclinat cu un unghi γ față de orizontală. Notînd viteza de intrare cu w se poate constata că valorile lui w și γ influențează mărimea rotației aerului. În această aranjare ideală, viteza de intrare a aerului în cilindru se poate descompune într-o componentă tangențială $w_p = w \cdot \cos \gamma$ și într-o componentă axială $w_a = w \cdot \sin \gamma$, fiecare componentă fiind considerată separat în funcție de efectele produse în cilindru.

Dependența mișcării de rotație a aerului de un-

ghiul γ poate fi arătată, luând în considerare valorile lui extreme, adică $\gamma = 0$ și $\gamma = 90^\circ$. Când $\gamma = 90^\circ$ nu există o mișcare de rotație, iar când $\gamma = 0^\circ$ se va obține o mișcare de rotație maximă. Rezultă că mișcarea de rotație a aerului va fi cu atât mai intensă, cu cât valoarea vitezei w este mai mare respectiv unghiul γ mai mic.

Se poate observa că aerul admis în cilindru va primi totdeauna o mișcare de rotație în jurul axului cilindrului, când suma momentelor cinetice ale tuturor particulelor de aer, care curg prin secțiunea controlată de supapă în raport cu axa cilindrului, este diferită de zero.

În cazul real momentul cinetic al masei de aer admisă în unitatea de timp în raport cu axa cilindrului se compune din momentul cinetic primit în timpul curgerii în canalul de admisiune și din momentul cinetic primit la ieșire din secțiunea controlată de supapă.

$$b = b_c + b_1 \quad /2.6./$$

În fig. 2.8. se arată un canal de admisiune în formă de spirală. Considerând o particulă de aer din secțiunea controlată de supapă care intră în cilindru cu viteza w , atunci această viteză se poate descompune într-o componentă w_1 , aflată în planul orizontal și într-o componentă w_2 , aflată în planul vertical, care trece prin axa longitudinală a supapei de admisiune. La rândul ei componenta w_1 se poate descompune după direcția radială și tangențială respectiv componente w_2 după direcția radială și axială.

Configurația cîmpului de viteze la admisiune din planul orizontal în secțiunea controlată de supapă la un canal în formă spirală este arătată în fig. 2.8. S-a constatat / 57 / că aceste cîmpuri de viteze sînt asimetrice și diferă de la caz la caz în funcție de particularitățile constructive ale canalului și cursa de ridicare a supapei de pe scaunul său. Din aceste motive configurația cîmpului de viteză se poate determina numai pe cale experimentală.

Cu notațiile din fig. 2.8. se poate determina masa de aer scursă în intervalul de timp dt prin secțiunea controlată

de supapă .

$$dm = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \rho \cdot r \cdot h \cdot w_r \cdot d\theta \cdot dt \quad /2.7./$$

Viteza de variație a momentului cinetic al masei de aer din canalul de admisiune față de axa longitudinală a supapei se poate exprima:

$$\frac{db_0}{dt} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \rho \cdot r^2 \cdot h \cdot w_r \cdot w_p \cdot d\theta \quad /2.8./$$

Viteza de variație a momentului cinetic de ieșire al masei de aer față de axa longitudinală a cilindrului este:

$$\frac{db_1}{dt} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} H \cdot e \cdot \sin [180 - (\theta + \beta)] d\theta \quad /2.9./$$

în care H este componenta normală pe axa supapei a impulsului de ieșire. Exprimiind pe H se obține:

$$\frac{db_1}{dt} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \rho \cdot r \cdot h \cdot w_r \cdot w_1 \cdot e \cdot \sin(\theta + \beta) d\theta \quad /2.10./$$

Știind că

$$dt = \frac{d\alpha}{\omega_n} \quad /2.11./$$

și integrând expresiile /2.8./ respectiv /2.10./ se obține suma momentelor cinetice ale fiecărei mase de aer elementare admisă în timpul procesului de admisiune.

$$b = \int_{\alpha = \alpha_{dsa}}^{\alpha = \alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \rho \cdot r \cdot h \cdot \frac{w_r}{\omega_n} [r \cdot w_p + e \cdot w_1 \cdot \sin(\theta + \beta)] d\theta \cdot d\alpha \quad /2.12./$$

Neglijînd pierderile prin frecarea aerului de pereții cilindrului, se poate aplica principiul de conservare al momentului cinetic. Adică suma momentelor cinetice ale fiecărei mase elementare de aer admisă în timpul procesului de admisiune este egal cu momentul cinetic al întregii mase de aer admisă la sfîrșitul procesului de admisiune.

Exprimiind momentul cinetic față de axa cilindrului al întregii mase de aer admisă,

$$b_{ad} = \frac{1}{2} \cdot k^2 \cdot \omega_{ad} \int_{\alpha=\alpha_{dsa}}^{\alpha=\alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \xi \cdot r \cdot h \cdot \frac{w_r}{6n} \cdot d\theta \cdot d\alpha \quad /2.13./$$

și egalînd cu expresia /2.12./ și știind că

$$w_r = w_1 \cdot \cos \beta \quad /2.14./$$

$$w_p = w_1 \cdot \sin \beta \quad /2.15./$$

se obține viteză unghiulară a aerului la sfîrșitul procesului de admisiune

$$\omega_{ad} = \frac{\int_{\alpha=\alpha_{dsa}}^{\alpha=\alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \xi \cdot r \cdot h \cdot w_1^2 \cdot [r \cdot \sin \beta + e \cdot \sin(\theta + \beta)] \cos \beta \cdot d\theta \cdot d\alpha}{\frac{1}{2} k^2 \int_{\alpha=\alpha_{dsa}}^{\alpha=\alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \xi \cdot r \cdot h \cdot w_1 \cdot \cos \beta \cdot d\theta \cdot d\alpha} \quad /2.16./$$

sau raportînd această viteză unghiulară la viteză unghiulară a arborelui cotit, cifra de turbionare a admisiunii

$$\Omega = \frac{\int_{\alpha=\alpha_{dsa}}^{\alpha=\alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \xi \cdot r \cdot h \cdot w_1^2 \cdot [r \cdot \sin \beta + e \cdot \sin(\theta + \beta)] \cos \beta \cdot d\theta \cdot d\alpha}{\frac{1}{2} R^2 \cdot \omega_m \int_{\alpha=\alpha_{dsa}}^{\alpha=\alpha_{fss}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \xi \cdot r \cdot h \cdot w_1 \cdot \cos \beta \cdot d\theta \cdot d\alpha} \quad /2.17./$$

Expresia /2.17./ se poate rezolva, dacă se cunoaște cîmpul de viteze w_1 în secțiunea controlată de supapă în funcție de presiunea din cilindru motorului și unghiul de rotație al arborelui cotit. Determinarea acestui cîmp de viteze pe cale analitică nu este posibilă, iar experimental este foarte dificilă. Totuși expresia /2.17./, poate servi la explicarea unor influențe asupra mișcării organizate a aerului din cilindru motorului. Din acest motiv s-a elaborat în continuare o metodă de calcul a mișcării organizate a aerului, bazată pe măsurarea directă a vitezei unghiulare a aerului în cilindru în funcție de presiunea din cilindru și cursa de ridicare a supapei de admisiune de pe secunul său cu

ajutorul unui stand cvasistacionar. Avantajul acestei metode de calcul față de măsurătorile dinamice pe motor constă în faptul că, variându-se un singur parametru și menținându-se celelalte constante, ceea ce experimental este greu realizabil, se pot studia o serie de dependențe. De asemenea pe această cale se pot verifica măsurătorile efectuate.

2.2.2. Stabilirea cifrei de turbionare a admișiunii

se fac următoarele ipoteze:

1. Energia de rotație a tuturor particulelor de aer intrate în cilindru în timpul procesului de admișiune este egală cu energia de rotație a masei de aer de la sfârșitul procesului de admișiune.

2. Efectele frecării cu pereții se neglijează.

3. Aerul în cilindru la sfârșitul procesului de admișiune se rotește în baza legii corpului cvasisolid.

Schema pentru calculul cifrei de turbionare a admișiunii se arată în fig. 2.9.

Cunoscând mase și viteze unghiulară a aerului, care intră în fiecare moment în cilindru în timpul procesului de admișiune $(\omega_A)_a$ și aplicând principiul de conservare a momentului cinetic se obține egalitatea:

$$\frac{1}{2} k^2 \omega_{ad} \int_{\alpha=\alpha_{dss}}^{\alpha=\alpha_{1ss}} dm = \frac{1}{2} k^2 \int_{\alpha=\alpha_{dss}}^{\alpha=\alpha_{1ss}} (\omega_A)_a dm \quad (2.18.)$$

din care rezultă, prin împărțirea expresiei cu viteza unghiulară a arborelui cotit, cifre de turbionare

$$\Omega_s = \frac{\int_{\alpha=\alpha_{dss}}^{\alpha=\alpha_{1ss}} \left(\frac{\omega_A}{\omega_s} \right) dm}{\int_{\alpha=\alpha_{dss}}^{\alpha=\alpha_{1ss}} dm} \quad (2.19.)$$

Deoarece la un canal de admisiune, stît masa de aer admisă prin acesta în cilindru, cît și mișcarea organizată a aerului generată de acest canal depinde de presiunea din cilindru, se determină variația presiunii din cilindru cu ajutorul metodei indicate în / 69 /.

Ecuația diferențială a variației presiunii în cilindru conform / 69 / este, pentru cazul curgerii subcritice, cînd raportul

$$\frac{p_z}{p_0} > \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{x}{x-1}}$$

$$\frac{dp_z}{p_z} = \frac{x}{z} \left[\frac{\mu \sigma \cdot \tau \cdot \sqrt{2R \cdot T_0}}{180 \cdot w_m} p_0^{\frac{\gamma-x}{2x}} \cdot p_z^{-\frac{\gamma}{2x}} \cdot \sqrt{p_0 - p_z} \cdot \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{x-1}{x}} da - dz \right] \quad /2.20./$$

în care

$$z = \frac{V_z}{V_0}$$

/2.21./

$$\gamma = 0,474$$

τ_0 - coeficientul de încălzire

iar viteza aerului în secțiunea controlată de supapă

$$w_A = \sqrt{2R \cdot T_0} \cdot p_0^{\frac{\gamma-x}{2x}} \cdot p_z^{-\frac{\gamma}{2x}} \cdot \sqrt{p_0 - p_z} \quad /2.22./$$

Pentru cazul curgerii supraceutice, cînd presiunea din cilindru p_z scade sub presiunea critică

$$p_{cr} = p_0 \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{x}{x-1}} \quad /2.23./$$

iar presiunea în secțiunea cea mai redusă controlată de supapă nu poate scădea sub presiunea critică, nici viteza din această secțiune sub viteza critică

$$w_A = w_0 = a_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{x+1}} \quad /2.24./$$

$$\frac{dp_z}{p_z} = \frac{x}{z} \left[\frac{\mu \sigma \cdot \tau \cdot \sqrt{2R \cdot T_0}}{180 \cdot w_m} \cdot \frac{p_0}{p_z} \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{1}{x-1}} \sqrt{\frac{x}{x+1}} da - dz \right] \quad /2.25./$$

Metodele de rezolvare ale acestor ecuații diferențiale se indică în / 69 /. Cunoșcând variația de presiune din cilindru se poate stabili ecuația diferențială a variației masei de aer admisă prin canalul de admisiune.

$$dm_s = \rho_s \cdot q \cdot w_A \cdot dt \quad /2.26./$$

utilizând / 2.11. / și expresiile:

$$\rho_s = \rho_0 \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{1/x} \quad /2.27./$$

$$w_m = \frac{S \cdot u}{30 \cdot l} \quad /2.28./$$

$$q = \mu \sigma \cdot l \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad /2.29./$$

în care înseamnă

w_m - viteză medie convențională a aerului în secțiunea liberă a secunului supapei

q - secțiunea efectivă controlată de supapă

$$l = \frac{a^2}{D^2} \quad /2.30./$$

se obține

$$dm_s = \frac{\rho_0 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \mu \sigma \cdot w \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{1/x}}{180 \cdot w_m} da \quad /2.31./$$

Cunoșcând ecuația diferențială a masei de aer admisă, înlocuind-o în expresia /2.19./ și simplificând rezultatul raportul de turbionare al admisiunii:

$$\Omega = \frac{\int_{a=a_{dss}}^{a=a_{1ss}} \left(\frac{w_A}{w_m} \right)_a \cdot \mu \sigma \cdot w \cdot \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{1/x} da}{\int_{a=a_{dss}}^{a=a_{1ss}} \mu \sigma \cdot w \cdot \left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{1/x} da} \quad /2.32./$$

Înlocuind în expresia /2.32./ viteză aerului din secțiunea controlată de supapă se obține:

$$\Omega = \int_{a=a_{des}}^{a=a_{100}} \left| \frac{u}{u_{des}} \right| \cdot \frac{1}{2x} \cdot \sqrt{p_0 - p_s} \left| \frac{p_s}{p_0} \right|^{1/x} da$$

12.33.1

$$\int_{a=a_{des}}^{a=a_{100}} \frac{1}{2x} \sqrt{p_0 - p_s} \left| \frac{p_s}{p_0} \right|^{1/x} da$$

pentru cazul cãrgerii supra-critice

$$\Omega = \int_{a=a_{des}}^{a=a_{100}} \left| \frac{u}{u_{des}} \right| \cdot \mu \sigma da$$

12.34.1

$$\int_{a=a_{des}}^{a=a_{100}} \mu \sigma da$$

pentru simplificãre se noteazã factorii constanți ai expresiilor utilizate cu:

$$K_1 = \sqrt{\frac{2k \cdot T_0}{180 \cdot \mu_{des}}}$$

12.35.1

$$K_2 = \frac{\sqrt{2k \cdot T_0}}{180 \cdot \mu_{des}}$$

12.36.1

$$K_3 = \rho_0 \cdot V_h \sqrt{\frac{2k \cdot T_0}{180 \cdot \mu_{des}}}$$

12.37.1

$$K_4 = \frac{x}{x+1} \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{1}{x-1}}$$

12.38.1

$$K_5 = K_2 \cdot K_4$$

12.39.1

$$K_6 = K_3 \cdot K_4$$

12.40.1

iar unitãtoarele funcțiilor cu:

$$X_I = p_0 \cdot p_s \cdot \sqrt{p_0 - p_s} \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{\frac{x-1}{x}}$$

12.41.1

$$X_{II} = p_0 \cdot p_s \sqrt{p_0 - p_s}$$

12.42.1

$$X_{III} = P_0 \cdot P_s \cdot \left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{1/x} \sqrt{P_0 - P_s} \quad /2.43./$$

rezultă pentru cazul cargerii subcritice

$$\frac{dp_s}{P_s} = \frac{x}{s} \left| K_2 \cdot X_{II} \cdot \tau_0 \cdot \mu \sigma \cdot da - ds \right| \quad /2.44./$$

$$w_A = K_1 \cdot X_{II} \quad /2.45./$$

$$m_s = K_3 \int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} X_{III} \cdot \mu \sigma \cdot da \quad /2.46./$$

$$\eta_V = K_2 \int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} X_{III} \cdot \mu \sigma \cdot da \quad /2.47./$$

$$\Omega_s = \frac{\int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} X_{III} \cdot \mu \sigma \left| \frac{w_A}{c_m} \right| \cdot da}{\int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} X_{III} \cdot \mu \sigma \cdot da} \quad /2.48./$$

sau pentru cazul cargerii supra-critice

$$\frac{dp_s}{P_s} = \frac{x}{s} \left| K_5 \frac{P_0}{P_s} \tau_0 \cdot \mu \sigma \cdot da - ds \right| \quad /2.49./$$

$$w_A = K_1 \sqrt{\frac{x}{x+1}} \quad /2.50./$$

$$m_s = K_6 \int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} \mu \sigma \cdot da \quad /2.51./$$

$$\eta_V = K_5 \int_{a=a_{des}}^{a=a_{ise}} \mu \sigma \cdot da \quad /2.52./$$

$$\Omega = \frac{\int_{\alpha=\alpha_{deg}}^{\alpha=\alpha_{180}} \mu \sigma \cdot \left(\frac{v_A}{v_m} \right) d\alpha}{\int_{\alpha=\alpha_{deg}}^{\alpha=\alpha_{180}} \mu \sigma \cdot d\alpha}$$

12.53.1

Prin integrarea grafică / 70 / s-au calculat masa de aer admisă m_g , coeficientul de umplere η_v și cifra de turbionare a admisiunii.

2.3. Mișcarea organizată a aerului în procesul de comprimare

2.3.1. Considerații generale

La motoarele cu sprindere prin comprimare cu camera de ardere unitară pistonul posedă o cameră de ardere / cupă /. În acest caz, în procesul de comprimare, există o diferență între viteza de reducere a volumului aflat deasupra pragului și a volumului deasupra cupei pistonului. Prin aceasta există o tendință permanentă de egalizare a presiunii în ambele volume, prin expulsarea în direcția centripetă a unei cantități corespunzătoare de aer din spațiul aflat deasupra pragului în spațiul de deasupra camerei, rezultând astfel o deplasare permanentă a aerului în cursa de comprimare de la periferia cilindrului spre centrul lui. În prezența unei mișcări organizate, expulsarea aerului din cameră înelară are rolul de a accelera mișcarea de rotație în jurul axei cilindrului, amorțită la admisiune. Această accelerare este cauzată de micșorarea momentului de inerție masic al masei de aer comprimat în cameră pistonului, considerând momentul cinetic al masei de aer admis constant în cursa de comprimare.

Visualizările și măsurătorile / esp.4 / efectuate în camera de ardere au arătat, că în linii mari aerul în camera de ardere se rotește în baza legii corpului ovoidal, iar aerul aflat în cameră înelară a interacțiunii între chiulă și piston se rotește în baza legii cargerii ovoidale.

În realitate procesele de curgere ale aerului în camera de ardere sînt foarte complicate, din cauza viscozității aerului, inerției aerului, frecării cu pereții, turbulenței, pierderilor prin neetanșietăți etc.

O determinare precisă a mișcării aerului în camera de ardere este imposibilă în cazul de față, adică a unei curgeri turbulente, curbilinie, instantanee.

Scopul care se urmărește în continuare este, de a studia efectele mărimilor principale de influență asupra mișcării aerului în camera de ardere, prin intermediul modelării acesteia.

2.3.2. Stabilirea cifrei de turbionare relative a comprimării

Se fac următoarele ipoteze:

1. Energia de rotație a aerului refulat din spațiul inelar este prelucată integral de aerul din spațiul deasupra cupei pistonului, ceea ce înseamnă că momentul cinetic al masei de aer admisă în orice poziție a pistonului va rămîne constant / neglijînd forțele de frecare /.

2. Procesele sînt axiale simetrice, fără inerție și pierderi prin neetanșietăți.

3. Aerul în cilindru la sfîrșitul procesului de admisiune se rotește în baza legii corpului cvasisolid.

4. Aerul în camera de ardere în procesul de comprimare se rotește în baza corpului cvasisolid.

Se consideră o cameră de ardere de formă cilindrică. / fig.2.10. / Cu aceste ipoteze de bază se stabilesc relațiile de calcul ale cifrei de turbionare relative a comprimării din camera de ardere, respectiv din camera inelară.

2.3.2.1. Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera de ardere

Scheme pentru calculul cifrei de turbionare relative a comprimării din camera de ardere se arată în fig.2.10.

Momentul cinetic al masei de aer la sfârșitul cursei de admisiune se compune din momentele cinetice ale maselor de aer aflate în volumul cupei / V_c /, volumul interstițiului / V_o / și volumul cilindreei / V_s /, deci

$$b_g = (J_c + J_o + J_s) \cdot \omega_{sd} \quad /2.54./$$

J_c, J_o, J_s sînt momentele de inerție corespunzătoare maselor de aer din volumele V_c, V_o și V_s .

Momentul cinetic al masei de aer în timpul cursei de comprimare la un anumit unghi de rotație al arborelui cotit / α / se compune din momentele cinetice ale maselor de aer aflate în volumul deasupra fundului cupei / V_{Ma} - volumul hașurat vertical în fig.2.10. / și volumul deasupra umărului inelar / V_{Ra} - volumul hașurat orizontal în fig.2.10. /, deci

$$b_{ca} = (J_{Ma} + J_{Ra}) \cdot \omega_{ca} \quad /2.55./$$

J_{Ma} și J_{Ra} sînt momentele de inerție corespunzătoare maselor de aer din volumele V_{Ma} și V_{Ra} .

În virtutea principiului de conservare al momentului cinetic se poate stabili că:

$$J_{Ra} \cdot \omega_{ca} = J_{Re} \cdot \omega_{ed} \quad /2.56./$$

În care J_{Re} este momentul de inerție al masei de aer din volumul inelar / V_{Re} /, din p.m.e. echivalent volumului inelar V_{Ra} determinat din egalitatea maselor de aer din cele două volume.

$$m_{Ra} = m_{Re} \quad /2.57./$$

Raportul de comprimare momentan pentru un anumit unghi de rotație al arborelui cotit se poate scrie

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{V_{Mo} + V_{Ro}}{V_{Ma} + V_{Ra}} = \frac{V}{V_g} \quad /2.58./$$

Considerînd că în tot timpul comprimării nu există scăpăr rezultă egalitatea masei de aer momentană „ m_{α} ” cu masa de aer d la începutul comprimării „ m ”. Exprîmînd, $V = 1/\rho_o \cdot m$ respectiv $V_g = 1/\rho_{\alpha} \cdot m$ și introducînd aceste relații în relația /2.58./, se obține

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\rho_{\alpha}}{\rho_o} \quad /2.58-a./$$

Din egalitatea maselor /2.57./ se obține volumul inelar, echivalent:

$$V_{Re} = \varepsilon_a \cdot V_{Ka} \quad /2.59./$$

sau exprimind volumele rezultă raza echivalentă

$$R_e^2 = R^2 - \varepsilon_a \frac{(R^2 - r^2) \cdot (H_0 + S_a)}{H_0 + S} \quad /2.60./$$

Din fig.210 se observă că momentul de inerție al masei de aer din volumul inelar echivalent este:

$$J_{Re} = J_0 + J_s + J_e \quad /2.61./$$

în care J_e reprezintă momentul de inerție al masei de aer din volumul cilindric cu raza echivalentă R_e , adică

$$J_e = \rho_0 \cdot \pi \frac{R_e^4}{2} \cdot (H_0 + S) \quad /2.62./$$

În virtutea principiului de conservare al momentului cinetic se pot egala expresiile /2.54./ și /2.55./ și înlocuind expresiile /2.56./ și /2.61./ se obține cifra de turbnare momentană a comprimării din camera de ardere pentru un anumit unghi de rotație al arborelui cotit α

$$\Omega_{\infty} = \frac{J_c + J_e}{J_{Ma}} \quad /2.63./$$

Exprimind

$$J_{Ma} = \rho_a \frac{\pi \cdot R^4}{2} (h_0 + H_0 + S_a) \quad /2.64./$$

$$J_c = \rho_0 \frac{\pi \cdot R^4}{2} h_0 \quad /2.65./$$

$$S_a = S \cdot F_a \quad /2.66./$$

în care:

$$F_a = 1/2 \cdot (1 - \cos \alpha + 1/2 \cdot \lambda \cdot \sin^2 \alpha + 1/8 \cdot \lambda^3 \cdot \sin^4 \alpha) \quad /2.67./$$

și utilizând expresiile /2.58./ și /2.60./ rezultă:

$$\Omega_{\infty} = \frac{r^4 \cdot h_0 + \left[R^2 - \varepsilon_a \frac{(R^2 - r^2)(H_0 + S \cdot F_a)}{H_0 + S} \right]^2 (H_0 + S)}{\varepsilon_a \cdot r^4 (h_0 + H_0 + S \cdot F_a)} \quad /2.68./$$

Introducând următoarele mărimi relative:

$$\beta = \frac{r}{R} \quad \text{raza relativă a camerei de ardere} \quad /2.69./$$

$$\delta = \frac{h}{S} \quad \text{înălțimea relativă a camerei de ardere} \quad /2.70./$$

$$\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_s} = \frac{H_0}{S} \quad \text{volumul relativ al interstițiului} \quad /2.71./$$

$$\varepsilon_M = \frac{V_0}{V_s} = \frac{r^2 \cdot h_0}{R^2 \cdot S} = \beta^2 \cdot \delta \quad \text{volumul relativ al camerei de ardere} \quad /2.72./$$

și știind că

$$\varepsilon = 1 + \frac{1}{\varepsilon_0 + \varepsilon_M} \quad /2.73./$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1 + \varepsilon_0 + \varepsilon_M}{\varepsilon_M + \varepsilon_0 + F_\alpha} \quad /2.74./$$

rezultă după unele transformări algebrice:

$$\Omega_{00} = \frac{\beta^2 \cdot \varepsilon_M + \left[(1 + \varepsilon_0)^2 - (1 + \varepsilon_0)(1 - \beta^2) \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - \varepsilon_M \cdot \varepsilon_\alpha \right) \right]^2}{\rho^4 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} + \rho^2 (1 - \beta^2) \varepsilon_M \cdot \varepsilon_\alpha} \quad /2.75./$$

Se constată că cifra de turbionare relativă momentană a comprimării este dependent de mărimile relative β , ε_0 , ε_M , ε_α .

Cifra de turbionare relativă a comprimării se obține prin egalarea lui ε_α cu ε . Executând acesta în expresia /2.75./ rezultă:

$$\Omega_0 = \frac{\beta^2 \cdot \varepsilon_M + \left[(1 + \varepsilon_0)^2 - (1 + \varepsilon_0)(1 - \beta^2) \varepsilon \varepsilon_0 \right]^2}{\rho^2 \left[\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - (1 - \beta^2) \varepsilon \varepsilon_0 \right]} \quad /2.76./$$

2.3.2.2. Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera inelară a interstițiului

Schema pentru calculul cifrei de turbionare relative a comprimării din camere inelară se arată în fig.2.10.

Notînd raza curentă /care variază între r și r / ϵ , a camerei inelare / V_{Rn} / la un anumit unghi de rotație a arborelui cotit / α / cu R_{na} se poate calcula raza curentă echivalentă \bar{R}_{nea} al camerei inelare / $V_{R_{nea}}$ / din p.m.e.

Utilizînd expresia /2.58./ se poate scrie

$$V_{R_{nea}} = \epsilon_{\alpha} \cdot V_{R_{na}} \quad /2.77./$$

de unde raza echivalentă este:

$$\bar{R}_{nea}^2 = R^2 - \epsilon_{\alpha} \frac{(R^2 - R_{na}^2)(H_0 + S_{\alpha})}{H_0 + S} \quad /2.78./$$

În virtutea principiului de conservare al momentului cinetic se poate stabili că

$$J_{R_{na}} \cdot \omega_{R_{na}} = J_{R_{ne}} \cdot \omega_{ed} \quad /2.79./$$

știind că

$$J_{R_{na}} = J_{R_{ne}} \quad /2.80./$$

rezultă din /2.79./

$$(R^2 + R_{na}^2) \cdot \omega_{R_{na}} = (R^2 + R_{ne}^2) \cdot \omega_{ed} \quad /2.81./$$

pentru $R_{na} = R$ și $\omega_{R_{na}} = R \cdot \omega_{ed}$ /2.82./

se obține

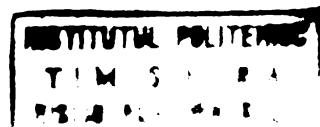
$$\frac{\omega_{R_{na}}}{\omega_{ed}} = \frac{\bar{R}_{nea}^2}{R_n^2} \quad /2.83./$$

Notînd raza relativă curentă cu

$$\beta_n = \frac{R_n}{R} \quad /2.84./$$

și utilizînd mărimile relative ϵ_0 și ϵ_M în expresia /2.78./, care se introduce în /2.83./, precum și executînd unele transformări algebrice se obține cifra de turbionare relativă în timpul comprimării din camera inelară a interstițiului / dintre chiulșă și capul pistonului /.

$$\left(\Omega_{\infty}\right)_{R_n} = \frac{\omega_{R_{na}}}{\omega_{ed}} = 1 + \epsilon_M \frac{\epsilon_{\alpha} - 1}{\epsilon_0 + 1} \left(\frac{1}{\beta_n^2} - 1 \right) \quad /2.85./$$



Cifra de turbionare relativă a comprimării din camera inelară se obține prin egalarea lui ϵ_a cu ϵ , adică

$$\left(\frac{\Omega_c}{R_N}\right)_{R_N} = 1 + \epsilon_M \frac{\epsilon - 1}{\epsilon_0 + 1} \left(\frac{1}{R_N} - 1 \right)$$

/2.86./

2.3.3. Cifrele relative de turbionare ale comprimării pentru diferite forme de camere de ardere

Aplicînd principiul de conservare al momentului cinetic și procedînd la calcularea cifrelor de turbionare relative ale comprimării asemenea ca în cazul camerei de ardere cilindrice / esp.2.3.2.1. / se obțin expresiile redată tabelar în tabel 2.1.

Forma camerei de ardere	Forma calculată R_N	$\Omega_{rel} = \frac{\omega_{rel}}{\omega_{ad}}$	$\Omega_c = \frac{\omega_c}{\omega_{ad}}$
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)
	$R_N = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{R} \right) \frac{M_0 + 5R_c}{M_0 + 5}$	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot (M_0 + 5R_c)^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5R_c)}$ (2.87)	$\frac{1}{2} \frac{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot (M_0 + 5) \cdot \left(1 - \frac{1}{R} \right) \cdot M_0^2}{1500^2 \cdot 15 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 15 \cdot M_0}$ (2.88)

2.4. Concluzii

Cu ajutorul relațiilor de calcul stabilite în acest capitol s-a determinat influența unor factori constructivi, funcționali și de stare asupra mărimilor caracteristice ale mișcării organizate a aerului de admisiune / cifra de turbolență, masa de aer admisă, viteza aerului în secțiunea controlată de supapă, coeficientul de umplere, variația presiunii în cilindru /, atât pentru perioada admisiunii, cât și pentru cea de comprimare .

Acești factori de influență sînt:

- la admisiune;

1. coeficientul de umplere / fig.5.5.11. /;
2. curbe de variație a debitului masic / fig.5.5.12./;
3. poziția maximumului a curbei de variație a debitului masic / fig.5.5.13. /;
4. presiunea inițială / fig.5.5.14. /;
5. temperatura inițială / fig.5.5.15.-fig.5.5.19. /;
6. viteza de rotație a arborelui cotit / fig. 5.5.20.-fig.5.5.25. /;
7. sarcina;
8. coeficientul de încălzire / fig.5.5.26. și fig.5.5.28. /;
9. legea de deschidere a supapei / fig. 5.5.27. și fig.5.5.28- fig. 5.5.35. /;
10. raportul de comprimare / fig.5.5.36. și fig. 5.5.38./;
11. supape ecranate / fig.5.5.18. /;

- la comprimare;

1. viteza de rotație a arborelui cotit / fig.5.6.7.b și fig.5.6.18. /;
2. volumul interstițiului / fig.5.6.6.a, fig.5.6.7.b și fig.5.6.8.A,B,D./;
3. raportul de comprimare / fig.5.6.8.C,D și fig.5.6.18./;
4. diametrul relativ al camerei de ardere / fig.5.6.14. și fig.5.6.15. /;
5. cursă relativă a pistonului / fig.5.6.16. /;
6. arhitectura camerei de ardere / fig.5.6.13./.

Influența acestor factori este tratată mai amănunțit în capitolul 5 al prezentei lucrări.

**Cap. 3. INSTALATIILE DE INCERCARE, APARATURA FOLOSITA
SI METODICA CERCETARILOR EXPERIMENTALE**

**3.1. Modelarea electrică cu hirtie electro-conductoare
a curgerii gazodinamice prin canalul de admisiune**

3.1.1. Generalități

Deși curgerea aerului prin canalul de admisiune și în jurul supapei de admisiune este o curgere cu pierderi gazodinamice, totuși analizarea acestei curgeri idealizate, adică a unei curgeri potențiale este foarte utilă, deoarece ea permite depistarea și eliminarea în cazul construcțiilor existente a acelor pierderi, care sînt cauzate de zonele de desprindere ale curentului de aer.

Cîmpul electric într-un mediu conductibil și cîmpul potențial al unui fluid ideal incompresibil se definesc prin ecuații analoge, care derivă din ecuația lui Laplace. Expresiile analoge ale ecuației pentru cele două cîmpuri se arată în tabela 3.1.

Tabela 3.1.

Cîmpul electric al curentului într-un mediu conductibil	Cîmpul potențial gazodinamic al fluidului ideal
$\nabla \cdot \vec{E} = \frac{\rho}{\epsilon}$	$\nabla^2 \phi = 0$
$\text{rot } \vec{E} = 0$	$\vec{v} = \text{grad } \phi$
$\vec{E} = -\text{grad } \phi$	$\rho = -\Delta \phi$
$\vec{J} = \sigma \vec{E}$	$\rho = -\Delta \phi$
$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$	$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$
$\epsilon = \text{permisivitatea medie}$	$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$
$\sigma = \text{conductivitatea medie}$	$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$
$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$	$\rho = \text{densitatea sarcinilor electrice}$
$\phi = \text{potențialul electric}$	$\phi = \text{potențialul gazodinamic}$
$\vec{v} = \text{cîmpul de viteză}$	$\vec{v} = \text{cîmpul de viteză}$
$\Delta = \text{operatorul Laplace}$	$\Delta = \text{operatorul Laplace}$

Din această tabelă rezultă, posibilitatea modelării cîmpului potențial al unui fluid ideal, prin cîmpul electric al unui mediu conductibil.

- Se cunosc două procedee de modelare electrică:
- modelare electrică umedă / cu vasul electrolitic /,
 - modelare electrică uscată.

În fig. 3.1.1.a se arată curgerea fluidului printr-un canal,

cu trei linii de curent L_1, L_2 și L_3 . Linia mijlocie împarte curentul de fluid în două părți egale. Fig. 3.1.1.b prezintă un vas din sticlă, umplut cu un electrolit, în care se află două plăci din tablă, care reproduc pereții canalului din fig. 3.1.1.a. Pe pereții din tablă se aplică o diferență de potențial de 9 volți. Linia de potențial $U=4,5$ volți - constant este conform celor arătate mai sus identică cu linia de curent L_2 a curgerii fluidului. După propunerea lui L. Malvard / 71 / se poate face o suprafață electrolitului cu hirtie electro-conductoare / fig. 3.1.1.c /, obținându-se cimpuri plane. O secțiune prin această hirtie se arată în fig. 3.1.2.

La modelarea electrică cu hirtie electro-conductoare din cauza dualității cimpurilor plane, arătate în tabele 3.1.2. se cunosc pentru cimpurile aerodinamice două modele electrice și anume sistemul de analogie A și B. Liniiile echipotențiale din primul sistem / A / corespunde cu liniile de curent din al doilea / B / și viceversa.

Tabela 3.1.2.

Sistem A	Sistem B
tensiunea u_A	curent i_B
curent i_A	tensiunea u_B
coordonata x	coordonata y
coordonata y	coordonata x
conductibilitatea unui strat în direcția xy, σ_s	rezistența specifică unei firi în direcția xy; $\beta = \frac{1}{\sigma_s}$
admitanța $g = \frac{1}{R}$	rezistența $R = \frac{1}{g}$

Pentru înregistrarea unei linii de curent din sistemul de analogie A se aleg astfel rezistențele electrice R_1 și R_2 / fig. 3.1.3 / ca ele să se comporte ca și debitetele G_1 și G_2 din stînga respectiv din dreapta liniei de curent. Cu ajutorul sondei „S” se palpează hirtia electro-conductoare. Toate punctele pentru care ampermetrul „A” nu indică un curent electric, sînt puncte ale liniei de curent căutate. Vitezele se măsoară cu o sondă dublă „SD” / fig. 3.1.4 /. Sonda dublă se așează astfel pe hirtia electro-conductoare, ca linia de legătură a celor două vîrfuri să fie perpendiculară pe linia de curent. Tensiunea „U” între vîrfuri este proporțională cu viteza din punctul mijlociu al distanței vîrfurilor.

Prin sistemul de analogie B se obțin liniiile de egală

presiune, adică izobarele, care se înregistrează în mod identic ca la liniile de curent din sistemul de analogie A. Cunoșcând izobarele se pot calcula sau se pot construi grafic / 72 / liniile de curent, iar viteza din diferite puncte se poate calcula cu ecuația debitului.

Schemele electrice pentru sistemul de analogie A și B se arată în fig.3.1.5.

Electresiile pot fi din cupru care se lipește / 73 / sau se presează / 74 / pe hîrtia electro-conductoare.

3.1.2. Instalația de încercare și operarea folocită

Instalația de încercare se arată în fig.3.1.6. și se compune dintr-un model de hîrtie electro-conductoare, o sondă de măsurare a liniilor echipotențiale, o sondă de măsurare a vitezelor, o punte Wheatstone cu un amplificator tranzistorizat un galvanometru cu spot luminos și o sursă de curent continuu. Schema electrică a instalației de încercare se arată în fig.3.1.7.

3.1.3. Metoda cercetărilor experimentale

Aprecierea calității curgerii prin metoda modelării electrice se face prin analizarea repartiției vitezelor de-a lungul secțiunii transversale a curentului și de-a lungul liniilor de curent. Alura liniilor de viteză, în interesul unei curgeri cu desprinderi minime, trebuie să fie cât mai uniformă crescătoare și descrescătoare. În locurile unde au loc salturi bruște ale mărimii vitezei există totdeauna pericolul desprinderii curentului.

Cu metoda de modelare electrică a curentilor de aer se pot obține rezultate cantitative, ca de exemplu asupra coeficientului de debit, și numai rezultate calitative. Se pot obține însă și rezultate cantitative, dacă se stabilesc pe cale experimentală valorile vitezelor în puncte convenabil alese.

3.2. Instalații pentru vizualizarea mișcării aerului în canalul de admisiune și cilindru și metodele încercărilor experimentale

3.2.1. Standuri de probă

Vizualizarea mișcării aerului în canalul de admisiune s-a executat cu ajutorul standului staționar, care se descrie în esp. 3.3.

Pentru unele metode de vizualizare executate în canalul de admisiune s-a înlocuit modelul de canal de admisiune cu unul executat din ipsos și secționat după axa de simetrie, așa cum se poate observa în fig. 3.2.1.

Suprafața rezultată prin secționare este acoperită etanș cu o placă din plexiglas. Prin această placă s-a observat și s-a fotografiat mișcarea aerului.

Vizualizarea mișcării aerului în camera de ardere s-a executat pe modelul dinamic / motor monocilindric /, care se descrie în esp. 3.5.

3.2.2. Metode de vizualizare / lo6 /

3.2.2.1. Metode de vizualizare folosite la canalul de admisiune

În literatura tehnică de specialitate / 75 / și / 76 / sînt descrise mai multe metode pentru vizualizarea mișcării aerului.

La cercetările executate cu modelul secționat din ipsos și cu modelul din aluminiu al canalului de admisiune al motorului de tractor D-103 s-au folosit următoarele metode de vizualizare / parțial originale, parțial combinate, adoptate după cele descrise în literatura de specialitate /:

3.2.2.1.1. Metoda cu naftalină / 76 /

Pe pereții canalului de admisiune s-a aplicat prin strep-
pire uniformă o soluție saturată a naftalinei în benzină. După

evaporarea benzinei rămâne un strat alb și uniform de naftalină, care sub acțiunea curentului de aer se evaporă mai rapid în domeniul turbulent, rămânând un strat alb în domeniul laminar, după cum se poate observa din fig. 3.2.2.

3.2.2.1.2. Metode cu un amestec de motorină, ulei și funingine / 77 /

Pe pereții canalului de admisiune s-a stropit un amestec de motorină cu ulei și funingine. Particulele de funingine, fiind antrenate de curentul de aer, traversează liniile de curgere ale acestui curent.

3.2.2.1.3. Metode cu nicotină

S-au introdus în curentul de aer una sau mai multe țigări de foi aprinse. Nicotina din fumul antrenat de curentul de aer se depune în unele zone, unde curentul se desprinde de pereții canalului din cauza întoarcerii curentului. Rezultatele obținute pot fi urmărite în fig. 3.2.3.a.

3.2.2.1.4. Metode cu hirtie osolid și vapori de amoniac / 78 /

Pe pereții canalului de admisiune s-a aplicat prin lipire hirtie osolid. În curentul de aer se introduce cu ajutorul unor ajutoare vapori de amoniac, care antrenati de curentul de aer, intră în reacție cu substanțele chimice ale hirtiei osolid. Astfel apar liniile de curgere în sfârșit locurilor de desprindere unde nu au loc reacții chimice / fig. 3.2.3.b /

3.2.2.1.5. Metode depunerii de praf

Pe pereții canalului de admisiune s-a aplicat prin stropire uniformă o soluție de motorină și ulei. Prin injectarea de praf de oxid de magneziu respectiv praf de cărbune animalic în curentul de aer s-a realizat un amestec uniform de praf și aer. Acest praf antrenat de curentul de aer traversează

liniile de curent și se depune în zonele în care au loc desprinderi, după cum se poate observa din fig. 3.2.4.a, b, c.

3.2.2.2. Metode de vizualizare folosite la cilindru motorului

La aceste încercări s-a utilizat modelul din stipler al cilindrului motorului Diesel D-103, montat pe standul staționar.

3.2.2.2.1. Metode cu praf de aluminiu / 79 /

S-a introdus în canalul de admisiune o anumită cantitate de praf de aluminiu. Praful de aluminiu antrenat de curentul de aer din interiorul cilindrului a permis vizualizarea mișcării de rotație a șerului după cum se poate observa în fig. 3.2.5.

3.2.2.2.2. Metode cu oxid de magneziu / 80 / sau cu fulgi de metaldehidă / 81 /

Aceste două metode sînt identice cu cea descrisă mai înainte.

3.2.2.2.3. Metode de depunere de praf / 106 /

În scopul de a face vizibil liniile de curgere ale șerului la periferia cilindrului, s-a înbrăcoș periferia integroară a cilindrului cu o folie din masă plastică, unsă cu ulei fin. Praful antrenat de curentul de aer din interiorul cilindrului s-a depus pe stratul de ulei după cum se vede în fig. 3.2.6.

3.2.2.3. Metode de vizualizare folosite la camera de ardere

Încercarea această a fost executată cu ajutorul modelului dinamic. Pe pereții camerei de ardere și pe capul pistonului s-a aplicat un amestec de motorină, molibdenisulfid, litiu, unsoare, vopsea roșie de emilină și praf de aluminiu / fig. 3.2.7. /

După remontarea chiulesei s-a accelerat nodul dinamic la o viteză de rotație de $n = 1800$ rot/min, funcționând ocazional după care a fost oprit. Visualizările obținute cu această metodă din camere de ardere suplesată în piston, respectiv în chiuleasă sînt arătate în fig. 3.2.8.

3.2.3. Instalația pentru vizualizarea mișcării aerului prin descărcări electrice de frecvență și tensiune foarte înaltă (110 kV)

Vizualizarea unui cîmp de curgere prin descărcări electrice s-a realizat pentru prima oară de Townsend / 82 /, Sakaki / 83 /, Krangel / 84 / și Vogel / 85 / cu îmbunătățit substanțial această metodă, folosind o aparatură modernă electronică și executînd măsurători cantitative la cîrgeri supracritice și subcritice.

Metoda se bazează pe următorul principiu: o primă descărcare electrică dintre doi electrozi produce o scînteie. Pe traiectoria scînteii apare o vină de plasmă care este captată și antrenată de curenții de aer. Vîna de plasmă are o rezistență electrică mai mică decît traseul inițial al scînteii dintre cei doi electrozi. Dacă se alege frecvența impulsurilor de tensiune înaltă astfel, încît durata lor să fie mai mică decît durata de ionizare a aerului, atunci descărcarea electrică nu se mai produce pe traseul cel mai scurt dintre cei doi electrozi, ci are loc prin aerul ionizat, adică vîna de plasmă va lumina peretele, așa cum se poate observa în fig. 3.2.9. Cunoșcînd timpul dintre două scînteii și spațiul din imaginea fotografică, se poate determina viteza aerului.

În fig. 3.2.10. se arată schema electronică pentru scînteii scurte realizate în cadrul lucrării.

Visualizările în conducte de admisiune s-au efectuat numai în zona secunului. În acest scop s-au executat din această zonă mai multe modele din stipler, care reproduc numai o parte din supapă și secunul ei. Visualizările efectuate în aceeași zonă a secunului, la diferite viteze de curgere se arată în fotografiile din fig. 3.2.11.

3.3. Stand staționar pentru determinarea cifrelor caracteristice ale canalelor de admisiune și metode cercetărilor experimentale

Acest stand a fost proiectat și realizat în cadrul lucrării de diplomă nr. 501 - 1966 / 104 /.

Schema instalației de încercare este arătată în fig. 3.3.1.2. iar fotografia / fig. 3.3.2. / reprezintă instalația de admisiune. Instalația se compune din următoarele ansamble principale:

- o instalație de admisiune, compusă dintr-un canal de admisiune /1/ fig. 3.3.3. executat din mai multe bucăți, dintr-un dispozitiv cu comparator /2/ pentru acționarea și indicarea poziției supapei de admisiune originale a motorului D-103 și dintr-o piesă de legătură cu cilindrul instalației, în care se găsește și secunul supapei de admisiune;

- un model de cilindru /3/ executat din otelinox;

- un dispozitiv de măsurat viteza de rotație a aerului de admisiune, supus în partea inferioară a cilindrului și compus dintr-un anemometru /4/ și un contor de ture /5/;

- o instalație de alimentare cu aer, compusă dintr-un rezervor de liniștire /6/, o conductă principală /7/ cu un dispozitiv de măsurare al debitului de aer fig. 3.3.4. și o pompă de vid cu inel de spă / tip BHM-3 /, acționată de un motor electric de 7 kW /8/.

Instalația de încercare funcționează în felul următor: Aerul este aspirat în canalul de admisiune /1/, cilindrul /3/, rezervorul de liniștire /6/ și în conductă principală /7/ prin intermediul pompei de vid /8/. Un orificiu de reglare /9/ în partea pompei permite reglarea diferitelor debite. Deschiderile supapei de admisiune se pot regla respectiv măsura continuă cu ajutorul dispozitivului cu comparator /2/. Viteza de rotație a anemometrului /4/ se măsoară cu ajutorul contorului de viteza de rotații /10/.

Pierderile gazedinamice sînt într-un domeniu larg independente de viteza de curgere /12/. De aceea s-a ales astfel debitul de aer la standul de probă, încît viteza aerului în secțiunea controlată de supapă să fie aproximativ egală cu viteza medie a aerului la funcționarea motorului. S-a menținut constantă

presiunea din rezervorul de liniștire, prin intermediul piezometrului amplasat pe rezervor. Cunosând această presiune se poate determina valoarea teoretică a debitului masic de aer scurs, supapa de admisiune fiind demontată

$$G_t = \rho F_V \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_m}} \quad /3.1./$$

în care F_V = suprafața liberă a scosului / supapa de admisiune fiind demontată /,

ρ = densitatea aerului admis în cilindru,

ρ_m = densitatea medie a aerului de la intrarea în canal și de la intrarea în cilindru.

Reportul între debitul masic real al aerului măsurat cu diafragmă și debitul masic teoretic corespunde cu produsul coeficientului de debit μ și de opturare σ .

$$\mu\sigma = G_r / G_t \quad /3.2./$$

Comparația cantitativă relativă a unor construcții de canale din punct de vedere al pierderilor gazodinamice, având diferite diametre „d” pentru scosul supapei de admisiune, se poate efectua cel mai ușor cu ajutorul curbelor $\mu\sigma$, trasate în funcție de cursa relativă a supapei de admisiune h/d .

Se pot deduce și alte cifre caracteristice, care reprezintă mărimi comparative pentru coeficientul de umplere și consumul de energie la schimbarea încărcăturii / 86 /.

Știind că o cifră caracteristică importantă pentru determinarea secțiunii active de curgere a unui motor este viteza medie a gazului $w_m = \frac{S \cdot n}{30 \cdot V}$ / viteza pe care ar avea-o un mediu incompresibil prin secțiunea liberă de curgere corespunzătoare diametrului interior al scosului supapei, pistonul cilindrului deplasându-se cu viteză medie $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ /, se poate deduce cifră caracteristică definită în felul următor:

Decă în locul secțiunii libere a scosului supapei de admisiune se admite o secțiune activă constantă, care reprezintă integrale secțiunii active reale între cele două puncte moarte, adică

$$(\mu\sigma)_m^* = \frac{1}{\pi} \int_{\alpha = \alpha_{pmi}}^{\alpha = \alpha_{pme}} \mu\sigma \cdot d\alpha \quad /3.3./$$

se obține viteza medie

$$\bar{w}_m = \frac{w_m}{(\mu\sigma)_m} \quad /3.4./$$

O altă viteză medie a gazului și anume:

$$\bar{w}_m = \frac{w_m}{(\mu\sigma)_m} \quad /3.5./$$

se obține, dacă se admite aceeași pierdere medie de presiune Δp_m , limitarea procesului de schimb de gaze la cele două puncte moarte și ipoteza unor medii incompresibile

$$\Delta p_m = 1/2 \cdot \bar{w}_m^2 = 1/V_S \cdot \int_{V=0}^{V=V_S} 1/2 \cdot \rho \cdot w^2 \cdot dV \quad /3.6./$$

w este viteza aerului prin secțiunea activă controlată de suprafață /q/ corespunzătoare vitezei momentane a pistonului /c/

$$w = c \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot q} \quad /3.7./$$

sau exprimând pe c și q și substituind în /3.7./ rezultă:

$$w = \frac{\pi \cdot B \cdot S}{30 \cdot \rho} \cdot \frac{df(\alpha)}{d\alpha} \quad /3.8./$$

Înlocuind această expresie în /3.6./ și exprimând dV se obține

$$\bar{w}_m = \frac{S \cdot \pi \cdot B}{6 \cdot 30} \sqrt{\int_{\alpha=0}^{\alpha=\pi} \frac{1}{\mu\sigma^2} \cdot \left(\frac{df(\alpha)}{d\alpha} \right)^3} \quad /3.9./$$

sau utilizând expresia /3.5./

$$\left(\frac{\bar{w}_m}{\mu\sigma} \right)_m = \frac{1}{\pi} \sqrt{\int_{\alpha=0}^{\alpha=\pi} \frac{1}{\mu\sigma^2} \cdot \left(\frac{df(\alpha)}{d\alpha} \right)^3} \quad /3.10./$$

Prin integrarea grafică / regula lui Simpson / s-au calculat cifrele caracteristice staționare indicate mai sus.

În vederea definirii unei cifre caracteristice pentru mișcarea organizată a aerului în regiunea staționară, este util să acceptăm că încărcătura se comportă ca un corp solid de formă cilindrică cu un volum egal cu cilindreea / V_g / și al cărui moment cinetic este egal cu suma momentelor cinetice din cadrul procesului de admisiune. Momentul cinetic al masei elementare de aer

admis în intervalul de timp da poate fi caracterizat prin viteza de rotație $n_M/a/$ a unui disc cilindric cu un volum egal cu dV . Dacă se raportează cele două momente cinetice egale la viteza de rotație a arborelui cotit, atunci se obține un raport mediu de viteze de rotații / denumit pe scurt cifre de turbionare /.

$$\Omega_n = (n_M/n)_n = \frac{1}{n \cdot V_s} \int_{V=0}^{V=V_s} n_M(\alpha) \cdot dV \quad /3.11./$$

Se admite ca încărcătura din cilindru nu este compresibilă și cursa de admisiune se extinde de la p.m.i. până la p.m.e.

Viteza de rotație a aerului din cilindru n_M poate fi determinată în funcție de cursa supapei de admisiune / h / prin încercări statice efectuate la aceeași presiune din cilindru, ca și cea utilizată la determinarea cifrei caracteristice μ_0 . La aceste măsurări se obține raportul între viteza de rotație a anemometrului n_M și debitului de aer, în funcție de cursa supapei de admisiune. Este mai avantajos ca în locul acestui raport n_M/G_F să se aleagă o reprezentare adimensională și anume o mărime denumită cifre de turbionare staționară $n_M(\alpha)/n_s$ la care n_s reprezintă o viteză de rotație virtuală a momentului, obținută prin egalarea vitezei de curgere axiale din modelul cilindrului cu viteza medie a pistonului a_p . Astfel după unele simplificări se obține expresia:

$$n_s = \frac{30 \cdot G_F}{\xi \cdot V_s} \quad /3.12./$$

Exprimând debitul masic din această ecuație prin intermediul vitezei axiale din cilindru, considerată egală cu viteza momentară a pistonului, se obține, după unele simplificări expresia:

$$n = n_s \frac{1}{\pi \cdot \frac{dF(\alpha)}{d\alpha}} \quad /3.13./$$

Înlocuind această expresie în /3.11./ și exprimând pe dV se obține cifre de turbionare:

$$\Omega_n = (n_M/n)_n = \pi \int_0^{\alpha} \frac{n_M(\alpha)}{n_s} \left(\frac{dF(\alpha)}{d\alpha} \right)^2 \cdot d\alpha \quad /3.14./$$

Astfel cifre de turbionare staționară $n_M(\alpha)/n_s$, cit și cifre de turbionare $(n_M/n)_n$ sînt proporționale cu raportul S/D. Dacă se

compară canalele de admisiune de la diferitele construcții de motoare, atunci este adecvat de a referi aceste cifre caracteristice la un raport unitar de exemplu S/D = 1.

Integralele din expresia /3.14./ s-a determinat prin integrare grafică.

3.4. Stand cvasistaționar pentru determinarea caracteristicilor canalului de admisiune și metode cercetărilor experimentale

Schema instalației de încercare și spargturs folosită este arătată în fig. 3.4.1., în care notațiile au următoarele semnificații: /1/ canal de admisiune, /2/ model de cilindru, /3/ rezervor de liniștire, /4/ conductă de măsurare a debitului de aer, /5/ diafragmă pentru măsurarea debitului, /6/ opturator, /7/ două pompe de vid tip BBH-3, /8/ anemometru, /9/ sursă de lumină /10/ fotodiodă cu unitate electronică de amplificare și formare a impulsului de înregistrare, /11/ comparator pentru indicarea cursei supapei de admisiune, /12/ și /13/ piezometru, /14/ și /15/ termometru, /16/ barometru, /17/ higrometru, /18/ frecvenționetru digital tip PEA-FH 61 A pentru indicarea vitezei de rotație a anemometrului.

Standul cvasistaționar se deosebește de standul staționar prin posibilitatea de a putea produce presiuni în modelul de cilindru, echivalente cu cele efective, care apar în cilindrul motorului în timpul procesului de admisiune, prin intermediul a două pompe de vid legate în paralel. Deoarece și vitezele de rotație ale anemometrului sînt mult mai mari, decît cele obținute la încercările staționare, ele s-au fost măsurate pe cale fotoelectrică.

Pe acest stand cvasistaționar s-au măsurat pentru diferite presiuni din modelul de cilindru și diferite deschideri ale supapei de admisiune, debitul masic și viteza de rotație a anemometrului. Cu ajutorul acestor rezultate s-au determinat pentru un anumit canal următoarele familii de curbe caracteristice:

- familia de curbe de debit masic în funcție de presiunea în cilindru, avînd ca parametru deschiderea supapei de admisiune, denumită pe scurt caracteristica de debit a canalului de admisiune,

- familia de curbe de viteză de rotație ale anemometru-

lui în funcție de presiunea din modelul de cilindru, având ca parametru deschiderea supapei de admisiune, demarată pe scurt caracteristica de turbionare a canalului de admisiune.

Cu aceste caracteristici s-au calculat cu ajutorul expresiilor /2.48./ respectiv /2.53./ cifrele de turbionare. În fig. 5.5.1. - fig. 5.5.2. sînt redată aceste caracteristici pentru diferite canale de admisiune.

3.5. Stand dinamic pentru cercetarea mișcării organizate a aerului și metode cercetărilor experimentale /117/

Cercetarea mișcării organizate a aerului în camere de ardere în regim dinamic impune instalației și aparatajului de măsurare o serie de condiții speciale. Instalația și aparatajul de măsurare trebuie să permită:

- modificarea ușoară și rapidă a unor factori constructivi ai motorului / organele de turbionare ale canalului de admisiune, forma camerei de ardere, raportul de comprimare, jocul interstițiului etc. /,
- reglarea rapidă a vitezei de rotație a motorului pentru a evita distrugerea traductorului,
- realizarea unei încălziri termice minime a traductorilor de măsurare, rapoartele de comprimare fiind cele obișnuite ale motoarelor prin sprindere prin comprimare,
- înregistrarea rapidă a mărimilor măsurate,
- vizualizarea mișcării aerului.

Pentru a putea fi făcute plini teste aceste condiții s-a proiectat în concepție proprie și s-a realizat în cadrul lucrării o instalație compusă dintr-un motor monocilindric cu alimentare din exterior / model dinamic de motor / și o schemă de acționare electrică și comandă electronică a motorului, complet automată, care permite înregistrarea concomitentă și complet automată a mărimilor măsurate / fig. 3.5.1.a, b /.

Datele caracteristice ale modelului dinamic de motor sînt următoarele:

- | | |
|-------------------------|----------------|
| - diametrul cilindrului | D = 108 mm |
| - cursa pistonului | S = 130 mm |
| - cilindrarea | $V_g = 1,19$ l |

- viteze de rotație maximă $n = 1800 \text{ rot/min}$
- raportul de comprimare $\varepsilon = 17$
- raportul bielă-manivelă $\lambda = 0,26$
- cursa supapeilor $11,6 \text{ mm}$
- fazele distribuției:
 - deschiderea supapei de admisiune la 30° înainte p.m.i.
 - închiderea supapei de admisiune la 72° după p.m.e.
 - deschiderea supapei de evacuare la 66° înainte p.m.e.
 - închiderea supapei de evacuare la 28° după p.m.i.

Ca motor de antrenare s-a utilizat un motor electric de 14 kW, cu care s-a realizat accelerarea motorului până la oprire în aproximativ 40 de secunde.

Modelul dinamic de motor a fost conceput astfel încât permite realizarea a patru variante de montaj:

- varianta 1 se folosește la încercări dinamice, motorul fiind echipat cu chiulasa originală a motorului D-103 / fig. 3.5.2. /
- varianta 2 se utilizează la încercări dinamice și de vizualizare, motorul fiind echipat cu o chiulasă specială / fig. 3.5.3. /
- varianta 3 servește pentru încercări dinamice și de vizualizare cu ajutorul cilindrului 1 / fig. 3.5.4. /
- varianta 4 se folosește de asemenea pentru încercări dinamice și de vizualizare în două plane perpendiculare prin intermediul cilindrului 1 și periscopului 5 / fig. 3.5.5. /

În lucrarea prezentă s-au utilizat numai primele două variante de montaj.

Influența unor factori constructivi asupra mișcării organizate a cerului s-au studiat cu ajutorul variantei de montaj 2, la care camera de ardere este amplasată în chiulasă / fig. 3.5.3. / și prin această amplasare devine ușor accesibilă și schimbabilă. Prin introducerea unui disc din sticlă de cuarț în locul piesei de închidere a camerei de ardere se pot efectua și vizualizări.

În vederea studierii mișcării organizate a cerului la diferite viteze de rotație ale arborelui cotit al modelului dinamic, s-a construit o instalație electronică de comandă, care permite efectuarea măsurătorilor în domeniul descreșterii vite-

zei de rotație a modelului dinamic. Această descreștere a vitezei de rotație trebuie să fie atât de redusă, încât viteza să nu varieze cu mai mult de 5 % în cursul unui ciclu complet. Dacă se admite o descreștere liniară a vitezei de rotație, atunci decelerația admisibilă este determinată de viteza de rotație minimă, care prezintă încă interes pentru măsurători / $n = 800 \text{ rot/min}$ /. Pentru coborîrea vitezei de rotație a modelului dinamic de la 880 rot/min sînt necesare cel puțin $0,32 \text{ s}$ pentru a ajunge la 800 rot/min , care corespund cu două rotații complete. Astfel pentru procesul de reglare prin încetinire a vitezei de rotație de la 1800 rot/min pînă la zero rezultă o durată minimă acceptabilă de $7,2 \text{ s}$.

Pentru asigurarea unui grad de neregularitate acceptabil / $\delta = 1/180 - 1/150$ / / 87 / s-au montat 2 volanți, unul pe arborele cotit, iar celălalt pe un alt arbore, așezat pe două lagăre.

Din cauza complicațiilor constructive, care ar fi intervenit în cazul unei echilibrări complete, s-a acceptat echilibrarea totală a forței centrifuge și parțială / 50% / a forței de inerție de ordinul I. Echilibrarea s-a efectuat prin intermediul unor contragreutăți montate pe brațele masivei arborelui cotit.

Mișcarea organizată a aerului din camera de ardere s-a măsurat cu ajutorul unui anemometru, a cărui viteză de rotație s-a înregistrat cu ajutorul unui traductor inductiv fără contact miniaturizat.

Condiția principală pentru construcția unui anemometru, utilizat pentru măsurarea mișcării organizate a aerului în camera de ardere, este, ca partea lui rotitoare să aibă o masă respectiv un moment de inerție cît mai redus. Anemometrele, în funcție de mărimile lor, au avut mase cuprinse între $0,144 \text{ g}$ pînă la $0,23 \text{ g}$. Momentele de inerție relative ale anemometrelor, definite ca rapoartele între momentele de inerție ale anemometrelor și momentele de inerție ale maselor de aer din camera de ardere la sfîrșitul cursei de comprimare, erau cuprinse între $\theta = 0,014$ pînă la $\theta = 0,05$.

În vederea menținerii constante a frecării în lagărele anemometrului, în cadrul unui șir de măsurători, lagărele au

fose confecționate din piatră semiprețioasă, uneori cu o însoțire specială rezistentă la temperaturi înalte „Voller - Moly-Lithium Grease nr.2” / 88 /. Jocul axial al lagărelor de 0,05 până la 0,1 mm se poate regla cu ajutorul unui con.

Aranjamentul anemometrului și traductorului inductiv / răcit cu apă /, în diferitele camere de ardere, montajele în chiulasa specială se arată în fig.3.5.6.

În fig.3.5.6.a se arată amplasarea anemometrului pe chiulasa, în cazul când camera de ardere se află în piston. Anemometrul se scufundă în camera de ardere a pistonului numai într-un domeniu de unghi de rotație al arborelui cotit / aprox. 45° RAC înainte de p.m.i. până la aprox. 45° RAC după p.m.i. / în rest este rotit de virtejal șerului situat deasupra pistonului.

Distanța dintre traductorul inductiv cu diametrul de $\phi 2$ mm și paletele anemometrului este de aprox. 0,5 mm.

La chiulasa specială cu camera de ardere, mișcarea organizată a șerului s-a produs cu ajutorul unor supape ccranete / $\alpha = 120^{\circ}$ și $\alpha = 180^{\circ}$ / a căror poziție s-a fixat cu ajutorul dispozitivului din fig.3.5.7.

Instalația de comandă, de automatizare și măsurare se arată schematic în fig.3.5.8., în care notațiile cu următoarele semnificații: /1/ model dinamic, /2/ volant, /3/ cuplaj, /4/ volant suplimentar cu roste de curea, /5/ disc cu fețe, pentru marcaj de unghi $^{\circ}$ RAC, /6/ pompă de ulei de ungere cu electromotor de secționare, /7/ filtru de ulei, /8/ răcitor pentru uleiul de ungere, /9/ motor electric de 14 kW, /10/ chiulasa, /11/ traductor de presiune, /12/ traductor inductiv fără contact miniaturizat, /13/ anemometru, /14/ disc cu contacte pentru sincronizare, /15/ fotodiodă, /16/ tahogenerator, /17/ conductă pentru apă de răcire, /18/ anemometru cu contacte electrice pentru uleiul de ungere, /19/ unitate electronică de programare a vitezei de rotație a arborelui cotit, /20/ unitate electronică de sincronizare a momentului măsurării, /21/ și /22/ unități electronice de amplificare și formare a impulsului traductorului inductiv miniaturizat, /23/ unitate electronică de amplificare și formare a impulsului marcajului de unghi, /24/ generator de frecvență BSLA-EM 356U pentru marcajul de timp, /25/ comutator, /26/ termometru pentru mediul ambiant, /27/ barometru, /28/ anemometru

de control al presiunii uleiului de ungere, /29/ manometru pentru viteza de rotație a arborelui cotit, /30/ și /32/ osciloscopse cu două spoturi TEKLA D 581, /31/ punte cu amplificator de frecvență purtătoare Mottinger Baldwin tip MS/T5 traductor inductiv fără contact pentru marcajul p.m.i./ fig. 3.5.11.

Traductorul inductiv fără contact miniaturizat /12/ arătat în fig. 3.5.9. se leagă prin intermediul unui amplificator /21/ și formator de impulsuri electrice pozitive / trigger de tip Schmidt /, /22/ la bornele osciloscopului. De aceeași bornă a osciloscopului se leagă și triggerul de tip Schmidt /23/ pentru impulsuri electrice negative ale traductorului fotoelectric /15/ al marcajului de unghi. Prin acest montaj se înregistrează ambele mărimi cu aceeași spot al osciloscopului eliminându-se astfel de sincronizările posibile între cele două spoturi ale osciloscopului. Traductorul de presiune /11/ se leagă prin intermediul punții cu amplificatorul de frecvență purtătoare /31/ la osciloscop.

În principiu instalația de comandă și automatizare funcționează în felul următor:

1. Se pornește pompa de ulei. La atingerea presiunii prescrise a uleiului de ungere, manometrul cu contacte electrice face posibilă pornirea modelului dinamic. În lipsa presiunii modelul dinamic este oprit.
2. Se introduce cu ajutorul potențioetrelor P_1 și P_2 din unitate de programare /19/ respectiv unitatea de sincronizare valoarea vitezei de rotație a arborelui cotit, la care urmează să se efectueze măsurătorile, apoi se pune în funcțiune unitatea de sincronizare prin închiderea contactului J_1 , ceea ce are ca urmare închiderea contactelor C_1, C_2 și C_3 .
3. Cu ajutorul discului cu contacte /14/, fixat reglabil pe arborele cu care al modelului dinamic se reglează mărimea domeniului de măsurare. Acesta poate fi o fracțiune din cadrul unui ciclu, un ciclu întreg sau mai multe cicluri. De asemenea se reglează momentul începerii măsurării în cadrul unui ciclu.
4. Se pornește instalația, iar viteza de rotație a arborelui cotit este controlată prin tahogenerator și comparată în unitatea /19/ cu valoarea prescrisă. La atingerea valorii programate electromagnetul cu contactele b_1, b_2 și b_3 este alimen-

tat și prin deschiderea contactului b_3 alimentarea motorului electric de acționare este întrerupt. În același timp se deschide și contactul b_2 care pune în funcțiune unitatea de sincronizare, care la discul cu contacte /14/ menține o tensiune de + 24 volți un timp proporțional cu valoarea vitezei de rotație programate. În momentul în care contactul fix atinge contactul rotitor de pe discul /14/, tensiunea de + 24 volți ajunge la borna de sincronizare a osciloscopului, care este reglată ca să funcționeze ca sineroscop / spotul luminos belessă o singură dată /. Aparatul fotografic, fiind deschis, înregistrează pe pelicula fotosensibilă spotul luminos. Astfel se realizează complet automat comanda și înregistrarea diferitelor regimuri de funcționare înainte programate.

Cu această instalație nu s-au executat măsurători cu ardere, deoarece pe de o parte rezultatele puteau fi eronate, iar pe de altă parte anemometrul și traductorul inductiv pentru măsurarea vitezei de rotație a anemometrului nu ar fi rezistat încărcărilor termice.

Pentru fiecare șir de măsurări s-a efectuat un control, repetind după circa o lună măsurarea corespunzătoare a vitezei de rotație a arborelui cotit, cu care s-a început șirul respectiv de măsurări.

Cu ajutorul unui circuit deschis de apă, temperaturile leapei de răcire și ale uleiului de ungere au fost ținute la valori cât mai reduse posibile. Prin această măsură s-a putut mări durata de exploatare a anemometrului și a traductorului inductiv.

La măsurătorile efectuate s-au obținut oscilogramme de tipul celor arătate în fig. 3.5.10., pe care sînt înregistrate următoarele:

- impulsurile anemometrului / la o rotație a anemometrului se obține 2 impulsuri/,
- poziție p.m.i.
- impulsurile arborelui cotit / la fiecare 15° RAC un impuls/,
- frecvența bazei de timp

Notînd cu:

- L - distanța în mm pentru 180° RAC,
- C - distanța în mm între 10 impulsuri a bazei de timp,
- L_A - distanța în mm între două impulsuri ale anemometrului,

C_A - distanța în mm între 3 impulsuri a bezi de timp, se poate calcula viteza de rotație a arborelui cotit cu expresia:

$$n = \frac{3 \cdot C}{L} \quad /3.15./$$

respectiv viteza de rotație a anemometrului

$$n_A = \frac{10 \cdot C_A}{L_A} \quad /3.16./$$

Cifra de turbionare este:

$$\Omega_1 = \frac{n_{A1}}{n} = 3,33 \frac{C_A \cdot L}{C \cdot L_A} \quad /3.17./$$

Prin numărarea impulsurilor anemometrului / B / în timpul admișiunii și comprimării, se obține expresia cifrei de turbionare medii.

$$\Omega_M = \frac{n_{Am}}{n} = \frac{B}{2} \quad /3.18./$$

Numărind impulsurile anemometrului în timpul admișiunii / B_{sd} / respectiv comprimării / B_c / se obțin următoarele cifre de turbionare medii:

$$\Omega_{M_{sd}} = \frac{n_{Am_{sd}}}{n} = B_{sd} \quad /3.19./$$

respectiv

$$\Omega_{M_c} = \frac{n_{Am_c}}{n} = B_c \quad /3.20./$$

Viteza periferică w_p a aerului în camera de ardere se calculează cu expresia:

$$w_p = r_m = \frac{\pi \cdot n_{A1}}{30} \quad /3.21./$$

în care r_m este raza medie a anemometrului.

3.6. Concluzii

În acest capitol sînt descrise toate instalațiile și metodele de experimentare utilizate în prezenta lucrare. Aceste instalații respectiv metode de experimentare permit obținerea unor rezultate calitative și cantitative. Rezultate calitative s-au obținut cu modelare electrică și cu vizualizări, iar rezultate cantitative cu standul de încercare staționar, cvasistaționar și dinamic. Cu modelare electrică se pot obține și rezultate canti-

tative, dacă se stabilesc pe cale experimentală valorile vitezelor în puncte convenabile alese.

Toate instalațiile și metodele de experimentare corespund nivelului tehnic actual. În special se menționează:

- Aparatura electrică și electronică a standului de încercare dinamic / model de motor monocilindric cu acționare exterioară cu electromotor / care permite înregistrarea concomitentă și complet automată a mărimilor măsurate și cu care s-a putut obține o serie foarte mare de date măsurate / peste 500 de oscilograme/.

- Tehnologia de execuție a modelelor de canale de admisie / utilizând ceară, ipsos, plastelină, plexiglas, aluminiu/, cu care s-au confecționat relativ ușor peste 70 de variante de asemenea canale pentru motorul D-103.

- Anemometrele extra ușoare realizate pentru determinarea cifrelor de turbulență din camera de ardere. Anemometrele utilizate în prezenta lucrare au avut o greutate cuprinsă între 0,144 g și 0,23 g / față de 1 g, anemometrul cu greutatea cea mai mică descris în literatura tehnică de specialitate/.

Erorile de măsurare sunt foarte mici, majoritatea erorilor medii pătratice relative globale fiind sub 1 %.

De asemenea se menționează că instalațiile existente reprezintă o bază de plecare pentru studiul, cercetarea și perfecționarea altor motoare de fabricație românească din punct de vedere al optimizării mișcării organizate a aerului.

Cap.4. CONSIDERATIILE PRIVIND PRECIZIA MASURATORILOR

4.1. Erori la măsurarea debitului

Pentru determinarea erorii medii pătratice relative a debitului se utilizează metoda de calcul indicată în / 89 /.

Erora medie pătratică relativă a debitului este:

$$\sigma_{oog} = \sqrt{\sigma_{oa}^2 + \sigma_o^2 + 4\sigma_{od}^2 + 1/4 \cdot \sigma_{oh}^2 + \sigma_{okt}^2 + 1/4 \cdot \sigma_{oy}^2} \quad /4.1./$$

în care erorile medii pătratice au următoarele semnificații și valori:

1. Erora medie pătratică relativă pentru coeficientul real de debit, care se compune din erorile medii pătratice relative corespunzătoare coeficientului inițial de debit, factorului de corecție pentru vîscozitate, factorului de corecție pentru rugozitatea canalului și factorul de corecție pentru țesirea nuctiei de stec, adică

$$\sigma_{oa} = \sqrt{\sigma_{oain}^2 + \sigma_{oa_1}^2 + \sigma_{oa_2}^2 + \sigma_{oa_3}^2} = \sqrt{0,5^2 + 0,3^2 + 0,5^2 + 1} = \pm 1,26\% \quad /4.2./$$

2. Erora medie pătratică relativă a factorului de corecție pentru destindere / σ_o / a diametrului găurii dispozitivului de laminare / σ_{od} / și a factorului de corecție / σ_{okt} / pot fi neglijate, avînd în vedere valorile lor mici în comparație cu celelalte erori medii pătratice.

3. Erora medie pătratică relativă la măsurarea căderii de presiune cu un manometru de clasă de precizie 1 este:

$$\sigma_{ch} = 1/3 \frac{p_{max}}{p_1} \gamma_{op} = \pm 0,56\% \quad /4.3./$$

în care: p_{max} - limita superioară a scăderii manometrului,

p_1 - valoarea măsurată,

γ_{op} - coeficient egal cu clasă de precizie.

4. Erora medie pătratică relativă la determinarea greutatei specifice se compune din erorile medii pătratice relative de la măsurarea căderii de presiune / σ_{op_1} / și măsurarea temperaturii / σ_{oT_1} /, precum și din mărimea / σ_{ok_1} /, care depinde de metoda de determinare a coeficientului k , adică

$$\sigma_{ov_1} = \sqrt{\sigma_{op_1}^2 + \sigma_{oT_1}^2 + \sigma_{ok}^2} = \sqrt{0,56^2 + 0,28^2 + 0,5^2} = \pm 0,8\% \quad /4.4./$$

in care: σ_{op_1} s-a determinat cu expresia /4.3./

$$\sigma_{oT_1} = 1/3 \cdot \frac{T_{max}}{T_1} \gamma_{oT} = \pm 0,28\% \quad /4.5./$$

T_{max} - limita superioară de măsurare a termometrului,

T_1 - valoarea măsurată,

γ_{oT} - coeficient egal cu clasa de precizie.

Inlocuind valorile obținute in /4.1./ se obține eroarea pătratică relativă globală a debitului $\sigma_{oqg} = \pm 1,35\%$.

eroarea limită posibilă pentru debit este:

$$\delta_{oqg} = 3 \cdot \sigma_{oqg} = \pm 4\% \quad /4.6./$$

In cazul in care se compară debitele obținute pe același ștand se pot elimina erorile medii pătratice σ_{oa} și σ_o .

Rezultă că eroarea medie pătratică relativă a debitului determinat pe același ștand $\sigma_{oqg}^* = \pm 0,5\%$, iar eroarea limită posibilă este $\delta_{oqg}^* = \pm 1,5\%$.

4.2. Erori înregistrate la măsurarea presiunii din cilindrul modelului dinamic

Tredactorul utilizat pentru măsurarea presiunii din cilindrul in timpul procesului de admisiune este de tip cu membrană, a cărei deforșanșă s-a măsurat pe cale electrotenziometrică. Erorile măsurărilor de presiune executate cu ajutorul acestui tip de tredactor sînt determinate de comportarea dinamică a canalului de legătură al tredactorului, precum și a membranei acestuia. De asemenea ele depind și de condițiile in care se efectuează măsurarea electrotenziometrică.

Schemă constructivă a tredactorului utilizat și schemă analogică electrică / 90 / se arată in fig.4.1.

Distorșiunile introduse de canalul de legătură / 91 / pot avea valori de peste $\pm 1\%$ și sînt cauzate de variațiile de presiune, de viteza finită a sunetului, precum și de pierderile datorită impulsurilor și frecărilor. Considerînd ca predominantă influența cargerii nestationare din canal și neglijînd

celelalte efecte, prin utilizarea metodei caracteristicilor din lucrarea lui P.G.Bradley și D.Wellat / 92 /, se deduce o relație simplă pentru calculul presiunii efective la momentul " 2 ", cunoscând presiunile măsurate la momentul precedent " 1 " și momentul următor " 3 ".

$$P_2 = \left[\frac{1/7 \quad 1/7}{2} P_1 + P_3 \right] \quad /4.7./$$

Pentru ilustrarea rezultatelor obținute, în tabela 4.1. sînt redată presiunile relative calculate teoretic, presiunile măsurate și cele măsurate și corectate, precum și abaterile presiunii măsurate față de cea teoretică.

Tabela 4.1.

α	$\frac{P_z}{p_0}$				α	$\frac{P_z}{p_0}$				%	α	$\frac{P_z}{p_0}$			
	teor.	măs.	corec.	ab %		teor.	măs.	corec.	teor.			măs.	corec.	%	
0	1	1	1	0	70	0,715	0,720			140	0,926	0,915			
5	0,960		0,935	2,29	75	0,710		0,7224	-1,74	145	0,910		0,9274	-2,15	
10	0,905	0,880			80	0,710	0,725			150	0,920	0,910			
15	0,855		0,9443	1,25	85	0,710		0,725	-2,11	155	0,832		0,857	-3,05	
20	0,775	0,810			90	0,713	0,725			160	0,850	0,875			
25	0,718		0,769	-5,9	95	0,717		0,7224	-0,75	165	0,855		0,882	-1,847	
30	0,695	0,730			100	0,725	0,720			170	0,885	0,890			
35	0,70		0,7249	-3,55	105	0,730		0,7299	0,013	175	0,900		0,9098	-1,08	
40	0,706	0,720			110	0,740	0,740			180	0,915	0,930			
45	0,7125		0,7149	-3,36	115	0,7475		0,745	0,33	185	0,935		0,9498	-1,58	
50	0,713	0,710			120	0,765	0,750			190	0,950	0,970			
55	0,718		0,713	0,696	125	0,760		0,7697	-1,27	195	0,975		0,9849	-1,52	
60	0,720	0,715			130	0,774	0,79			200	1	1	1	0	
65	0,718		0,7149	0,431	135	0,785		0,8024	-3,82						

Deformația membranei fiind măsurată pe cale electrotenziometrică, se aplică metoda de calcul a erorilor indicată de K. Fink și C. Ambrbeck / 99 /.

Erroarea relativă limită este:

$$\delta_{\text{tens}} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4^{-1} \quad /4.8./$$

în care - C_1 caracterizează erorile provenite de la puntea de măsurare, cutiile de comutare, cablurile de legătură, compensarea incompletă a temperaturii și fixarea punctului zero,

- C_2 caracterizează erorile provenite în timp prin îmbătrânirea timbrilor electrotenziometrici și prin influența umidității,

- C_3 caracterizează erorile provenite de cedarea leabă a calității timbrilor,

- C_4 caracterizează erorile provenite la determinarea factorului K , prin histeresă, etalonare și separarea de înregistrare.

În cazul măsurărilor dinamice cu o etalonare prealabilă cifrele sus arătate se determină după / 93 / în felul următor:

$$C_1 = 1 + \frac{1 \cdot 10^{-5}}{\varepsilon} \quad /4.9./$$

în care reprezintă deformația specifică. Pentru celelalte cifre se indică valorile $C_2 = C_3 = 1$ și $C_4 = 1,02$. Cu aceste valori în funcție de trei valori ale deformației specifice, se obțin erorile relative limită reduse în tabelul următor:

$\varepsilon\%$	1	0,1	0,01
$\delta_{\text{tens}}\%$	3	12	102

În vederea reducerii erorilor de măsurare la o valoare minimă s-a impus la dimensionarea membranei traductorului de presiune următoarele:

- o deformație specifică $\varepsilon = 1\%$ la presiunea maximă de lucru
- condiția de liniaritate, $f/h \leq 0,2$, / 94 /
- utilizarea de timbre tenziometrice pentru membrane / Hettinger tip 6/120 MB 11 / cu raza maximă a spiralei $\leq 0,6R$ / 94 / legate în scimpante pentru compensarea influenței temperaturii.

Eforturile tangențiale și radiale se calculează cu expresiile:

$$\sigma_t = p \cdot 3/8 \cdot (R/h)^2 \cdot [1 + \mu - (1 + 3 \cdot \mu) \cdot (r/R)^2] \quad /4.10./$$

$$\sigma_r = p \cdot 3/8 \cdot (R/h)^2 \cdot [1 + \mu - (3 + \mu) \cdot (r/R)^2] \quad /4.11./$$

iar deformațiile specifice:

$$\varepsilon_t = 1/E \cdot (\sigma_t - \mu \cdot \sigma_r) \quad /4.12./$$

$$\varepsilon_r = 1/E \cdot (\sigma_r - \mu \cdot \sigma_t) \quad /4.13./$$

în care:

μ - coeficientul de contracție transversală,

E - modulul de elasticitate,

r - raza vectorie,

R - raza membranei,

h - grosimea membranei,

f - săgeata membranei.

Repertul pentru condiția de liniaritate se calculează

cu expresia:

$$f/h = 3/16 \cdot p \cdot \frac{1-\mu^2}{E} (R/h)^4 \quad /4.14./$$

Frecvența proprie circulară a membranei este dată de relația:

$$\omega_0 = 5,12 \cdot h/R^2 \sqrt{\frac{E}{3 \cdot \rho \cdot (1-\mu^2)}} \quad /4.15./$$

Cu aceste expresii, ținându-se seama de condițiile impuse mai sus, s-a obținut o membrană cu o rază $R = 16$ mm și cu o grosime de $h = 0,3$ mm. În tabela 4.2. sînt sintetizate valorile caracteristice ale traductorului în funcție de diferite presiuni de lucru, precum și erorile obținute.

Tabela 4.2.

p (lucru) [N/mm ²]	r [mm]	E_t [%]	$E_{t,medie}$ [%]	E_r [%]	$E_{r,medie}$ [%]	ω_0 [rad/s]	G_{max} [N/mm ²]	$2 \cdot E_{t,medie}$ [%]	f_{Tens} [%]	δ_{Tens} [%]
$0,1 \cdot 10^5$	0	0,0416		0,0416		18600	$0,100 \cdot 10^8$	0,08	11,5	3,8
	2,5	0,0405	0,04	0,038	0,036					
	5	0,037		0,028						
$0,3 \cdot 10^5$	0	0,125		0,125		18600	$0,356 \cdot 10^8$	0,24	6	2
	2,5	0,122	0,12	0,115	0,108					
	5	0,111		0,083						
$0,5 \cdot 10^5$	0	0,25		0,25		18600	$0,51 \cdot 10^8$	0,40	4,5	1,5
	2,5	0,245	0,24	0,23	0,217					
	5	0,22		0,167						
$1 \cdot 10^5$	0	0,42		0,42		18600	$1,00 \cdot 10^8$	0,8	3,5	1,6
	2,5	0,408	0,4	0,382	0,36					
	5	0,372		0,278						
$2,5 \cdot 10^5$	0	1		1		18600	$4,7 \cdot 10^8$	1,92	2,5	0,8
	2,5	0,972	0,96	0,916	0,86					
	5	0,889		0,667						

Erorile ce pot apărea la înregistrare fotografică de pe osciloscop, se elimină prin folosirea marcajului de unghi și de timp.

Considerând la prelucrarea oscilogramelor ca eroarea absolută maximă, valoarea celei mai mici diviziuni a riglei, adică $\Delta h = \pm 1 \text{ mm}$ rezultă o eroare medie pătratică pentru presiunea de $0,1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ și $0,3 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ de $\pm 2 \%$ respectiv $\pm 0,67 \%$, calculată cu expresia:

$$\sigma_h = 1/3 \cdot \Delta h / h \quad /4.16./$$

În care h reprezintă înălțimea punctului considerat pe diagramă. Eroarea medie pătratică relativă globală, se calculează cu expresia:

$$\sigma_{p_0} = \sqrt{\sigma_{\text{tens}}^2 + \sigma_h^2} \quad /4.17./$$

Rezultă că la un domeniu de presiune de $0,1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ - $0,3 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ eroarea medie pătratică relativă globală variază între $\pm 4,3 \%$ - $\pm 2,1 \%$, iar eroarea limită posibilă între $12,8 \%$ - $6,3 \%$.

4.3. Erori înregistrate la măsurarea vitezelor de rotație ale arborelui cotit și ale anemometrului

Pentru viteza de rotație maximă a arborelui cotit corespunde o frecvență de 30 Hz respectiv pentru viteza de rotație maximă a anemometrului corespunde o frecvență de 500 Hz . Având în vedere calitățile dinamice ale aparatului utilizat, nu s-a existat distorsiuni introduse de aceste instrumente,

Considerând la prelucrarea oscilogramelor următoarele:

- eroarea absolută maximă la determinarea distanțelor L și C / expresia 3.15. / este de $\pm 1 \text{ mm}$, diviziunea cea mai mică a riglei,

- eroarea absolută la determinarea distanțelor L_A și C_A / expresia 3.16. / este de $\pm 0,1 \text{ mm}$, diviziunea cea mai mică a riglei dispozitivului optic de măsurare,

- classa de precizie a frecvenționometrului 1,5,
se obține eroarea medie pătratică globală la determinarea vitezei
de rotație maxime a arborelui cotit:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_Y^2 + \sigma_C^2 + \sigma_L^2} = \pm 0,8 \% \quad /4.17./$$

iar la determinarea vitezei de rotație maxime a anemometrului:

$$\sigma_{nA} = \sqrt{\sigma_Y^2 + \sigma_{LA}^2 + \sigma_{LA}^2} = \pm 0,85 \% \quad /4.18./$$

respectiv erorile limită $\delta_n = \pm 2,44 \%$ și $\delta_{nA} = \pm 2,6 \%$.

4.4. Concluzii

Erorile de măsurare se încadrează în limite acceptabile
tehnice, majoritatea erorilor medii pătratice relative globale
fiind sub 1 %.

Cap.5. REZULTATELE CERCETĂRII

5.1. Generalități

Cu ajutorul modelului matematic și al instalațiilor de încercare descrise în cap.2 respectiv 3 s-au executat cercetări fundamentale și aplicative asupra mișcării organizate a aerului, precum și asupra pierderilor gazodinamice, care însoțesc această mișcare. Aceste cercetări s-au efectuat în diferite etape pornind de la cazul idealizat și sfârșind cu cel real. Astfel, în prima parte a acestui capitol s-a studiat curgerea idealizată a aerului prin canalul de admisiune cu metoda de modelare electrică și apoi curgerea reală prin diferite metode de vizualizare, obținându-se numai rezultate calitative. Aceste rezultate calitative au indicat acele părți constructive ale modelului de canal de admisiune, prin care se pot acționa asupra pierderilor gazodinamice și asupra mișcării organizate a aerului. Rezultate cantitative privitoare la mișcarea organizată a aerului și a pierderilor gazodinamice s-au obținut, pornind de la cazul simplificat la cel real, prin metoda de încercare staționară, metoda de încercare cvasi-staționară și metoda de încercare dinamică. În vederea verificării rezultatelor obținute, acestea au fost confruntate cu cele determinate cu ajutorul modelului de calcul. La studierea unor factori de influență, la care nu s-au putut executa încercări sau executarea lor cu ajutorul modelului dinamic ar fi fost prea complicată, s-au determinat influențele lor numai prin calcul.

Majoritatea încercărilor s-au efectuat luind ca bază motorul de tractor D-103.

5.2. Rezultatele obținute prin modelarea electrică și prin vizualizarea curgerii aerului în canalul de admisiune.

Încercările experimentale s-au efectuat la canalul de admisiune al motorului D-103 de tractor, precum și al motorului 12LDA28, cu care se echipează locomotiva diesel-electrică 060-DA.

În fig. 5.2.1. și fig. 5.2.2. se arată canalul de admisiune original al motorului D-103, respectiv supapa și partea

scaunului de la acest canal.

Din alura liniilor de curent și din diagramele vitezelor se poate constata că există desprinderi ale curentului de aer /acestea sînt cauzate de variațiile pronunțate ale secțiunii transversale a canalului/, așa după cum s-a indicat în fig. 5.2.3., dar mai ales în zona scaunului /fig. 5.2.4./, unde au loc variații bruște a vitezei de curgere și o deviere puternică a curentului. Un alt dezavantaj constă în faptul că, după cum se poate observa din fig. 5.2.5., pe o anumită înălțime a deschiderii supapei, suprafața inelară minimă de curgere "b" rămîne constantă, deși suprafața inelară "a" variază prin deschiderea supapei și în consecință curentul de aer este strangulat suplimentar.

În fig. 5.2.6. se arată liniile de curent și diagramele de variație a vitezelor din zona scaunului și a supapei canalului de admisiune original al motorului locomotivei diesel-electrice 060-DA din care rezultă proprietăți de curgere mai bune.

În vederea îmbunătățirii formei constructive a canalului de admisiune al motorului D-103 s-au executat o serie de modificări constructive, respectînd la construcția canalelor următoarele criterii principale:

- Energia cinetică a aerului să fie cît mai mică în secțiunea de trecere a supapei ;
- Energia cinetică a aerului la intrarea în cilindru să fie recuperată cît mai mult, utilizînd în acest scop un scaun de supapă cu difuzor.

Comparația între diferitele scaune și supape de admisiune modificate cu cele originale ale motorului D-103 se arată în fig. 5.2.2. În fig. 5.2.7. se arată liniile de curent și diagramele vitezelor la un scaun de supapă îmbunătățit, din care rezultă că desprinderile curentului s-au redus față de cele constatate la scaunul original.

Analizînd vizualizările realizate /vezi cap. 3.2./ cu actualul canal de admisiune al motorului D-103, se poate constata că acesta prezintă desprinderi ale curentului de aer în zona de racordare , la poarta supapei, în zona bosajului, în colțul porții supapei și mai ales în colțul scaunului supapei /s-au consta-

tat depuneri intense de praf, respectiv de nicotină în acest colț/.

Pe baza modelării electrice și vizualizării curgerii aerului în canalele de admisiune se pot trage următoarele concluzii general valabile:

- Canalul de admisiune să fie construit cât mai larg, cu o secțiune transversală continuu descrescătoare și cu rotunjiri corespunzătoare la schimbările de direcție ;

- Strangularea maximă a canalului de admisiune să fie plasată imediat deasupra scaunului. Prin aceasta curentul de aer este îndreptat asupra scaunului supapei, împiedicându-se desprinderea lui de la muchia interioară a scaunului ;

- Este avantajoasă rotunjirea muchiei interioare și exterioare a scaunului supapei, cât și a muchiilor supapei de admisiune ;

- Umărul situat după muchia exterioară a scaunului supapei de admisiune să fie cât mai mic posibil ;

- Secțiunea de curgere la supapa de admisiune trebuie lărgită pînă la muchia exterioară a supapei prin mărirea diametrului. Această lărgire se poate utiliza ca un difuzor. Dar, pentru a avea o recuperare de energie prin difuzor, este necesar ca, curentul de aer să urmărească pereții, adică respectînd condițiile de mai sus să nu apară desprinderi pronunțate la muchia interioară a supapei.

5.3. Rezultatele experimentale obținute la vizualizarea mișcării aerului în cilindru și camera de ardere

Prin vizualizările efectuate în modelul de cilindru cu metoda prafului de aluminiu /cap.3.2.2.2.1./ s-a urmărit stabilirea poziției axei vârtejului de aer față de axa cilindrului, poziție care în cazul motorului D-103 coincide cu axa cilindrului.

Din examinarea fotografiei /vezi fig. 3.2.6./ obținute la vizualizarea mișcării organizate a aerului în cilindru cu metoda depunerii de praf, s-au putut constata următoarele:

- Cămeșa cilindrului are distanța minimă față de axa supapei pentru unghiul $\psi = 180^\circ$;

- În partea dreaptă a figurii se observă deplasarea celei mai mari părți a cantității de aer admisă prin supapă ; în partea stângă s-a vizualizat cantitatea mai mică de aer, care se opune mișcării de rotație organizate a aerului în cilindru. Domeniile mai întunecate situate sub talerul supapei reprezintă spațiile în care aerul de admisiune are viteze de curgere reduse ;

- Unghiul de înclinare al alicei după care se mișcă aerul are valoarea $\delta = 30^\circ$ și ca urmare raportul între viteza periferică și cea axială a curentului de aer, adică cifra de turbionare, este :

$$\Omega = w_p/w_a = \operatorname{ctg} 30^\circ = 1,73$$

Din vizualizările efectuate în cilindru în regim staționar se pot trage următoarele concluzii general valabile :

- Configurația câmpului de viteze în secțiunea controlată de supapă la un canal spiral este asimetrică ;

- În funcție de particularitățile constructive ale canalelor de admisiune și de cursele de ridicare ale supapelor, câmpul de viteze în secțiunea de trecere a supapelor variază ;

- În vederea unei intense mișcări organizate a aerului, curgerea acestuia din secțiunea de trecere controlată de supapă să fie cât mai asimetrică, iar în zonele în care aerul curge în sens opus mișcării principale, vitezele acestuia să fie minime ;

- Axa vârtejului de aer să fie plasată în axa cilindrului pentru a se evita pierderile de energie cinetică prin fenomene de curgere secundară și frecare interioară.

Scopul încercărilor de vizualizare a mișcării aerului în camera de ardere, în regim dinamic a fost acela de a elucida structura acestei mișcări despre care actualmente există păreri contradictorii.

Din lucrările unor cercetători /Urlaub, Weidemannler și Harvatin /56 ; 59 ; 58/ reiese că aerul se mișcă în camera

de ardere pe baza legii corpului solid. Acest vîrtej se mai numește "turbion cvasisolid". La viteze foarte mici ale pisto-
nului s-a constatat /Urlaub /55/ formarea unui vîrtej, care se
rotește pe baza legii curgerii cvasipotențiale, denumit pe scurt
"turbion cvasipotențial". Alți cercetători /Pischinger /32/,
Böttger /19/ presupun că mișcarea aerului din camera de ardere
se aseamănă cu un turbion cvasipotențial. Rezultatele obținu-
te de Hurlay /95/ asupra structurii mișcării organizate în ca-
mera de ardere se arată în fig. 5.3.1., din care se poate ob-
serva că viteza tangențială se reduce liniar către axa cilindru-
lui, iar la o anumită rază a cilindrului viteza crește. Această
structură a turbionului s-a explicat prin compunerea unui vîr-
tej cvasisolid cu un vîrtej cvasipotențial /vezi fig. 5.3.2./.

De asemenea există păreri contradictorii în legătu-
ră cu existența unei mișcări secundare a aerului către axa ci-
lindrului.

Cu ajutorul unei încercări simple se poate explica
fenomenul de generare a mișcării secundare la o mișcare prin-
cipală de rotație a unui fluid. Dacă se rotește o ceașcă cu
ceai, în care se află o cantitate mică de reziduu de ceai, a -
tunci se poate observa că particulele reziduiului nu execută
numai o mișcare de rotație în jurul axei ceștii, ci și o miș-
care secundară, așa cum se arată în continuare. Pe fundul ceș-
tii particulele de ceai se mișcă pe traiectorii spirale către
mijloc, apoi ele urcă în sus de-a lungul axei de rotație, ajun-
gind la suprafața lichidului de unde parcurg o traiectorie
spirală spre exterior, pînă la peretele lateral al ceștii, de-
a lungul cărora particulele coboară pînă la fundul ceștii, de
unde își reiau ciclul de mișcare. Această mișcare secundară
toroidală este cauzată de frecarea lichidului de pereți și de
frecarea diferită între fundul ceștii și suprafața liberă.
În cazul în care suprafața liberă a vasului este înlocuită cu
un capac, atunci se naște o mișcare dublă toroidală /96/. Cele
două forme de curgere, cauzate de efecte secundare, se arată
schematic în fig. 5.3.3. Dicksee și Pischinger /96, 32/ presu-
pun existența acestei mișcări secundare și în cazul camerelor
de ardere de la motoarele cu ardere internă, pe cînd Weiden-
müller /59/ măsurînd cu ajutorul unui termoanemometru vitezele

din camera de ardere, susține că această mișcare secundară, denumită "efectul ceștii cu ceai" nu există.

Prin intermediul metodei de vizualizare a mișcării aerului arătată în cap. 3.2.2.3. s-au executat multe încercări cu ajutorul unor camere de ardere cu forme diferite. S-a constatat că aerul din volumul inelar al interstițiului se rotește ca un turbion cvasipotential, care se transformă treptat, începând de la raza camerei de ardere, într-un turbion cvasisolid, așa cum se arată în fig. 5.3.4.(a, b, c). În cazul unei mișcări de rotație intense nu s-a constatat existența unei mișcări secundare de-a lungul pereților camerei de ardere /fig. 5.3.5. Se presupune că mișcarea secundară are loc numai în cadrul stratului limită, iar restul aerului din cadrul camerei de ardere se rotește ca un turbion cvasisolid. Această presupunere este confirmată și de cercetările efectuate de Zinner /10/ și Grohne /97/. La o mișcare de rotație redusă a aerului în camera de ardere s-a constatat formarea mișcărilor secundare, așa cum se poate vedea în fig. 5.3.6.(a, b, c).

Pînă în prezent s-a vorbit despre mișcarea organizată a aerului, neglijîndu-se mișcarea neorganizată, turbulentă. Mișcarea turbulentă apare la curgerea aerului în cilindru, respectiv în camera de ardere.

Deși studiarea acestei mișcări turbulente nu a fost obiectul prezentei lucrări, totuși se redau informativ unele rezultate obținute de diferiți cercetători.

Rothrock și Waldron /98/ constată, cu ajutorul metodei de filmare rapidă, că la sfîrșitul comprimării curgerea aerului este puțin turbulentă. De asemenea, Dicksee și Lee /99/ constată că durata mișcării turbulente a aerului în timpul admisiei este redusă. Ea este aproape anulată în timpul comprimării. La rezultate asemănătoare a ajuns și Horvatin /58/, măsurînd turbulența aerului cu ajutorul termocanemometrului.

Din rezultatele arătate mai sus se pot trage următoarele concluzii:

- Aerul din volumul inelar al interstițiului între chiulasă și piston se rotește cu excepția stratului limită, ca un turbion cvasipotential ;

- Aerul din camera de ardere /dispusă în piston sau chiulasă/ se rotește, cu excepția stratului limită, ca un turbion cvasisolid ;

- Mișcarea secundară a aerului în camera de ardere apare numai în cazul mișcării organizate reduse ;

- Perturbările curentului de aer sub formă de turbulențe generate în procesul de umplere al cilindrului, sînt amortizate în timpul comprimării.

5.4. Rezultatele experimentale obținute pe standul staționar

Scopul încercărilor a fost de a studia, cu ajutorul unui stand simplu, influențele unor factori constructivi ale canalelor de admisiune asupra mișcării organizate a aerului în cilindru și asupra pierderilor gazodinamice, în vederea obținerii unei mișcări organizate intense cu pierderi gazodinamice minime.

Este cunoscut faptul, că o mișcare organizată intensă generată de organele de admisiune, este însoțită de pierderi gazodinamice mari.

Canalul de admisiune care a stat la baza acestor încercări, a fost acela al motorului D-103. Prin încercări de modelare electrică și de vizualizare, s-au pus în evidență locurile de desprindere ale curentului de aer la construcția actuală a canalului de admisiune, modificîndu-se traseul canalului de admisiune propriu-zis, supapa și scaunul de supapă s-au obținut peste 70 de variante de modele de canale de admisiune, utilizabile la motorul D-103. La construcția acestor variante în scopul îmbunătățirii mișcării organizate a aerului, s-a ținut cont și de expresia /2.17./, care indică factorii constructivi ce influențează această mișcare.

5.4.1. Tehnologia de execuție a modelelor de canale de admisiune

S-a secționat longitudinal un canal de admisiune din chiulasa originală a motorului D-103. După montarea exactă a

canalului într-un dispozitiv, s-a umplut interiorul acestuia cu ceară togită. După solidificarea cearii s-a desfăcut dispozitivul, resp. canalul de admisiune și s-a extras miezul de ceară. Cu aceste măsuri s-a confecționat un model de canal de admisiune din aluminiu, secționat în două plane /Fig. 5.4.1./ și mai multe canale din ipcos. Modificarea canalului de admisiune din aluminiu s-a realizat prin modelarea lui interioară cu plastelină și prin montarea diferitelor variante de scuse de supapă, ușor schimbabile pe modelul de cilindru cu ajutorul unei flanșe de prindere. Plastelina s-a aplicat în zonele de desprindere ale curentului de aer, cunoscute prin modelare electrică și vizualizare.

Modelele canalelor de admisiune din ipcos s-au executat prin modificarea măsurilor de ceară. S-au modificat formele, secțiunile, razele de racordare, pozițiile față de axa cilindrului etc. ale măsurilor de canal, prin încălzirea lor cu apă caldă și prin adăugarea sau scoaterea de material în anumite locuri. În Fig. 5.4.2. se arată 4 măsuri de canale de admisiune modificate prin încălzire în apă caldă. Măsurile de ceară astfel obținute s-au acoperit cu un strat de lac și altul de unsoare. Peste aceste măsuri s-a turnat ipcos iar după întărirea ipcosului s-au îndepărtat măsurile de ceară prin încălzire. Aceste modele de ipcos au fost executate demontabile prin intermediul unui plan de separație /Fig. 5.4.3./

La măsurătorile efectuate cu aceste modele de canale s-a constatat că în general la o mărire a produsului u scade cifra de turbionare n_T/u și viceversa. Domeniul în care se situează ordinea de mărire a acestor cifre caracteristice este arătat în Fig. 5.4.4., valorile indicate referindu-se la cele 70 de variante de modele de canale de admisiune.

5.4.2. Studiul influenței arhitecturii canalelor de admisiune

5.4.2.1. Influența razelor de racordare și a unghiului de înclinare al canalului

În interiorul modelului de canal de admisiune din aluminiu s-au modificat razele de racordare r_0 și r_1 precum și

unghiul de inclinare al canalului ε /fig.5.4.5./. In fig.5.4.6. se arată cîteva părți ale canalului, care au fost modelate și demontate după măsurători.

Pentru razele de racordare r_0 și r_1 , precum și pentru unghiul de inclinare al canalului ε s-au obținut următoarele intervale de valori optime, în funcție de cifrele caracteristice staționare μ^* și n_M/n : $r_0 = (0,6-0,8)d$, $r_1 = (0,2-0,4)d$ și $\varepsilon = 12^\circ-15^\circ$. La valorile mai mici ale razelor de racordare, resp. la valorile mai mari ale unghiurilor de inclinare, μ^* variază cu 8-10% la deschiderile mari ale supapei. Acest fapt se poate explica prin aceea că la deschiderile mari ale supapei /la care suprafața de curgere minimă prin scaunul supapei este mai mare, decît suprafața de curgere minimă din canal/curentul se desprinde de peretele cotului și ca urmare aerul curge asimetric cu viteze mai mari în cilindru. Rezultatul este micșorarea produsului μ^* și mărirea raportului n_M/n .

5.4.2.2. Influența arhitecturii scaunului de supapă

Este cunoscut faptul că pierderile gazodinamice cele mai mari în canalul de admisiune apar în zona scaunului de supapă. La încercările de modelare electrică și vizualizare s-au obținut forme de scaune de supapă, la care era de presupus că pierderile gazodinamice vor fi mai mici. În vederea obținerii unor rezultate cantitative s-au confecționat după aceste forme trei tipuri de scaune de supapă, arătate în fig.5.4.5.(a,b,c).

La înlocuirea scaunului original " a " cu scaunul cu difuzor " c " s-a obținut, la deschiderile mici ale supapei de admisiune, o creștere de 35-40% a produsului μ^* . O influență însemnată asupra pierderilor gazodinamice o are și diametrul " d_g " și raza " r_g ", precum și pragul " g ", fapt constatat și de Tanaka /loc/. Diametrul " d_g " trebuie să fie mai mic decît diametrul " d ". În acest caz strangularea maximă a canalului se află imediat deasupra scaunului. Curentul de aer este îndreptat asupra scaunului supapei, împiedicînd desprinderea lui de muchia interioară a scaunului, adică curgerea lui nesimetrică. Creșterea produsului μ^* prin aceste modificări a fost din nou însoțită de o micșorare a cifrei de turbionare n_M/n .

Din această cauză s-au studiat în continuare factorii construc-
tivi, care măresc cifra de turbionare n_M/n și influența lor a-
supra produsului .

5.4.2.3. Influența poziției colțului canalului

S-a observat experimental că o influență mare asupra
cifrei de turbionare o are poziția colțului canalului, definiți-
vă prin distanța " a " din fig. 5.4.7. O modificare mică a
acestei distanțe a produs variații mari ale lui n_M/n și μ_V , așa
cum se poate observa în fig. 5.4.7. Prin urmare, toleranțele de
execuție mari ale acestui colț la diferite canale de admisiune
dă naștere la o înprăștiere a cifrelor de turbionare n_M/n .

5.4.2.4. Influența poziției canalului față de axa cilindrului

Mișcarea organizată a aerului în cilindru se poate
genera prin curgerea aerului în lungul canalului de admisiune
/momentul cinetic primit în timpul curgerii în canalul de admi-
siune/ și prin scaunul supapei / momentul impulsului de ieșire
din scaunul supapei/. Expresia /2.10./ arată că momentul im-
pulsului de ieșire depinde de direcția impulsului și de depăr-
tarea sa față de axa cilindrului. Modificând la un canal de ad-
misiune unghiul său " δ " și excentritatea " e_1 " și " e_2 ", se
poate constata în ce mod se generează mișcarea organizată a ae-
rului din cilindru.

Din fig. 5.4.8. și 5.4.9. se observă că modificând
mărimile constructive sus arătate, coeficientul de turbionare
variază mult mai mult decât produsul μ_V , ceea ce denotă că
atât forma canalului, cât și impulsul de ieșire al aerului din
scaunul supapei, generează mișcarea de rotație a aerului din ci-
lindru.

5.4.2.5. Influența unghiului colțului canalului

În fig. 5.4.10. se arată influența unghiului colțului
canalului asupra produsului μ_V și a cifrei de turbionare. Se
precizează că din cele patru modele de canale experimentale, se

pot compara curbele cifrelor caracteristice numai de la două canale / A și B /, întrucît numai aceste canale au aproximativ aceeași variație a cifrei de turbionare. Din alura curbelor resp. se poate constata că la canalul fără cot valorile $\mu^{\sqrt{}}$ sînt mai mari, iar scăderea așteptată a cifrei de turbionare odată cu mărirea lui $\mu^{\sqrt{}}$ este compensată prin mărirea momentului impulsului de ieșire.

5.4.2.6. Influența supapei ecranate, a scaunului de supapă prevăzut cu un ecran și a canalului de admisiune prevăzut cu o lamelă directoare

Pentru a modifica momentul impulsului aerului la ieșirea din secțiunea controlată de supapă, resp. momentul cinetic față de axa supapei al aerului din canalul de admisiune s-a echipat acest canal, la o serie de încercări, cu o supapă ecranată, la o altă serie cu un scaun de supapă prevăzut cu un ecran și la a treia serie cu o lamelă directoare. Construcțiile respective sînt arătate în fig. 5.4.11.

Valorile maxime ale rotației aerului s-au obținut la o anumită poziție a paravanului față de linia de referință indicată în figurile respective, poziție identică pentru ambele variante de montaj ale paravanului /pe supapă sau pe scaunul supapei/.

La experimentările executate cu canalul prevăzut cu o lamelă directoare s-a observat că produsul $\mu^{\sqrt{}}$ crește cu atît mai mult, cu cît orientarea lamelei directoare se apropie de liniile de curgere ale aerului, iar lamela directoare produce o mișcare de rotație intensă chiar și în cazul cînd pozițiile ei de orientare sînt numai apropiate de aceste linii.

Comparînd curbele cifrelor caracteristice $\mu^{\sqrt{}}$ și n_{μ}/n ale canalelor de admisiune cu și fără dispozitive pentru intensificarea rotației aerului /paravan, resp. lamele directoare / se poate aprecia consumul de energie necesar pentru această intensificare / fig. 5.4.11. /.

Prin rotirea supapei ecranate în jurul axei sale s-a constatat că cifrele caracteristice staționare variază între o valoare maximă pozitivă și o valoare negativă. /Fig. 5.4.12/

Aceasta înseamnă că momentul impulsului de ieșire al aerului din secțiunea controlată de supapă este cauza principală care generează mișcarea organizată a aerului în cilindru.

5.4.3. Criterii generale pentru construcția canalelor de admisiune

Pe baza încercărilor efectuate cu cele peste 70 de variante de modele de canale de admisiune se indică unele criterii generale pentru construcția unor canale de admisiune cu rezistențe de curgere reduse, resp. canale de admisiune care produc o mișcare organizată corespunzătoare a aerului din cilindru.

5.4.3.1. Canale de admisiune cu rezistențe de curgere reduse

Supapa de admisiune are o influență hotărâtoare asupra pierderilor gazodinamice. Ea controlează prin forma, dimensiunile și legea sa de mișcare mărimea și variația secțiunilor transversale oferite trecerii aerului în cilindru, precum și devierea curentului acestuia. În lucrările /61;101-103 / se dau indicații suficiente pentru proiectarea unor supape de admisiune de formă corespunzătoare din punct de vedere gazodinamic.

Perfecționarea canalelor de admisiune din punct de vedere al tehnicii de curgere poate fi realizată în special prin :

- Mărirea secțiunii reale de curgere a supapei ;
- Adaptarea unei construcții adecvate pentru a se dirija curentul de aer în jurul tijei și ghidajului supapei, astfel încât să nu se producă vorticități ;
- Amplasarea strânguturii maxime a canalului imediat deasupra scaunului supapei, diametrul canalului fiind mai mic decât diametrul scaunului la marginea sa interioară. În acest caz curgerea este aliniată înaintea scaunului supapei, împiedicând desprinderea curentului de aer la muchia interioară a scaunului,

precum și o curgere oblică, resp. neuniformă, prin secțiunea supapei ;

- Rotunjirea muchiei interioare a scaunului supapei ;

- Recuperarea energiei cinetice într-un difuzor amenajat după secțiunea reală de curgere a supapei. În acest scop se lărgeste secțiunea de curgere la supapa de admisiune pînă la muchia exterioară a supapei prin mărirea diametrului. Se precizează însă că o recuperare de energie în acest difuzor este posibilă numai dacă curentul urmează exact traseul pereților, fără desprindere la muchia interioară și cu o desprindere cît mai redusă la muchia exterioară a scaunului supapei.

5.4.3.2. Canale de admisiune care generează o mișcare organizată a aerului în cilindru

Cea mai potrivită organizare a mișcării aerului de admisiune constă în introducerea acestuia într-o direcție oarecum tangențială la periferia cilindrului. La componența tangențială a vitezei aerului se asociază o componentă axială produsă de mișcarea pistonului, astfel încît se amorsează o mișcare a aerului în cilindru sub forma unui vârtej descendent.

Dirijarea mișcării aerului în acest fel este posibilă prin :

- Orientarea oblică a canalului de admisiune (canal oblic) ;

- Orientarea în spirală a canalului de admisiune (canal spiral) ;

- Echiparea canalului de admisiune cu o lamelă directoare (canal cu o lamelă) ;

- Montarea pe supapa de admisiune a unui ecran (supapa ecranată) ;

- Montarea unui ecran în zona scaunului supapei (scaun de supapă ecranat).

După cum au arătat experiențele descrise în capitolele anterioare, toate aceste căi de organizare ale mișcării aerului de admisiune sînt asociate cu pierderi, astfel încît o

majorare a vitezei de rotație a aerului are ca efect micșorarea produsului

La canalul de admisiune de tipul celui utilizat la motorul D-103, cifrele caracteristice sînt influențate în special de :

- Poziția colțului canalului, definită prin distanța " a " / fig. 5.4.7. / ;
- Mărimea unghiului γ / fig. 5.4.8. / ;
- Excentricitatea e_1 și e_2 / fig. 5.4.8. și 5.4.9. /
- Curbura cotului canalului / fig. 5.4.10. /

La curse mici ale supapei de admisiune, canalul oblic are o eficacitate redusă. Înprăștierea cifrelor caracteristice este relativ mare. Canalul oblic este adecvat pentru realizarea unor viteze de rotație medii a aerului.

Canalul spiral permite realizarea unor viteze de rotație medii și mari ale aerului, în modul cel mai economic. Înprăștierea cifrelor caracteristice este relativ mică. Incadrarea canalului spiral în spațiul disponibil al motorului întîmpină însă deseori dificultăți mari.

La canalul cu o lamelă directoare produsul \sqrt{n} crește cu atît mai mult, cu cît orientarea lamelei se apropie de liniile de curgere ale aerului, mișcarea de rotație a aerului fiind intensă chiar și în acest caz.

La canalul echipat cu o supapă ecranată sau cu un scaun de supapă ecranat, valoarea raportului n_M/n depinde de mărimea și poziția ecranului. Poziția ecranului este de o importanță deosebită. În pozițiile în care ecranul dirijează curentul de aer aproximativ normal pe perețele cilindrului, raportul n_M/n are valoarea minimă, iar în pozițiile în care curentul este dirijat aproximativ tangențial la perete, acest raport are valoarea maximă. Avantajul principal al supapei ecranate este faptul că permite foarte ușor, printr-o simplă rotire, varierea vitezei de rotație a aerului. Supapa ecranată are dezavantajul că trebuie asigurată împotriva rotirii. Din considerente termice și din cauza pericolului tasării neuniforme a scaunului, rotirea ei este însă de dorit. De asemenea, din cauza nesimetriei ea are o tendință mărită de deformare, iar execuția ei este mai scumpă decît a unei supape simple.

Scaunul de supapă ecranat are un efect similar ca și supapa ecranată.

5.4.4. Soluții perfecționate de canale de admisiune pentru motorul D-103

S-au determinat cifrele caracteristice staționare pentru 12 canale de admisiune /3 chiulase cu câte 4 canale/ ale motorului D-103. Rezultatele obținute sînt redată în diagramele din fig. 5.4.13.a și tabela 5.4.1. Se poate constata că împrăștierea cifrei de turbionare pentru $S/D = 1$ este 30%, adică relativ mare. Din alura curbelor μ_{\max} și μ_{\min} în funcție de cursa relativă a supapei h/d se poate trage concluzia că la deschiderile mici și medii ale supapei de admisiune, μ are valori mult mai mici decît curba teoretică μ_2 pentru $\mu = 1$. Acest fapt arată că partea inferioară a canalului și în special scaunul supapei de admisiune nu are forma cea mai adecvată pentru curgere. Împrăștierea relativ mare a cifrei de turbionare este cauzată de toleranțele de execuție mari ale canalului și în special de cele ale colțului curburii canalului/vezi fig. 5.4.7./.

În vederea îmbunătățirii canalului de admisiune original din punct de vedere al cifrelor caracteristice staționare s-au executat 4 modele de canale îmbunătățite. În tabela din fig. 5.4.13.a sînt redată cifrele caracteristice staționare, iar în fig. 5.4.13.b, c, s-au reprezentat curbele de variație ale produsului μ și ale cifrei de turbionare. Două modele de canale au fost astfel construite, încît curba cifrelor de turbionare să fie la unul din canale aprox. egală cu curba valorilor minime, iar la celălalt canal cu cea a valorilor maxime determinate la canalele originale/de la cele trei chiulase originale încercate/

Tabela 5.4.1.

Canal	canal original μ_{\max}	canal original μ_{\min}	canal original valor. max.	canal imbunat. nr. 1	canal imbunat. nr. 2	canal imbunat. nr. 3	canal imbunat. nr. 4
W/m	69,3	59,3	69,3	69,3	69,3	69,3	69,3
$(\mu \bar{v})_m$	0,350	0,436	0,330	0,457	0,532	0,484	0,480
W/m	190,0	158,3	182,5	151,0	130,0	143,3	144,0
$(\mu \bar{v})_m$	0,320	0,340	0,325	0,383	0,403	0,4298	0,4238
W/m	276	224	273	180	157	161	163
Δp_m	0,270	0,240	0,265	0,190	0,145	0,1512	0,155
190,0	280	190	2560	2,248	2,135	2,45	2,193
160,0	150	153	150	2,45	1,77	2,03	1,82

S-a constatat că valorile obținute pentru aceste două modele de canale sînt avantajoase, deoarece cifrele caracteristice $(\bar{\mu})_m$ sînt cu 19,68%, resp. 29,4% mai mari, vitezele medii convenționale \bar{w}_m cu 16,6%, resp. 23% mai mici și rapoartele (n_M/n_m) pentru $S/D = 1$ cu 5,17% resp. 8,58% mai mari decît cele determinate la canale originale.

5.4.5. Soluții constructive de canale de admisiune pentru determinarea mișcării organizate optime la motorul D-103

În vederea optimizării mișcării organizate a aerului la motorul D-103, cît și pentru o eventuală introducere a procedurii "M" la acest motor, este necesară modificarea mișcării de rotație a acestuia cu ajutorul organelor de admisiune. Frecurarea unor chiulase cu diferite canale de admisiune este complicată și neeconomică, de aceea s-a elaborat o metodă de experimentare bazată pe un canal de admisiune îmbunătățit prevăzut cu un scaun cu difuzor și o supapă ecranată.

Metoda permite optimizarea mișcării organizate a aerului, corespunzătoare unui consum specific minim de combustibil, cu ajutorul unui motor de încercare, prin modificarea rotației aerului cu ajutorul unei supape ecranate. Cunoșcînd poziția optimă a supapei ecranate, se determină cu ajutorul standului staționar cifrele caracteristice ale ansamblului canal-supapă ecranată. Pe baza acestor cifre se poate construi o chiulasă nouă cu canale de admisiune îmbunătățite.

Această metodă de experimentare se poate utiliza numai prin menținerea constantă a cantității combustibilului injectat și a coeficientului de umplere, la o viteză de rotație dată a motorului. Prin introducerea supapei ecranate la canalul original și prin modificarea poziției ei, valorile $\bar{\mu}$ /vezi fig. 5.4.12./, adică și coeficientul de umplere, variază între limite mari. Acest dezavantaj s-a eliminat prin utilizarea unui canal original îmbunătățit /cu scaun de supapă cu difuzor/.

Rezultatele încercărilor se arată în fig. 5.4.14.

Se poate observa că modelul de canal cu supapă ecranată/e=120°/,

în poziția optimă a ecranului ($\gamma = 0^\circ$), are cifrele $(\overline{\mu\sqrt{v}})_m$, \overline{w}_m , $\overline{\Delta p}_m$ aproximativ egale cu cele ale canalului original, iar cifra $(n_M/n)_m$ se mărește cu 41,4 %. Din alura diagramelor $\mu\sqrt{v}$ și n_M/n în funcție de poziția ecranului se constată că rotația aerului se poate micșora continuu pînă la 25%, concomitent avînd loc scăderea lui $\mu\sqrt{v}$ cu 2 %, resp. 6,5%. Din aceste diagrame se mai observă că în jurul secțiunii de curgere din scaunul supapei există zone cu valori mari resp. valori mici ale lui $\mu\sqrt{v}$ și n_M/n . Calculînd cifrele medii pentru circumferința totală a secțiunii de curgere

$$(\mu\sqrt{v})_m = 1/2\pi \int_0^{2\pi} \mu\sqrt{v} d\gamma \quad 15.1.1$$

$$(n_M/n)_m^* = 1/2\pi \int_0^{2\pi} n_M/n d\gamma \quad 15.2.1$$

se pot deduce valorile cifrelor caracteristice din zona acoperită de ecran.

$$(\mu\sqrt{v})_e = 360/e (\mu\sqrt{v})_m - \left(\frac{360-e}{e}\right) \mu\sqrt{v} \quad 15.3.1$$

$$(n_M/n)_e = 360/e (n_M/n)_m^* - \left(\frac{360-e}{e}\right) n_M/n \quad 15.4.1$$

În fig.5.4.14. s-au prezentat valorile $(\mu\sqrt{v})_e$ și $(w_p/w_a)_e$ în funcție de poziția ecranului. În această diagramă s-a înlocuit $(n_M/n)_e$ cu raportul dintre viteza periferică și cea axială a aerului $(w_p/w_a)_e$, știind că aceste două rapoarte sînt proporționale. Din alura acestor curbe s-au determinat zonele avantajoase de curgere $120^\circ \leq \gamma \leq 280^\circ$ și de rotație ale aerului $120^\circ \leq \gamma \leq 200^\circ$, domenii care nu trebuie să fie acoperite de dispozitive de turbionare. Aceste zone avantajoase pentru curgerea și rotația aerului există și la canalul spiral fără supapă ecranată. De aici rezultă că canalul spiral pentru mărirea intensității rotației aerului trebuie astfel construit, încît în zonele unde aerul curge contrar mișcării de rotație principale, viteza periferică a aerului să fie menținută cît mai mică posibil și cîmpul acestor viteze să fie amplasat în zonele dezavantajoase pentru curgere. În zonele avantajoase pentru curgere, viteza aerului trebuie mărită.

Prin aceste încercări experimentale s-a arătat că

este posibilă reglarea mișcării organizate a aerului din camera de ardere a motorului D-103, cu menținerea aproximativ constantă a coeficientului de umplere prin folosirea unei supape ecranate $\alpha = 120^\circ$ / și a unei chiulase originale, la care canalul de admisiune este îmbunătățit din punct de vedere gazodinamic.

5.5. Rezultate obținute pe baza curbelor caracteristice ale canalelor de admisiune, determinate prin încercări cvasistaționare

La baza calculului cvasistaționar /expresia 2.48 și 2.53./ al mișcării organizate a aerului din cilindru în cursul procesului de admisiune stă cunoașterea curbelor caracteristice de turbionare și de debit masic ale canalelor de admisiune, determinate cu ajutorul ștandului descris în cap.3.4.

Scopul urmărit prin calculul cvasistaționar a fost cercetarea influenței unor parametri asupra mișcării organizate a aerului din cilindru și verificarea prin confruntare cu rezultatele obținute la măsurătorile executate pe ștandul dinamic. Această metodă de cercetare s-a mai utilizat din motivul că la unele încercări experimentale este foarte greu de a se varia un singur parametru pentru a se putea studia influența lui asupra intensității mișcării organizate a aerului. Calculele s-au efectuat numai pentru procesul de admisiune. Trebuie menționat că valorile cifrei de turbionare de la sfârșitul procesului de admisiune determinate astfel, se pot utiliza și pentru caracterizarea intensității mișcării organizate a aerului în cursul procesului de formare al amestecului, atâta timp cât nu s-a modificat camera de ardere și volumul interstițiului.

Problema principală, care s-a urmărit prin încercările cvasistaționare, a fost de a se elucida factorii de influență din timpul admisiunii asupra mișcării organizate a aerului din cilindru.

Curbele caracteristice determinate prin încercări cvasistaționare pentru canalul original D-103, pentru chiulasă specială cu camera de ardere, pentru canalul original D-103 echipat cu o supapă ecranată, pentru modelul de canal de admisiune

îmbunătățit nr.6, se arată în fig. 5.5.1 - 5.5.7.

Aceste curbe caracteristice au stat la baza calculului efectuat. Din expresiile 2.48 și 2.53 se poate observa că cifra de turbionare depinde de masa de aer admisă, de aceea pentru simplificare s-au prescris forme geometrice simple/dreptunghi, trapez, triunghi/ de curbe de variație ale debitului masic de aer în timpul procesului de admisiune. După ce s-a studiat, prin această metodă simplificată, influența formei curbei de variație a debitului masic asupra mișcării organizate a aerului, s-a trecut la calculul exact, determinându-se analitic resp. prin măsurare, presiunea din cilindru motorului în timpul procesului de admisiune. Cunoșcând presiunea, s-a calculat variația masei de aer admisă și apoi cifra de turbionare.

Pentru calculul simplificat s-au utilizat curbele caracteristice arătate în fig. 5.5.8. și 5.5.9. (care s-au obținut prin eliminarea parametrului presiune din cilindru) precum și prin variația volumului din cilindru, a deschiderii supapei de admisiune și a cursei pistonului, în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit /fig. 5.5.10./

5.5.1. Influențele asupra mișcării organizate a aerului din cilindru în timpul procesului de admisiune

5.5.1.1. Influența coeficientului de umplere

S-au considerat diferite curbe de variație ale debitului masic, așa cum se arată în fig. 5.5.11., fiecare curbă având durata procesului de admisiune egală și coeficientul de umplere proporțional cu suprafața dintre aceste curbe și abscisa acestor curbe. Rezultatele obținute / fig. 5.5.11. / arată că la sfârșitul cursei de admisiune, la o creștere a coeficientului relativ de umplere crește liniar viteza unghiulară a rotației aerului. Această creștere se explică prin faptul că momentul cinetic al masei de aer admisă la deschiderile mici ale supapei crește cu mărirea debitului masic prin canalul de admisiune. Mărirea aceasta este limitată de debitul masic, la care apare viteza sunetului în secțiunea de trecere controlată

de supapa de admisiune.

În practică, așa cum se arată în capitolele care vor urma, apare la creșterea coeficientului de umplere al unei instalații de admisiune și o schimbare a curbei de variație a debitului masic de altă natură decât cea considerată. În consecință nu va apare o dependență strict proporțională între coeficientul de umplere și viteza unghiulară.

Prin rezultatele arătate mai sus se constată că intensitatea mișcării organizate a aerului este dependentă de coeficientul de umplere.

5.5.1.2. Influența curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune în cazul menținerii constante a coeficientului de umplere

În vederea determinării alurei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune s-au ales diferite curbe /fig. 5.5.12./, menținându-se constantă suprafața de sub curba și forma camii de admisiune.

Rezultatele obținute sînt redată în fig. 5.5.12. din care se poate observa influența alurei curbelor de variație ale debitului masic asupra vitezei unghiulare a aerului în timpul procesului de admisiune. Se mai observă că mărirea maximului curbei debitului masic influențează în mod deosebit viteza unghiulară a aerului de la sfîrșitul cursei de admisiune.

Din acest motiv rezultă că, pentru a se obține o mișcare organizată intensă a aerului în cilindru, la un coeficient de umplere constant, este necesar un debit masic maxim de aer în canalul de admisiune. În cazul în care debitul masic maxim este redus și curge pe un interval mic din timpul procesului de admisiune, momentul cinetic total al aerului va fi scăzut din cauza vitezelor unghiulare mici ale aerului.

Pentru a se obține o mișcare organizată intensă este mai avantajos ca la deschiderile mici ale supapei de admisiune, la care viteza unghiulară a aerului este redusă, să curgă o cantitate mică de aer, iar la deschiderile mari să curgă o cantitate cât mai mare de aer în cilindru, obținându-se astfel o încărcătură

de aer cu un moment cinetic mare.

In consecință rezultă că la un anumit canal de admisiune nu este obligatoriu să se obțină la același coeficient de umplere aceeași intensitate a mișcării organizate a aerului.

5.5.1.3. Influența poziției maximului curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune în cazul menținerii constante a coeficientului de umplere

In capitolul precedent s-a constatat că mărimea maximului curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune are o influență hotărâtoare asupra intensității mișcării organizate a aerului. De aceea, s-a studiat în continuare influența poziției acestui maxim față de deschiderea maximă a supapei de admisiune asupra mișcării organizate a aerului.

Deoarece alura curbei de variație reală a debitului masic în funcție de deschiderea supapei de admisiune are o formă trapezoidală, s-au ales trei curbe cu această formă. Curba mijlocie s-a amplasat cu mijlocul domeniului maxim în dreptul cursei maxime a supapei de admisiune, iar celelalte două curbe s-au mutat cu 20° RAC în stînga, resp. în dreapta, așa după cum se poate vedea din fig. 5.5.13. Se constată că această modificare a curbei de variație a debitului exercită o influență neînsemnată asupra mișcării organizate a aerului din cilindru la sfîrșitul procesului de admisiune. Rezultă că mijlocul domeniului maxim al curbei de variație a debitului masic nu trebuie să corespundă cu cursa maximă a supapei de admisiune. La canalul de admisiune încercat, o mutare a domeniului maxim al curbei de variație a debitului masic cu 20° RAC în stînga sau în dreapta este posibilă, fără să apară o schimbare sensibilă a mișcării organizate a aerului la sfîrșitul procesului de admisiune. Măsurătorile efectuate pe canalele de admisiune cercetate cu ajutorul ștandului cvasistaționar au arătat că abaterea valorii maxime a curbei de variație a debitului masic față de cursa maximă a supapei de admisiune se situează în domeniul arătat mai sus.

Domeniul admisibil pentru abaterea valorii maxime a

curbei de variație a debitului masic nu se poate generaliza. Ea trebuie determinată pentru fiecare canal în parte. Acest fapt se poate explica cu ajutorul fig. 5.5.9., la care pe abscisă s-a trecut cursa supapei de admisiune, iar pe ordonată debitul masic al aerului scurs prin canalul de admisiune. Din curbele de egală viteză unghiulară se poate observa că de la o anumită deschidere a supapei de admisiune $h = 7 \text{ mm}$, viteza unghiulară a aerului rămâne aproximativ constantă la același debit masic, deși supapa de admisiune se deschide în continuare. Alura cu pantă redusă a viteselor unghiulare constante, în domeniul curselor mari ale supapei de admisiune, explică insensibilitatea canalului de admisiune din punct de vedere al mișcării organizate a aerului în cilindru asupra poziției valorii maxime a curbei de variație a debitului masic.

În cazul în care panta liniilor de egală viteză ^e accentuată pînă la cursa maximă a supapei de admisiune, poziția valorii maxime a curbei de variație a debitului masic influențează mult mișcarea organizată a aerului în cilindru. Aceasta înseamnă că forma camei de admisiune va influența mult această mișcare. Adaptarea acestei came la canalul de admisiune este o operație dificilă. Prin urmare, la concepția canalelor de admisiune este recomandată realizarea unei mișcări organizate intense deja la deschideri rețuse ale supapei de admisiune.

După acest studiu general s-a trecut la cercetarea influenței factorilor de stare ,funcționali și constructivi asupra mișcării organizate a aerului și a pierderilor gazodinamice.

5.5.1.4. Influența factorilor de stare

Presiunea inițială

Prin presiunea inițială se înțelege presiunea încălzirii proaspete la intrarea ei în organele de admisiune ale motorului. Pentru motorul cu admisiune normală, presiunea inițială este în general presiunea mediului ambiant. Variațiile presiunii inițiale au o influență mare asupra presiunii din cilindru și prin aceasta asupra masei de aer admisă. Astfel, reducerea presiunii exterioare determină micșorarea presiunii de admisiune.

Coeficientul de umplere η_v este raportul dintre

masa de încărcătură proaspătă m_z care intră în realitate în cilindru și masa de încărcătură proaspătă m_o care poate ocupa cilindrul V_s în condițiile inițiale de referință, adică în urma unui proces fără pierderi termogazodinamice.

Masa de aer care intră în realitate în cilindru m_z este influențată de variațiile presiunii inițiale, deoarece aceste variații provoacă o modificare a densității aerului. Astfel, pentru un motor dat și în condițiile variației presiunii inițiale, rezultă:

$$m_z = m_o \zeta_v = \rho_o \cdot V_s \cdot \zeta_v = V_s \cdot p_o / RT_o \cdot \zeta_v = p_o \cdot \text{const.}$$

și deci masa de aer reținută în cilindru variază direct proporțional cu presiunea inițială.

Pentru calcul s-a ales alura curbei de variație a debitului masic prin canalul de admisiune de formă trapezoidală pentru o anumită presiune inițială, cu care s-au determinat apoi curbele proporționale, în funcție de presiunea inițială, așa cum se arată în fig. 5.5.14. La majorarea presiunii inițiale, se constată o creștere a vitezei unghiulare a aerului la sfârșitul procesului de admisiune, fapt ce se poate explica prin mărirea masei de aer admisă în cilindru, resp. a momentului cinetic al acestei mase.

În cazul supraalimentării motorului rezultă o intensificare a mișcării organizate a aerului, iar în cazul funcționării motorului la o anumită altitudine se reduce intensitatea acestei mișcări. La o altitudine de cca 2.000 m, cifra de turbionare se reduce cu cca 15 % față de cea determinată la nivelul mării.

Temperatura inițială

Prin temperatura inițială se înțelege temperatura încărcăturii proaspete la intrarea ei în organele de admisiune ale motorului. Pentru motorul cu admisiune normală, temperatura inițială T_o este temperatura mediului ambiant.

În vederea studiului acestui parametru de influență s-a calculat în primul rând variația presiunii din cilindru, considerând cifra de încălzire $\zeta_o = 1$. Din variația presiunii din cilindru s-au determinat cu expresiile deduse în cap.2.2.2.

masa de aer admisă m_{2A} în intervalul de timp 5° RAC și viteza unghiulară cvasistaționară a aerului ω_A . Cu aceste două mărimi s-a determinat apoi curba de variație a cifrei de turbionare. Variația mărimilor calculate în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, pentru temperaturile de 253°K , 301°K și 323°K , sînt redăte în figurile 5.5.15. - 5.5.18., iar comparația rezultatelor obținute în fig. 5.5.19. Cu creșterea temperaturii inițiale se constată o scădere a intensității mișcării organizate a aerului, deși coeficientul de umplere crește. Acest fapt se explică în felul următor :

Masa încărcăturii reținute în cilindru este

$$m_z = \rho_0 V_z \tau_v = \text{const.} \rho_0 \tau_v,$$

deci trebuie examinată dubla dependență a lui m_z de T_0 și anume prin intermediul lui $\rho_0 = \text{const.}/T_0$, care scade cu creșterea lui T_0 și prin intermediul lui τ_v , care crește la mărirea lui T_0 . Din calcul se constată că la mărirea temperaturii inițiale T_0 , densitatea aerului scade mai mult decît crește coeficientul de umplere. Prin urmare, masa m_z de aer care umple în realitate cilindrul se micșorează și prin aceasta scade și momentul cinetic al aerului admis, rezultînd o cifră de turbionare mai redusă.

Analizînd expresia /3.20./ se constată că o majorare a temperaturii de la T_{01} la T_{02} se manifestă ca și cum w_{m1} s-ar fi redus la $w_{m2} = w_{m1} \sqrt{T_{01}/T_{02}}$. La același cursă a pistonului S și același diametru relativ θ , reducerea sus menționată este echivalentă cu o reducere a vitezei de rotație a arborelui cotit. Această reducere, așa cum se arată în capitolul următor, este echivalentă cu o reducere în același proporție a cifrei de turbionare.

5.5.1.5. Influența factorilor funcționali

Viteza de rotație a arborelui cotit

Influența vitezei de rotație a arborelui cotit asupra mișcării organizate a aerului în cilindru s-a studiat în regiile subcritic și supracritic, aplicînd expresiile deduse în cap.2.2.2.

În cazul în care presiunea din cilindru în timpul admisiei nu atinge presiunea critică, se constată, așa cum se arată în fig. 5.5.20., o dependență proporțională între viteza

unghiulară a aerului la sfârșitul admisiunii și viteza de rotație a arborelui cotit. Raportul celor două mărimi, denumit cifra de turbionare, este constant pe întregul domeniu de variație a vitezei de rotație a arborelui cotit. Vîrtejul aerului se comportă parcă a fi cuplat cu arborele cotit cu un anumit raport de transmisie.

Din diagramele din fig. 5.5.21. - 5.5.25. se observă că în momentul în care se atinge viteza critică a aerului în secțiunea de trecere controlată de supapă, adică presiunea din cilindru scade sub presiunea critică, dependența proporțională între viteza unghiulară a aerului la sfârșitul admisiunii și viteza de rotație a arborelui cotit nu mai este satisfăcută. Aceasta înseamnă că cifra de turbionare nu mai este constantă pe întregul domeniu de viteze de rotații ale arborelui cotit. De la o anumită viteză de rotație a arborelui cotit cifra de turbionare descrește cu mărirea vitezei de rotație.

Sarcina

În general la motoarele cu formarea amestecului în interior prin injecție, la variația sarcinii motorului variază numai cantitatea de combustibil injectat și nu se modifică nimic în procesul de admisiune al încărcăturii proaspete. Cu toate acestea, sarcina motorului poate manifesta o oarecare influență asupra încărcăturii proaspete. În adevăr, de ex. la mărirea sarcinii crește cantitatea de gaze arse reziduale și se intensifică regimul termic al motorului. În consecință cresc temperaturile suprafețelor cu care ia contact încărcătura proaspătă, la trecerea ei prin sistemul de admisiune și în cilindru. Din această cauză coeficientul de umplere se înrăutățește în oarecare măsură și prin aceasta și mișcarea organizată a aerului de admisiune. Efectul de încălzire al aerului admis în cilindru s-a studiat prin intermediul coeficientului de încălzire τ_0 .

Coeficientul de încălzire τ_0

În calculele efectuate pînă la acest capitol al

lucrării s-a considerat pentru simplificare, coeficientul de încălzire $\tilde{\nu}_0 = 1$, ceea ce este valabil în cazul motorului antrenat din exterior, adică al modelului dinamic.

Determinarea coeficientului de încălzire $\tilde{\nu}_0$ este foarte dificilă și realizabilă numai pe cale experimentală.

Stambuleanu / 79 /, Drucker / 79 / și Kess / 79 / indică formule pentru calculul coeficientului de încălzire bazate pe cercetări experimentale.

Analizând expresia /2.20./ se constată, că încălzirea încărcăturii în cursul procesului de admisiune se manifestă asupra variației presiunii în cilindru ca și o schimbare a vitezei medii w_m . La aceeași cursă a pistonului S și același diametru relativ δ , schimbarea vitezei medii este echivalentă cu schimbarea vitezei de rotație a arborelui cotit.

$$w_{m2} = w_{m1} \tilde{\nu}_1 / \tilde{\nu}_2 \quad \text{sau} \quad n_2 = n_1 1 / \tilde{\nu}_2, \quad \text{pentru} \quad \tilde{\nu}_1 = 1.$$

Creșterea coeficientului de încălzire se manifestă ca o reducere a vitezei de rotație a arborelui cotit și prin aceasta, așa cum s-a arătat, scade și intensitatea mișcării organizate a aerului din cilindru.

Curbele obținute la un exemplu de calcul pentru $\tilde{\nu}_0 = 1,06$ se arată în fig. 5.5.26. Comparînd cifra de turbionare de la sfîrșitul admisiunii pentru $\tilde{\nu}_0 = 1,06$ cu cea obținută pentru $\tilde{\nu}_0 = 1$ (fig. 5.5.28) se obține o scădere a acestei cifre cu oca. 5%.

5.5.1.6. Influența factorilor constructivi

Legea de deschidere a supapei de admisiune

Influența legii de deschidere a supapei de admisiune asupra mișcării organizate a aerului în cilindru s-a studiat, în prima etapă, cu ajutorul curbei de variație a debitului masic de formă trapezoidală. Pentru a evidenția numai influența formei camii de admisiune s-a considerat, pentru ambele variante de came studiate, aceeași curbă de variație a debitului masic. În cazul funcționării motorului cu modificarea camii de admisiune, așa cum se va arăta mai jos, se modifică și forma curbei de variație a debitului masic din canalul de admisiune.

Din fig. 5.5.27. se poate observa că printr-o deschidere mai rapidă decît în cazul motorului original, se obține o mărire a cifrei de turbionare de la sfîrșitul procesului de comprimare de cca. 2,5 - 3 %.

În cazul cînd se ține seamă și de modificarea curbei de variație a debitului masic în timpul procesului de admisiune, așa cum se întîmplă în realitate în motor în urmă modificării legii de deschidere a supapei de admisiune, se constată că cifra de turbionare este foarte puțin influențată de forma camei de admisiune.

În tabele care urmează (tabela 5.5.1.) sînt redacte legile de deschidere a supapei de admisiune studiate. În cadrul acestui studiu s-a cercetat și influența jocului între supapa de admisiune și culbutor. Se observă o creștere a intensității mișcării organizate a aerului cu mărirea jocului între supapa de admisiune și culbutor, dar acest fenomen este însoțit de o micșorare a coeficientului de umplere, așa cum a fost de așteptat.

În concluzie, modificările efectuate asupra legii de deschidere a supapei de admisiune a motorului de D-103 au arătat că ele nu influențează sensibil mișcarea organizată a aerului în cilindru la sfîrșitul procesului de admisiune. Acest fapt se explică prin alura cu o pantă reușă a curbelor caracteristice / vezi fig. 5.5.9. / ale canalului de admisiune al acestui motor.

Raportul de comprimare

Valoarea raportului de comprimare s-a modificat prin intermediul volumului camerei de ardere, variînd înălțimea ei.

Rezultatele obținute pentru raportul de comprimare $\varepsilon = 10$ se arată în fig. 5.5.36. Comparînd cifra de turbionare de la sfîrșitul procesului de admisiune cu cea obținută la $\varepsilon = 17$ / fig. 5.5.38. / rezultă o modificare neglijabilă a intensității mișcării organizate a aerului.

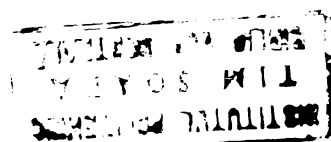


Tabela 5.5.1.

nr cat	fig α° RAC	5.5.28	5.5.29	5.5.30	5.5.31	5.5.32	5.5.33	5.5.34	5.5.35
		h[mm]	h[mm]	h[mm]	h[mm]	h[mm]	h[mm]	h[mm]	h[mm]
1	0	0,73	0,77	0,67	0,77	1,13	0,33	0	0,77
2	10	1,44	2,20	1,20	2,20	1,83	1,04	0,134	2,00
3	20	2,64	3,80	1,90	3,80	3,04	2,24	1,54	3,80
4	30	4,24	5,50	3,00	5,50	4,64	3,84	3,14	5,50
5	40	5,85	7,00	4,60	7,00	6,25	5,45	4,75	7,00
6	50	7,28	8,30	6,20	8,30	7,68	6,88	6,18	8,50
7	60	8,50	9,40	7,60	9,40	8,90	8,10	7,40	9,50
8	70	9,50	10,10	8,90	10,10	9,90	9,10	8,40	10,20
9	80	10,30	10,60	9,90	10,60	10,63	9,89	9,19	10,70
10	90	10,82	11,00	10,70	11,00	11,20	10,42	9,72	11,00
11	100	11,15	11,20	11,20	11,20	11,55	10,75	10,05	11,15
12	110	11,20	11,10	11,10	11,10	11,57	10,77	10,10	11,20
13	120	11,05	10,90	10,90	10,90	11,45	10,65	10,05	10,05
14	130	10,70	10,50	10,30	10,70	11,10	10,30	9,60	10,70
15	140	10,00	9,70	9,30	10,40	10,48	9,68	8,98	10,00
16	150	9,26	8,70	8,00	9,80	9,66	8,86	8,16	9,26
17	160	8,20	7,50	6,50	8,90	8,65	7,85	7,05	8,25
18	170	7,04	6,00	5,20	7,80	7,45	6,65	5,95	7,045
19	180	5,65	4,50	3,40	6,70	6,05	5,25	4,55	5,65
20	22 ^{ad}	3,57	3,58	3,56	3,59	3,60	3,66	3,72	3,58
21	24 ^v	0,867	0,87	0,825	0,882	0,872	0,85	0,837	0,869

Supapă ecranată

Variația mărimilor calculate pentru cazul în care s-a echipat canalul de admisiune original al motorului D-103 cu o supapă ecranată este redată în fig. 5.5.18. Se constată mărirea așteptată a intensității mișcării organizate a aerului, cât și reducerea coeficientului de umplere prin utilizarea supapei ecranate.

5.5.2. Canale de admisiune îmbunătățite ale motorului D-103

Pe baza concluziilor trase la încercările staționare s-au construit două modele de canale de admisiune îmbunătățite din punct de vedere al pierderilor gazodinamice și mișcării organizate a aerului și care s-au notat cu numerele 5 și 6. La aceste modele de canale de admisiune s-au determinat cu ajutorul standului cvasistaționar curbele caracteristice.

În fig. 5.5.37., resp. 5.5.38. sînt arătate variațiile mărimilor caracteristice ale celor două canale, calculate în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit. Comparînd curbele de variație ale cifrei de turbionare și ale masei de aer admis cu cele obținute la canalul original, se constată la modelul de canal nr.5 o mărire a coeficientului de umplere cu 6 % și o micșorare a cifrei de turbionare cu 7,5 %.

La modelul de canal nr.6 /al cărui miez se arată în fig. 5.5.39./ luîndu-se măsuri pentru intensificarea mișcării organizate a aerului și reducerea pierderilor gazodinamice, printr-o modelare corespunzătoare a secțiunilor de curgere ale canalului, s-a obținut o mărire a coeficientului de umplere cu 6,5 % și o mărire a cifrei de turbionare cu 10 %.

În consecință aceste modele de canale și în special modelul de canal nr.6 arată că este posibilă îmbunătățirea canalului original al motorului D-103 atît din punct de vedere al pierderilor gazodinamice, cît și al mișcării organizate a aerului.

5.6. Rezultatele obținute la cercetarea mișcării organizate a aerului cu ajutorul modelului dinamic și comparația lor cu cele determinate cu ajutorul modelului de calcul

În acest capitol sînt redate rezultatele obținute în urma prelucrării celor peste 500 de oscilograme, înregistrate cu ajutorul modelului dinamic pentru diferite regimuri de funcționare și variante de montaj ale modelului. De asemenea sînt arătate rezultatele obținute la studiul analitic al unor

factori de influență constructivi asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere în timpul procesului de comprimare, cu ajutorul modelului de calcul prezentat în cap.2.3. al lucrării. Rezultatele obținute cu ambele metode sînt comprimate în cadrul subcapitolelor care urmează.

5.6.1. Mișcarea organizată a aerului într-un cilindru fără cavitate în piston

În vederea studierii mișcării organizate a aerului într-un cilindru fără efect de expluzare a aerului în direcția radială în timpul procesului de comprimare, s-a umplut cavitatea pistonului /camera de ardere/ cu o rășină sintetică. Volumul, resp. înălțimea interstițiului dintre chiulasă și piston s-a mărit pînă la o valoare care a permis montarea anemometrului și a lagărelor sale. Această modificare atrage după sine micșorarea raportului de comprimare care, așa cum s-a arătat nu are o influență sensibilă asupra mișcării organizate a aerului la sfîrșitul procesului de admisiune.

În fig. 5.6.1. sînt arătate rezultatele obținute cu varianta de montaj a modelului dinamic descrisă mai sus. Pe lîngă curba de variație a vitezei de rotație a anemometrului s-a trecut în diagramă și curba de variație a cifrei de turbionare Ω_{ad} , a raportului relativ de viteză unghiulară a aerului ω_A/ω și a masei de aer admisă m_{gA} în intervalul $\alpha = 5^\circ$ RAC. Ultimele două curbe s-au determinat cu ajutorul standului cvasistaționar, iar cu aceste curbe s-a calculat variația cifrei de turbionare în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit.

Se constată că la finele procesului de admisiune întreaga încălzătură a cilindrului are o viteză medie de rotație care se păstrează și în procesul de comprimare, avînd o tendință de scădere din cauza fenomenelor de frecare.

La calculul vitezei unghiulare a aerului în cilindru s-a admis că acesta este complet gol și că nu există scăpări și frecări la curgerea aerului. În realitate însă, situația este puțin diferită, așa cum arată de altfel și curba măsurată a vitezei de rotație a anemometrului. În cilindrul modelului dinamic, la începutul unui nou ciclu, există încă o masă remanentă

de aer, de la ciclul precedent, cu un anumit moment cinetic care nu este neglijabil, mai ales la începutul procesului de admisiune. Așa după cum arată măsurătorile efectuate la umplerea cilindrului cu încărcătură proaspătă influența vârtejului remanent asupra intensității mișcării organizate a aerului din cilindru scade, ajungând aproape neglijabil la sfârșitul admisiunii.

5.6.2. Mișcarea organizată a aerului în camera de ardere

Mișcarea organizată a aerului în camera de ardere s-a studiat cu ajutorul chiulasei speciale descrise în capitolul 3.5. /prevăzută cu o cameră de ardere foarte ușor accesibilă și schimbabilă/, precum și cu ajutorul camerei de ardere de formă cilindrică în pistonul original al motorului D-103.

În fig. 5.6.2. sînt arătate rezultatele experimentale obținute la măsurarea vitezei de rotație a aerului din camera de ardere a chiulasei speciale, echipate cu o supapă ecranată. Măsurătorile au fost executate cu anemometre de mărimi diferite. Se poate constata că în timpul procesului de comprimare apare intensificarea așteptată a mișcării organizate a aerului. Această intensificare este accentuată către sfârșitul procesului de comprimare, începînd de la cca. 300° RAC. Comparînd curbele obținute cu cele trei anemometre se observă că structura vârtejului din camera de ardere se modifică. Determinînd viteza periferică în funcție de raza camerei de ardere, pentru cîteva unghiuri de rotație ale arborelui cotit / vezi în partea de sus a fig. 5.6.2. /, se poate determina felul cum se modifică structura vârtejului. Se constată că în jurul punctului mort interior structura vârtejului este apropiată de cea a unui turbion care se rotește în baza legii corpului cvasisolid, fapt constatat și prin vizualizările efectuate în camera de ardere.

Variația vitezei de rotație a anemometrului în funcție de unghiul RAC, pentru un ciclu întreg și pentru două supape ecranate (cu diferite unghiuri ale ecranului) sînt reda-

te în fig. 5.6.3. Alura acestor curbe se explică în felul următor: La începutul procesului de admisiune masa de aer din camera de ardere are o viteză de rotație destul de mare, pe când masa de aer admisă proaspăt are o viteză de rotație mică, iar prin aceasta se reduce intensitatea mișcării organizate a aerului. Odată cu deschiderea supapei de admisiune crește masa de aer admisă și prin aceasta momentul cinetic al încărcăturii. Efectul acestei creșteri este intensificarea mișcării organizate a aerului către sfârșitul procesului de admisiune. În timpul procesului de comprimare, printr-o altă repartizare a maselor și în virtutea legii de conservare a momentului cinetic, mișcarea organizată a aerului este intensificată, ajungându-se la un maxim în jurul p.m.i. Poziția maximumului după p.m.i. este cauzată de inerția masei de aer și a anemometrului. Curgerea aerului din camera de ardere în timpul procesului de destindere produce, conform legii de conservare a momentului cinetic, o nouă mișcare de rotație a aerului în cilindru.

Rezultatul obținut la un exemplu de calcul pentru procesul de comprimare este indicat în fig. 5.6.4. În partea dreaptă sus a figurii este redată curba de variație a cifrei de turbionare din cavitatea pistonului /camera de ardere/, iar în partea dreaptă jos a figurii curba de variație a cifrei de turbionare din volumul inelar al interstițiului dintre chiu-lasă și capul pistonului, pentru diferite raze relative ale acestui volum, în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit. Partea stînga sus a figurii reprezintă structura mișcării organizate a aerului în camera de ardere, iar în partea de jos structura acestei mișcări în volumul inelar, pentru diferite unghiuri de rotație ale arborelui cotit.

Analizînd aceste diagrame se constată că mișcarea organizată a aerului în camera de ardere se intensifică în jurul unghiului $\alpha = 300^\circ \text{RAC}$, fapt constatat și la măsurătorile efectuate pe modelul dinamic. Maximumul acestei curbe se situează în p.m.i., fiind neglijate efectele de inerție.

În fig. 5.6.5 este redată pentru aceeași variantă de montaj ale modelului dinamic o comparație între cifrele turbionare determinate atât pe cale teoretică, cît și prin măsură-

tori experimentale. Se poate constata că curbele de variație ale celor două cifre de turbionare sînt asemănătoare, curba măsurată experimental fiind puțin deplasată față de cea teoretică din cauza inerției aerului și a anemometrului. Valoarea maximă a cifrei de turbionare măsurată experimental este mai redusă decît cea determinată pe cale teoretică, din cauza pierderilor prin frecare și neetanșietăți.

5.6.3. Influența asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere

5.6.3.1. Influența factorului funcțional viteza de rotație a arborelui cotit -----

Influența vitezei de rotație a arborelui cotit asupra mișcării organizate a aerului s-a studiat în capitolul 5.5.15. În diagramele din fig. 5.6.6. și 5.6.7. sînt prezentate rezultatele obținute la măsurarea vitezei de rotație a aerului în camera de ardere. Pentru fiecare variantă de montaj s-a reprezentat viteza de rotație a anemometrului funcție de viteza de rotație a arborelui cotit și structura mișcării organizate a aerului din camera de ardere. Se constată și pe cale experimentală că în cazul normal, cînd nu apare viteza critică în secțiunea de trecere controlată de supapă de admisiune, vârtejul de aer din camera de ardere se comportă parcă ar fi cuplat de arborele cotit printr-un anumit raport de transmisie. În fig. 5.6.6. a resp. 5.6.7.b se arată și o comparație între vitezele de rotație ale aerului la sfîrșitul procesului de admisiune resp. de comprimare, calculate teoretic și măsurate experimental. Se observă că valorile vitezelor măsurate sînt inferioare celor calculate, așa după cum s-a și așteptat.

În cazul măsurărilor efectuate cu chiulasa specială, cu diferite forme de camere de ardere /vezi fig. 5.6.17./, se constată că dependența proporțională între viteza de rotație a anemometrului și cea a arborelui cotit este satisfăcută pînă la o viteză de rotație a arborelui cotit de aproximativ 950 rot/min. Acest fapt corespunde cu rezultatele

obținute pe cale analitică în baza curbelor caracteristice ale canalelor de admisiune, unde s-a constatat apariția vitezei critice la o viteză de rotație a arborelui cotit de cca. 900 rot/min. După atingerea vitezei critice în secțiunea de trecere controlată de supapa de admisiune, mărirea în continuare a vitezei de rotație a arborelui cotit are ca efect o creștere din ce în ce mai mică a vitezei de rotație a aerului. De la o viteză a arborelui cotit de cca. 1450 rot/min., viteza aerului rămâne constantă, deși viteza arborelui cotit crește remarcabil, chiar la stingerea valorii de 1750 rot/min. o tendință de scădere a vitezei de rotație a aerului, fapt ce se explică prin scăderea momentului cinetic al masei de aer admisă, din cauza creșterii pierderilor gazodinamice.

5.6.3.2. Influența factorilor constructivi

Volumul relativ al interstițiului ε_0

Din măsurătorile efectuate pentru diferite volume relative ale interstițiului $\varepsilon_0 = 0,0096$ și $0,0560$, fig. 5.6.6.a și fig. 5.6.7.b se constată o influență însemnată a acestui volum asupra mișcării organizate a aerului. Astfel la o majorare a acestui volum de la $0,0096$ la $0,0560$ se micșorează viteza de rotație a aerului din camera de ardere la sfârșitul procesului de comprimare de aprox. 1,55 ori.

Influența volumului interstițiului se poate studia fie prin varierea raportului de comprimare, fie prin menținerea constantă a acestui raport. Întrucât modificările necesare la modelul dinamic pentru acest studiu sînt complicate, s-a continuat cercetarea pe cale analitică.

În fig. 5.6.8.A și fig. 5.6.8.B se pune în evidență faptul că creșterea volumului interstițiului influențează mult mișcarea organizată a aerului în ambele cazuri ale raportului de comprimare /considerat variabil, resp. constant/. Această comportare este o consecință a reîncălzirii masei de aer care refluxează din volumul inelar al interstițiului în camera de ardere.

Volulul deosebit de dezavantajos al sporirii volumului interstițiului asupra puterii motorului se manifestă pe două căi. Pe de o parte aerul rămas în volumul inelar al interstițiu-

lui nu este direct disponibil pentru formarea amestecului și pentru ardere, iar pe de altă parte el reduce intensitatea mișcării organizate din camera de ardere, mișcare extrem de importantă pentru procesul de formare a amestecului.

Dependențele cifrei de turbionare de volumul relativ al interstițiului și de raportul de comprimare pentru diferite valori ale diametrului relativ al camerei de ardere sînt arătate în fig. 5.6.8.D.

Raportul de comprimare

Modificînd la modelul dinamic raportul de comprimare prin intermediul înălțimii camerei de ardere amplasată în chiulasă specială și măsurînd viteza de rotație a aerului în camera de ardere, se constată că această modificare nu are o influență sensibilă asupra mișcării organizate a aerului în această cameră. Rezultatele măsurătorilor obținute pentru rapoarte de comprimare de 8,15 ; 10,8 ; 11,3 și 15 sînt redată în oscilogramele nr. 225 / fig. 5.6.10. /, 54 / fig. 5.6.12. /, 74 / fig. 5.6.11. / și 76 / fig. 5.6.9. /.

Influența raportului de comprimare asupra mișcării organizate a aerului depinde și de modul în care se modifică acest raport. Valoarea raportului de comprimare poate fi modificată fie prin varierea volumului relativ al camerei de ardere / ε_M /, fie prin modificarea volumului relativ al interstițiului / ε_0 /, fie pe ambele căi. Acest studiu fiind complicat în cazul modelului dinamic, s-a continuat cercetarea numai pe cale analitică.

Dependența dintre cifra de turbionare și raportul de comprimare pentru diferite volume și diametre relative ale camerei de ardere, precum și pentru o valoare constantă a volumului relativ al interstițiului, se prezintă în fig. 5.6.8.C. Din aceste diagrame se observă acelaș lucru ca și în măsurătorile efectuate pe modelul dinamic, anume că raportul de comprimare influențează într-un mod neînsemnat mișcarea organizată a aerului în camera de ardere. Domeniul de variație al cifrei de turbionare pentru diferite valori ale diametrului relativ al camerei de ardere și pentru limitele raportului

de comprimare $\varepsilon = 10 - 19$ se arată în fig. 5.6.8. D.

În cazul menținerii constante a volumului relativ al camerei de ardere /fig. 5.6.13./ se constată o dependență însernată a cifrei de turbionare de raportul de comprimare. Această dependență se explică prin faptul că menținând constant volumul relativ al camerei de ardere, trebuie să se varieze volumul relativ al interstițiului. Astfel, o scădere a raportului de comprimare este însoțită de o creștere rapidă a volumului relativ al interstițiului. Această creștere are ca efect o reducere a intensității mișcării organizate a aerului.

Diametrul relativ al camerei de ardere

În fig. 5.6.14. se arată oscilogramele obținute la măsurătorile efectuate cu diferite camere de ardere pe modelul dinamic. Primele două camere de ardere fiind cilindrice se deosebesc numai prin diametrele lor relative. Comparând curba vitezei de rotație a anemometrului pentru prima cameră de ardere / $\beta = 0,48$ / cu cea obținută pentru a doua / $\beta = 0,45$ /, se observă o creștere a intensității mișcării organizate a aerului de 1,135 ori.

În toate diagramele determinate pe cale experimentală și prezentate mai sus se remarcă o influență mare a parametrului "diametrul relativ al camerei de ardere" asupra intensității mișcării organizate a aerului în camera de ardere.

O creștere a diametrului relativ al camerei de ardere /fig. 5.6.15./ micșorează evident cifra de turbionare prin mărirea momentului de inerție al masei de aer din camera de ardere.

O comparație între valorile calculate și cele măsurate obținute cu cele două camere de ardere cilindrice cu $\beta = 0,48$, resp. $0,45$, se arată în tabelul din fig. 5.6.14. Se constată o concordanță bună între valorile obținute pe cale experimentală și prin calcul.

Cursa relativă a pistonului S/D

Influența raportului S/D asupra mișcării organizate

a aerului s-a studiat pe cale teoretică, deoarece ar fi fost greu de realizat pe modelul dinamic.

În cazul în care se menține diametrul cilindrului constant, se obține cursa relativă a pistonului. Considerând la calculele efectuate raportul de comprimare, volumul relativ al camerei de ardere, înălțimea volumului interstițiului și diametrul relativ al camerei de ardere constante, se obțin curbele din fig. 5.6.16.a. Aceste curbe pun în evidență caracterul variabil al cifrei de turbionare în funcție de cursa relativă a pistonului. Se observă o creștere a cifrei de turbionare odată cu creșterea cursei relative a pistonului, creștere care este mai pronunțată la valorile mici ale diametrului relativ al camerei de ardere și la valori mai mari ale înălțimii volumului interstițiului $/H_0/$. Pentru cazul când se menține constant raportul de comprimare, volumul camerei de ardere și volumul relativ al interstițiului, se obține dependența între cursa relativă a pistonului și cifra de turbionare pentru diferite înălțimi $/h/$ ale camerei de ardere. Se constată o scădere a cifrei de turbionare la creșterea cursei relative a pistonului, cauzată de creșterea concomitentă a diametrului relativ al camerei de ardere $/\beta /$ și a înălțimii volumului interstițiului $/H_0/$. Considerând cursa constantă ($S=130$ mm) și modificând diametrul cilindrului se obțin curbele din fig. 5.6.16.b.

Arhitectura camerei de ardere

Din încercările efectuate cu ajutorul modelului dinamic s-a constatat o dependență însemnată între arhitectura camerei de ardere și intensitatea mișcării organizate a aerului. Astfel, în fig. 5.6.17. sînt redată comparativ curbele de variație ale vitezei de rotație a anemometrului în funcție de viteza de rotație a arborelui cotit pentru camerele de ardere cilindrice și pentru o cameră sferică, toate camerele de ardere avînd același volum al cavității. În fig. 5.6.14. și fig. 5.6.18. se arată oscilogrammele obținute pentru cele trei camere de ardere. În tabelul din figura 5.6.14. se observă o creștere de cca. 1,28 ori a intensității mișcării organizate a aerului în cazul înlocuirii camerei de ardere cilindrice $/\beta = 0,48/$ cu o ca-

neră de ardere sferică. Calculând analitic cifrele de turbionare pentru cele două camere de ardere și comparându-le cu valorile măsurate se constată și în acest caz o bună concordanță.

Examinarea în continuare a influenței arhitecturii camerei de ardere asupra mișcării organizate a aerului s-a efectuat, din motive de simplificare, pe cale analitică. Expresiile pentru calculul cifrei de turbionare pentru diferite forme de camere de ardere, au fost deduse în cap.2.3.3.

Rezultatele obținute pentru diferite tipuri de camere de ardere sînt arătate în fig. 5.6.18. În fig. 5.6.19 se mai arată variația raportului viteselor periferice (W_c/W_{ad}).

Tabela 5.6.1.

Forma camerei de ardere	Cifra de turbionare Ω_c	Raportul $\frac{\Omega_c}{\Omega_{c-cilind.}}$	Raportul $\frac{\Omega_c}{\Omega_{c-tor.p.d.}}$
tronconică	4,75	1,300	1,58
tronconică + cilindrică + conică	4,35	1,190	1,45
sferică	4,25	1,160	1,41
cilindrică	3,66	1,000	1,22
toroidală cu pereți înclinați în exterior	2,78	0,760	0,93
toroidală cu pereți drepecți	3,00	0,820	1,00
toroidală	3,32	0,905	1,11
toroidală cu prag marit	3,35	0,915	1,12
toroidală cu pereți înclinați interior	3,68	1,020	1,23

În tabela de mai sus (tabela 5.6.1.) se face o comparație între cifrele de turbionare obținute la diferite forme de camere de ardere.

Canale de admisiune cu supape ecranate

Influența cabalelor de admisiune echipate cu supape ecranate asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere

s-a cercetat cu ajutorul măsurătorilor efectuate pe modelul dinamic. In acest scop s-a prevăzut o chiulasă specială cu supape ecranate de admisiune, cu unghiul ecranului de $e=120^\circ$, resp. $e=180^\circ$. Supapa ecranată a fost fixată într-un dispozitiv care a permis rotirea ei în jurul axei sale cu 360° .

Fig. 5.6.20 și fig. 5.6.21. arată influența unghiului de rotire a supapei ecranate / $e=120^\circ$ / asupra vitezei de rotație a aerului în cilindru și asupra vitezei periferice a aerului w_p , calculate la diametrul d_w al camerei de ardere. Valorile pozitive ale vitezei de rotație a aerului indică o rotire în sensul acelor de ceasornic / văzut de deasupra cilindrului/, iar valorile negative o rotire în sens contrar. Se observă că la o rotație completă a supapei ecranate, viteza de rotație a aerului prezintă un maxim pentru ambele sensuri de rotație a vârtejului de aer. Curba vitezei de rotație a aerului are o alură sinusoidală, iar vitezele de rotație maxime sînt aprox. egale. Viteza de rotație a aerului este nulă pentru $\gamma=90^\circ$ și 270° și prezintă valori maxime pentru $\gamma=180^\circ$ și 360° .

In fig. 5.6.22. și 5.6.23. se arată influența unghiului de rotire a supapei ecranate / $e=180^\circ$ / asupra vitezei de rotație a aerului în cilindru și asupra vitezei periferice a aerului, pentru diferite camere de ardere. Comparînd curbele obținute cu supapa ecranată (cu un unghi al ecranului de $e=180^\circ$) cu cele obținute cu o supapă ecranată (cu un unghi al ecranului de $e=120^\circ$), se constată o mărire a intensității mișcării organizate a aerului o dată cu majorarea unghiului ecranului supapei. După cum rezultă din fig. 5.6.14., alurele de variație ale vitezei de rotație a aerului pentru diferite camere de ardere sînt asemănătoare. La cele trei camere de ardere cercetate s-a obținut viteza de rotație maximă cu camera de ardere de tip Meurer. Viteza de rotație maximă la camera de ardere sferică este de 1,35 ori mai mare decît cea obținută la camera cilindrică cu un diametru relativ al camerei de ardere de $\beta = 0,48$.

Influența canalelor de admisiune nesimetrice, echipate cu supape ecranate / $e=120^\circ$ și $e=180^\circ$ / asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere s-a cercetat cu ajutorul modelului dinamic prevăzut cu chiulasa originală a motorului

D-103. Din examinarea curbelor de variație ale vitezei de rotație a aerului în funcție de unghiul de rotație al ecranului, pentru cele două variante de montaj /fig. 5.6.24, fig. 5.6.25/, rezultă că maximul vitezei de rotație în cazul rotirii aerului în sensul mișcării acelor de ceasornic este mai mare decât maximum observat la rotirea în sens opus. Aceasta^{se} explică prin faptul că canalul de admisiune cu supapa de admisiune fără paravan generează o mișcare de rotație a aerului destul de mare în sensul mișcării acelor de ceasornic. De aceea și pozițiile de zero ale vitezei de rotație sînt deplasate față de valorile teoretice de 90° și 270° . La fel sînt deplasate și vitezele de rotație maxime pentru valorile teoretice de 180° și 360° . Acest fenomen s-a constatat și la încercările staționare efectuate și prezentate în cap.5.5.1.6.

Din studiul influenței canalului de admisiune echipat cu o supapă ecranată asupra intensității mișcării organizate a aerului în camera de ardere se conchide că prin intermediul supapei ecranate se poate regla ușor această mișcare de la o valoare maximă pînă la valoarea zero.

5.6.4. Soluții constructive îmbunătățite din punct de vedere al mișcării organizate a aerului pentru motorul D-103

Studiul mișcării organizate a aerului în timpul procesului de comprimare, efectuat cu ajutorul măsurătorilor pe modelul dinamic și cu ajutorul modelului de calcul, au arătat că intensificarea mișcării de rotație a aerului se poate realiza nu numai prin organele de admisiune în timpul procesului de admisiune, ci și în timpul procesului de comprimare. Marele avantaj al intensificării mișcării organizate a aerului în timpul procesului de comprimare constă în faptul că acesta nu este însoțită de pierderi gazodinamice așa de mari ca și în cazul procesului de admisiune. Astfel, prin transformarea formei camerei de ardere de tipul D-103/toroidală cu pereți drepecți/ într-o cameră de ardere toroidală, se obține o mărire a cifrei de turbionare cu cca 11%, fără a se influența coeficientul de umplere. De asemenea, prin reducerea

diametrului camerei de ardere toroidale de la \varnothing 61,8 mm la \varnothing 59,8 mm se obține o mărire a cifrei de turbionare cu 9 %, resp. 20 %, față de actuala cameră de ardere a motorului D-103. Prin reducerea înălțimii interstițiului dintre chiulasă și capul pistonului, de la $H_0 = 1,25$ mm la 0,75 mm, se obține o mărire a cifrei de turbionare cu 5 %. Aplicând toate aceste modificări constructive la motorul D-103 se poate obține o mărire a intensității mișcării organizate a aerului cu aprox. 25 % față de intensitatea actuală și fără a se modifica coeficientul de umplere. Se precizează că o asemenea îmbunătățire este foarte greu de realizat numai cu organele de admisiune, la un coeficient de umplere neschimbat, așa cum am arătat cercetările efectuate pe standul staționar și cvasistaționar.

5.6.5. Camera de ardere pentru aplicarea procedurii M la motorul D-103.

În vederea aplicării procedurii M la motorul D-103 s-au calculat cu ajutorul metodei indicate de Urlaub/54/ cifrele de turbionare optime pentru cazul clasic de formare a amestecului și pentru cazul procedurii M. Din calculele efectuate pentru diferite viteze de rotație ale arborelui cotit rezultă că în cazul formării termice a amestecului/procedu Meurer/este necesară o cifră de turbionare a aerului în camera de ardere de 1,33 - 1,45 ori mai mare decât cea obținută în cazul amestecării optime clasice.

Utilizând la motorul D-103 o cameră de ardere sferică cu dimensiunile indicate în fig. 5.6.26, se obține o cifră de turbionare de 1,4 ori mai mare decât cea obținută în camera de ardere actuală a motorului D-103.

Prin urmare, cu actuala chiulasă a motorului D-103 se poate trece la experimentarea procedurii M, prin modificarea camerei de ardere după cum s-a arătat mai sus.

Cap.6. C O N C L U Z I I

1. La motoarele cu aprindere prin comprimare cu cameră de ardere unitară, consumul specific de combustibil depinde într-o măsură mare de mișcarea organizată a aerului în camera de ardere. Cunoașterea legilor care guvernează această mișcare este una din premisele necesare pentru a se putea influența favorabil procesul de formare al amestecului și procesul de ardere.

2. La începutul elaborării prezentei teze s-a constatat că materialul documentar asupra mișcării organizate a aerului în camera de ardere este relativ sărac. În timpul elaborării tezei au apărut o serie de lucrări noi /51,54,58,60/, care însă se limitează în special la măsurarea parametrilor mișcării organizate a aerului într-o cameră de ardere, fără a se efectua un studiu sistematic asupra factorilor de influență ale acestei mișcări.

3. De asemenea s-a constatat lipsa unei metode de calcul a elementelor acestei mișcări în timpul procesului de admisiune și comprimare, precum și existența unor păreri contradictorii asupra structurii mișcării organizate a aerului în camera de ardere și în camera inelară a interstițiului dintre chiulasă și piston.

4. Avantajul pe care-l aduce mișcarea organizată a aerului este parțial anulat de procesul de generare al acestei mișcări de către organele de admisiune, care introduc rezistențe de curgere suplimentare. În consecință, apare și problema generării mișcării aerului cu pierderi de curgere gazo-dinamice minime.

5. În lucrarea de față s-a căutat să se rezolve sistematic aceste probleme, pornindu-se de la cazul idealizat și ajungându-se la cel real s-au parcurs următoarele faze de cercetare:

- studiul teoretic al organizării mișcării aerului, în timpul procesului de admisiune și comprimare, cu ajutorul unui model de calcul ;

- cercetarea experimentală prin următoarele metode:
- a. modelare electrică cu hîrtie electro-conductoare;
 - b. vizualizarea mișcării aerului în canale de admisiune, cilindri și camere de ardere;
 - c. vizualizare cu descărcări electrice de tensiune și frecvență foarte înaltă;
 - d. încercări de curgere staționară;
 - e. încercări de curgere cvasistaționară;
 - f. încercări dinamice /pe un stand experimental cu un monocilindru cu antrenare din exterior/.

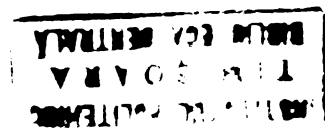
6. În cadrul fiecărei metode de cercetare experimentală utilizată în lucrare s-au efectuat după cercetările fundamentale și cercetări aplicative, prezentînd soluții constructive perfecționate din punct de vedere al mișcării organizate a aerului și al pierderilor gazodinamice, în comparație cu cele actuale ale motorului D-103 de tractor.

7. Examinînd un canal de admisiune idealizat se constată că atunci cînd momentul cinetic al masei de aer este diferit de zero, aerul admis în cilindru va primi totdeauna o mișcare de rotație în jurul axului cilindrului.

La un canal de admisiune real momentul cinetic al masei de aer admisă în cilindru se compune din momentul cinetic generat de forma cabalului de admisiune și momentul cinetic al impulsului de ieșire din scaunul supapei. Utilizînd un model al mișcării organizate a aerului în cilindru și în camera de ardere și aplicînd legea conservării momentului cinetic, se obțin expresii pentru intensitatea mișcării organizate a aerului din timpul procesului de admisiune și comprimare. Aceste ecuații permit evidențierea factorilor de influență. De asemenea se remarcă utilitatea lor practică prin coincidența care există între datele experimentale obținute la studiul factorilor de influență și cele determinate pe baza modelului de calcul.

8. Curgerea ideală în canalul de admisiune s-a cercetat prin metoda de modelare electrică cu hîrtie electroconductoare, iar cea reală în canalul de admisiune, cilindru și camera de ardere prin diferite metode de vizualizare.

În cadrul acestor metode de cercetare s-a putut conchide că în vederea construirii unor canale de admisiune cu



pierderi gasecinanice reduse trebuie respectate următoarele criterii:

8.1. In secțiunea controlată de supapă energia cinetică a aerului să fie cât mai mică.

8.2. La intrarea în cilindru energia cinetică a aerului să fie recuperată cât mai mult, utilizându-se în acest scop un scaun de supapă cu difuzor.

8.3. Canalul de admisiune să fie construit cu o secțiune transversală continuu descrescătoare și cu rotunjiri corespunzătoare la schimbările de direcție.

8.4. In scopul obținerii unei mișcări organizate intense a aerului în cilindru este necesar ca :

8.4.1.-Curgerea aerului din secțiunea controlată de supapă să fie asimetrică, iar în domeniile în care aerul curge din secțiunea controlată de supapă în sensul opus mișcării principale, vitezele să fie cât mai mici posibile.

8.4.2.-Axa vârtejului să coincidă cu axa cilindrului, pentru a se evita pierderile inutile de energie cinetică prin fenomene de curgere secundară și frecare interioară.

8.5. Aerul din volumul inelar al interstițiului dintre piston și chiulasă se rotește (cu excepția stratului limită) ca un vârtej ovasipotențial.

8.6. Aerul din camera de ardere se rotește (cu excepția stratului limită) ca un vârtej ovasisolid.

8.7. Mișcarea secundară a aerului din camera de ardere este sesizabilă numai în cazul mișcării organizate reduse, iar în cazul unei mișcări intense, mișcarea secundară are loc numai în cadrul stratului limită.

9. Cu ajutorul încercărilor de curgere staționare s-a studiat influența asupra mișcării organizate a aerului a unor factori constructivi ai canalelor de admisiune, ca: razele de racordare, unghiurile de înclinare, unghiul și poziția cotelui, pozițiile de așezare ale canalului și diferite tipuri de scaune. De asemenea s-a studiat influența unor organe utilizate pentru a genera mișcarea organizată a aerului și anume supape ecranate și scaune de supapă prevăzute cu un ecran sau o lamă directoare.

S-au determinat valori optime pentru acești factori

constructivi, executînd și încercînd în acest scop peste 70 de variante de modele de canale de admisiune.

Perfecționarea cabalelor de admisiune din punct de vedere al tehnicii de curgere poate fi realizată în special prin:

9.1. Mărirea secțiunii reale de curgere a supapei.

9.2. Adoptarea unei construcții adecvate pentru a dirija curentul de aer în jurul tijei și ghidajului supapei, astfel încît în aval să nu se producă vârtejuri.

9.3. Amplasarea strangulării maxime a canalului imediat deasupra scaunului supapei și alegerea unui diametru mai mic decît marginea interioară a scaunului supapei. În acest caz curgerea este alineată înaintea scaunului supapei, împiedicîndu-se desprinderea curentului la muchia interioară a scaunului, precum și o curgere oblică, resp. neuniformă, prin secțiunea supapei.

9.4. Rotunjirea muchiei interioare a scaunului supapei.

9.5. Lărgirea secțiunii de curgere a supapei de admisiune pînă la muchia ei exterioară prin mărirea diametrului.

Această lărgire se poate realiza ca un difuzor.

10. La canalul de admisiune curbat de tipul celui folosit la motorul D-103 s-a constatat că atît forma curbată a canalului, cît și impulsul de ieșire din secțiunea controlată de supapă, generează mișcarea organizată a aerului în cilindru. De aceea, la acest canal mișcarea organizată a aerului este influențată în special de :

10.1. Poziția colțului canalului, definită prin distanța " a " (fig.5.4.7.).

10.2. Unghiul de rotație a canalului " δ " (fig.5.4.8.)

10.3. Excentricitatea canalului față de axele cilindrului " e_1 " și " e_2 " (fig.5.4.9.).

11. Utilizînd o supapă ecranată sau un scaun de supapă prevăzut cu un ecran se constată aproximativ aceleași efecte asupra mișcării organizate a aerului pentru diferitele unghiuri de rotație ale ecranului. Viteza de rotație maximă a aerului se obține în pozițiile în care curentul este dirijat aproximativ tangențial la peretele cilindrului.

12. Toate căile de organizare ale mișcării aerului de

admișiune sînt legate de apariția unor pierderi, astfel încît o majorare a vitezei de rotație a aerului are ca efect micșorarea cifrei caracteristice $\bar{\mu}$, într-o măsură mai mare sau mai mică.

13. Executînd pe ștandul de experimentare staționar, cercetări aplicative asupra canalului actual al motorului D-103 se constată că :

13.1. Imprăștierea cifrei de turbionare pentru $S/D = 1$ este de 30%, adică relativ mare. Ea este cauzată de toleranțele mari de execuție din cadrul procesului tehnologic de turnare al canalului și în special al colțului curbării canalului.

13.2. Partea inferioară a canalului și în special scaunul supapei de admișiune nu au forma cea mai adecvată pentru curgere.

14. Confectionînd și încercînd 4 modele de canale perfecționate, s-au obținut, mai ales pentru două modele de canale cifre caracteristice avantajoase. Astfel, cifrele caracteristice $1/\bar{\mu}$ sînt cu 19,68 % , resp. 29,4% mai mari, vitezele medii convenționale \bar{w}_m cu 16,6%, resp. 23% mai mici și cifrele de turbionare $(n_M/n)_m$ pentru $S/D = 1$ cu 5,17 %, resp. 8,58 % mai mari decît cele determinate la canalele originale.

15. Utilizînd un model de canal de admișiune îmbunătățit pentru motorul D-103, echipat cu o supapă ecranată/ $\epsilon = 120^\circ$, se obțin , în poziția optimă a ecranului, cifrele caracteristice $1/\bar{\mu}$ și \bar{w}_m aproximativ egale cu cele ale canalului original, iar cifra de turbionare $(n_M/n)_m$ se mărește cu 41,4%.

16. În cazul aplicării procedurii M la motorul D-103, mărirea necesară a intensității mișcării organizate a aerului de cca 1,33 - 1,45 ori față de cea actuală este realizabilă cu modelul de canal de admișiune îmbunătățit și echipat cu o supapă ecranată.

17. Cu ajutorul curbelor caracteristice ale canalelor de admișiune determinate pe ștandul de încercare cvasistaționar, s-a studiat influența unor factori asupra mișcării organizate a aerului din cilindru în cadrul procesului de admișiune și s-au constatat următoarele:

17.1. Intensitatea mișcării organizate a aerului crește cu mărirea coeficientului de umplere, iar această creștere este limitată de momentul în care, în secțiunea controlată de supapă de admișiune, apare viteza sunetului.

17.2. La un canal de admisiune nu este obligatoriu să se obțină, la același coeficient de umplere, același intensitate a mișcării organizate a aerului.

17.3. Canalele de admisiune la care alura curbelor caracteristice /debitul masic în funcție de deschiderea supapei de admisiune, ρ fiind ca parametru viteza unghiulară a aerului/are o pantă accentuată, forma camii de admisiune are o influență sensibilă asupra mișcării organizate a aerului.

17.4. În cazul supraalimentării motorului rezultă o intensificare, iar în cazul subalimentării o reducere a mișcării organizate a aerului. Astfel, de exemplu: la o altitudine de cca. 2000 m cifra de turbionare se reduce cu cca. 13% față de cea obținută la nivelul mării.

17.5. Cu creșterea temperaturii inițiale a aerului de admisiune scade intensitatea mișcării organizate a acestuia.

17.6. Între viteza unghiulară a aerului la sfârșitul admisiunii și viteza de rotație a arborelui cotit există o dependență proporțională. Acest fapt este valabil până în momentul în care apare viteza sunetului în secțiunea controlată de supapa de admisiune.

17.7. Intensitatea mișcării organizate a aerului este dependentă de sarcină.

17.8. O creștere a coeficientului de încălzire τ_c se manifestă ca și o scădere proporțională a vitezei de rotație a motorului și prin acesta se reduce proporțional și cifra de turbionare.

17.9. Legea de deschidere a supapei de admisiune nu influențează sensibil mișcarea organizată a aerului, în cazul motorului D-1c3.

17.10. Modificarea raportului de comprimare prin varierea înălțimii camerei de ardere are o influență neglijabilă asupra intensității mișcării organizate a aerului la sfârșitul admisiunii.

18. Un studiu aplicativ a arătat că îmbunătățirea canalului original al motorului D-1c3 este posibilă. Astfel, cu modelul de canal nr.6 (fig 5.5.38.) s-a obținut o creștere a coeficientului de umplere cu 6,5%, concomitent cu o creștere a cifrei de turbionare cu 10%.

19. S-a elaborat un procedeu pentru măsurarea mișcării organizate a aerului în regim nestaționar la un model dinamic /motor antrenat/ cu ajutorul unor anemometre cu momente de inerție reduse și al unei instalații electronice complet automatizate de măsură și înregistrare, cu care s-a obținut un mare număr de date experimentale.

20. Măsurătorile executate după acest procedeu într-un cilindru cu un piston fără cavitate au arătat că la finele procesului de admisiune, întreaga încărcătură a cilindrului are o viteză medie de rotație, care se păstrează și în procesul de comprimare, având o ușoară tendință de scădere din cauza fenomenelor de frecare.

21. Măsurând mișcarea organizată a aerului în diferite camere de ardere amplasate în chiulasă sau piston, s-a determinat mărirea mișcării de rotație a aerului în timpul procesului de comprimare.

22. S-a constatat că în jurul p.m.i. structura vârtejului de aer din camera de ardere este apropiată de cea a unui turbion care se rotește pe baza legii corpului cvasisolid, fapt constatat și prin vizualizările efectuate în camera de ardere, iar în timpul procesului de comprimare, structura vârtejului se modifică permanent.

23. Influența factorilor funcționali ai motorului se manifestă în special prin viteza de rotație a arborelui cotit. Cu mărirea vitezei de rotație a arborelui cotit crește proporțional și viteza de rotație a aerului din camera de ardere, fapt constatat la studiul influențelor în timpul procesului de admisiune. În cazul când viteza aerului din secțiunea controlată de supapă atinge viteza critică, curba liniară a dependenței se transformă treptat și devine orizontală, adică la o creștere a vitezei de rotație a arborelui cotit, mișcarea organizată a aerului nu se mai intensifică.

24. Determinând influențele unor factori constructivi asupra mișcării organizate a aerului în timpul procesului de comprimare s-au constatat următoarele:

24.1. Creșterea volumului interstițiului micșorează intensitatea mișcării organizate a aerului din camera de ardere.

24.2. Raportul de comprimare, modificat prin interne-

diul înălțimii camerei de ardere, influențează neesențial mișcarea organizată a aerului.

24.3. Diametrul relativ al camerei de ardere influențează sensibil mișcarea organizată a aerului .

24.4. Creșterea cursei relative a pistonului are ca efect creșterea intensității mișcării organizate a aerului.

24.5. Intre arhitectura camerei de ardere și mișcarea organizată a aerului există o dependență însemnată. La camera de ardere sferică se mărește cifra de turbionare cu 16% față de cea cilindrică.

Influența acestor factori s-a studiat și pe cale teoretică, constatându-se o coincidență bună cu rezultatele experimentale.

25. Executând cercetări aplicative asupra motorului D-103 s-au constatat următoarele:

25.1. Prin transformarea camerei de ardere a motorului D-103 /toroidală cu pereți drepti/ într-o cameră de ardere toroidală cu un diametru $d = 59,8$ mm, se obține o mărire a cifrei de turbionare cu cca. 20%, fără a se influența coeficientul de umplere.

25.2. Printr-o reducere cu 0,5 mm a înălțimii interstițiului dintre piston și chiulasă și cu o cameră de ardere toroidală se obține o intensificare a mișcării organizate a aerului cu 25% față de cea actuală de la motorul D-103.

25.3. Utilizând o cameră de ardere sferică se obține o creștere a cifrei de turbionare cu 40% față de cea actuală.

25.4. Motorul D-103 înzestrat cu o cameră de ardere sferică de dimensiunile indicate în lucrare poate servi pentru experimentarea procedurii M, fără a fi necesară modificarea canalului de admisiune actual /în sensul de a genera o mișcare organizată mai intensă a aerului/, întrucât mărirea necesară de 1,33 - 1,45 ori a intensității mișcării organizate a aerului față de cea actuală este realizată în cadrul procesului de comprimare numai de forma sferică nouă a camerei de ardere.

26. În încheiere ,se poate rezuma că rezultatele obținute în prezenta lucrare permit următoarele:

26.1. Explicarea mai exactă a fenomenelor legate de organizarea mișcării aerului în timpul admisiunii și comprimării.

26.2. Utilizarea formulelor deduse pentru calculul mișcării organizate a aerului la concepția și proiectarea unor motoare diesel noi, cu procedee moderne de ardere și la perfecționarea celor existente.

26.3. Optimizarea mișcării organizate a aerului de admisiune și reducerea pierderilor de curgere gazodinamice la motorul D-103 de tractor.

26.4. Introducerea procedurii M la acest motor, cu modificări constructive minime.

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

1. Zinner, K.: Über die attraktiven Forschungsprobleme des Verbrennungsmotors. MTZ, 31 /1972/ Heft 3.
2. Franke, G.: Entwicklung der Verbrennungsverfahren am schnelllaufenden Dieselmotor. technica 15 /1967/ Seite 1399-1404.
3. Sess, F.: Bau und Betrieb von Dieselmotoren. 1948 Band I Berlin.
4. Hesselmann, K., J., E.: Hochdruckkolmotoren mit Einspritzung des Brennstoffes ohne Druckluft. Z.V.D.I. 1923 Seite 658-662.
5. Hintz, H.: Dieselmotoren mit Strahlzerstäubung, Mittel und Weg zur Beeinflussung der Verbrennung beim Strahlzerstäubungsverfahren. Z.V.D.I. Band 69 /1925/ Seite 673.
6. Ricardo, H.R.: Discuția la: Meurer, J.S.: Evolution of Reaction Kinetics Eliminates Diesel Knock-The M-Combustion of MAN. SAE-Transaction 1956 p.250-272.
7. Eisfeld, F.: Der Einfluss der Luftbewegung auf die Kraftstoffverteilung im Brennraum eines Dieselmotors mit Luftdrehung. DFL-Bericht nr. 136 /1961/.
8. Geiger, J.: Messung der Luftbewegung im Zylinderinneren von Dieselmotoren. Mitt.Forsch.Anst.GHH-Konzern Band 4 u. 9 1936 Seite 214.
9. Geiger, J.: Die Ermittlung des Brennstoffstossdruckes bei Dieselmotoren und seine Verteilung. Mitt.Forsch.Anst. GHH-Konzern, 1936 Seite 239-246.
10. Zinner, K.: Gemischbildung im Saurer-Dieselmotor. Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 24, 1939.
11. Schwars, K.: Untersuchung der Luftbewegung im Zylinder eines Motors. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 1940 Seite 43-46.
12. Ulssner, J.: Die Messung der Strömungsgeschwindigkeiten im Zylinder eines Luftkompressors. Dissertation München 1932.
13. Wenger, N.: Messung der Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder eines fremdgetriebenen BMW-VI-Flugmotors. Dissertation München 1938.
14. Meurer, J.S.: Das MAN-Verfahren. MAN-Forschungsheft 1954 Seite 50-73.
15. Meurer, J.S.: Entwicklungstendenzen im Bau schnelllaufender

- Dieselmotoren. ATZ 1968 Seite 265-273.
16. Mixmann, W.: Der MAN-FM-Motor. ATZ 1965 Seite 359-360.
 17. Weidenmüller, M.: Geschwindigkeiten im Brennraum eines fremd-angetriebenen Dieselmotors. MTZ 1970 Seite 137-143.
 18. Böttger, J.: Neue Gesichtspunkte über Gemischbildung in Kolbenverbrennungsmotoren, insbesondere Dieselmotoren. Kraftfahrzeugtechnik 1957 Seite 1-36.
 19. Böttger, J.: Neue Untersuchung zur Frage gersusscharmer Dieselverbrennung. MTZ 1956 Seite 182.
 20. Böttger, J.: Ursache der klopfreien Dieselverbrennung. Maschinentechnik 1958 Seite 482.
 21. Kfres, V.V. Influența vitezei încărcăturii de aer din camera de ardere asupra parametrilor motorului Diesel D-37-M. Tractori i sechosmașină 1963.
 22. Pischinger, A.u.s.: Der Einfluss der Wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in einem Luftwirbel. MTZ 1959 Nr.1.
 23. Pischinger A.u.s.: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Die Verbrennungskraftmaschine. Bd.7 Springer 1957.
 24. Pischinger, A.u.s.: Neue Untersuchungsergebnisse an Brennstoffstrahlen. Osterr. Ing. Zeitschrift. 1955 Heft 2 u. 3.
 25. Pischinger, A.: Probleme der Verbrennung im Dieselmotor. Osterr Ing. Zeitschrift. 1960 Heft 1.
 26. Pischinger, A.: Gemischbildung in Dieselmotoren. Kraftfahrzeugtechnik, 1961 Heft 2 Seite 52-55.
 27. Pischinger, A.u.s.: Zur Frage der Gemischbildung im Dieselmotor. MTZ 1965 Nr.8 Seite 323.
 28. Pischinger, F.: Das neue Brennverfahren des Deutzer Fahrzeug-Dieselmotoren. ATZ 1967 Nr.6 Seite 198.
 29. Pischinger, A.: Alte und neue Vorstellungen über die Gemischbildung im Dieselmotor. Osterr. Ing. Zeitschrift. 1967 Heft 7.
 30. Pischinger, F.: Der Verbrennungsablauf im Dieselmotor aus neuer Sicht. VDI-Z. 1969 Heft 7 Seite 430-434.
 31. Pischinger, F.: Ein neues Brennverfahren für Fahrzeugdieselmotoren. MTZ 1966 Seite 389-395.
 32. Pischinger, F.: Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren. ATZ 1963 Seite 11-16.
 33. Pischinger, R.: Bombenversuche mit schwerzündenden Kraftstoffen bei Selbstzündung. MTZ 1963 Heft 1 Seite 2-6.
 34. Krisper, G.: Zum Verhalten des Dieseleinspritzstrahles in

- einen Luftwirbel. Dissertation TH Graz 1965.
35. Wittek, H.L.: Development of two new Allis-Chalmers Diesel Engines. SAE-Transaction 1960 p. 169-192.
 36. Fink, W.: Beitrag zur Untersuchung von Verbrennungsvorgängen im Brennraum mit rotierenden Gasbewegungen. Dissertation TU Berlin 1967.
 37. Fink, W.: Die Verbrennung in einer Brennkammer mit Potentialwirbel. MTZ 1969 Nr. 5 Seite 169-173.
 38. Nagao, F.: The Effect of Combustion Swirl on the Combustion in a Diesel Engine. Bulletin of JSME nr. 11 /1960/ p. 378-385.
 39. Nagao, F.: Influences of Direction of Fuel Injection and Wall Temperature upon Combustion in a Diesel Engine. Bulletin of JSME nr. 19 /1962/ p. 525-533.
 40. Nagao, F.: Air Motion and Combustion in a Swirl Chamber Type Diesel Engine. Bulletin of JSME nr. 41 /1967/ p. 833-845.
 41. Kiefel, F.: Der Einfluss der Luftbewegung auf die Kraftstoffverteilung im Brennraum eines Dieselmotors mit Luftdrehung. Dissertation Braunschweig 1960.
 42. Kiefel, F.: Die Beeinflussung der Kraftstoffverteilung im Brennraum eines Dieselmotors durch eine gesteuerte Luftbewegung. MTZ 1963 Seite 339.
 43. Meurer, J.S.: Der Wandel in der Vorstellung von Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. MTZ 1966 Nr. 4
 44. Jante, A.: Grundlagen der Gemischbildung und der Verbrennung im Dieselmotor und im Meurer Motor. Wiss. Z. d. T.U. Dresden 1967 Nr. 4 Seite 1141-1154.
 45. Kisele, E.: Probleme bei der Entwicklung von Verbrennungsverfahren für schnelllaufende Dieselmotoren. MTZ 1965 Seite 328-338.
 46. Kisele, E.: Entwicklungsstand der neuen, luftgekühlten stationären Daimler-Benz-Dieselmotoren. MTZ 1961.
 47. Fritzsche, D.: Airl Swirl in a Road-Vehicle Diesel-Engine. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings of the Automobile Division. nr. 4 1962-1963.
 48. Witzky, J.: A study of the Swirl Stratified Combustion Principle. SAE-Paper nr. 660092.
 49. List, H.: Developing High Speed Direct Injection Diesel Engines. SAE-Paper 978 D-Detroit 1965.
 50. Urfuss, A.: Fortschritte auf dem Gebiete der Gemischbildung

- und Verbrennung im Motor. Congresul al XXII FISITA-Barceele na
51. Thon, L.: Einfluss einer rotierenden Luftbewegung auf das Betriebsverhalten eines nach dem Meurer-Verfahren arbeitenden Dieselmotors. Kraftfahrzeugtechnik 1970 Seite 324-326
 52. Cirkov, A.A.: Probleme de reglare a turbulenței la formarea amestecului și a arderii la motoarele diesel. Energomasinostroenie. 17 /1971/ nr.6 p.16-19.
 53. Scott, W.M. : SAE Jour. 1970 nr.1.
 54. Urlaub, A.: Der Einfluss der Luftbewegung auf die Gemischbildung in Dieselmotoren mit direkter Einspritzung. Forsch.-Ber. VDI-Z Reihe 6 Nr.2 1965.
 55. Urlaub, A.: Untersuchung der Strömungsvorgänge im Zylinder von Verbrennungsmotoren. MAN-Forschungsheft Nr.14 1968-1969.
 56. Urlaub, A.: Untersuchung der Strömung im Zylinder von Verbrennungsmotoren. MTZ 29 /1968/ Nr.11 Seite 461-463.
 57. Thon, L.: Ermittlung der Anemometerdrehzahl im Motorschleppbetrieb. Kraftfahrzeugtechnik 1970 Seite 797-799.
 58. Hervatin, M.u.s.: Messung von Luftbewegungen im Zylinder von Verbrennungsmotoren. Congresul al XXII-FISITA Barcelona.
 59. Weidenmüller, M.: Geschwindigkeiten und Temperaturen in einem geschleppten Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Dissertation Berlin 1969.
 60. Nageo, F.u.s.: Experimentelle Untersuchung der Luftbewegung in der Wirbelkammer von Dieselmotoren. Congresul al XXII-FISITA.
 61. Keckstein, O.: Liefergradmessung und Berechnung an einem Einzylinder-Viertaktmotor mit Aufladesaugrohr. Dissertation TH-Graz 1941.
 62. Meurer, J.S.: Die Erzeugung von Drehbewegungen der Luft in den Zylindern schnelllaufender Viertakt-Dieselmotoren durch Einlassorgane. MAN-Forschungsheft 1951 Seite 8-22.
 63. Wiebicke, K.: Einfluss der Abmessung des Schirn-Einlassventils auf Mitteldruck, Liefergrad und Drallschl eines nach dem M-Verfahren arbeitenden Dieselmotors. Dissertation München 1958.
 64. Zimmer, G.: Stationäre Strömungsuntersuchungen an Einlasskanalmodellen für Viertakt-Dieselmotoren. Kraftfahrzeugtechnik 1961 Nr.6-7.
 65. Thon, L.: Die Erzeugung einer rotierenden Luftbewegung im Zylinder von Viertaktmotoren und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten von Meurer-Motoren. Dissertation TU-Dresden 1969.

66. Maltby, J.R.W.: Air swirl research. Engine design and applications 1966.
67. Air swirl in diesel engines. Allen engineering review 1966 nr.60 p.28-31.
68. Thon, L.: Die Erzeugung einer rotierenden Luftbewegung im Zylinder von Viertakt-Motoren. Kraftfahrzeugtechnik 1970 Seite 67-70.
69. List, H.a.s.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine. Die Verbrennungskraftmaschine. Band IV/1 1949 Springer Verlag. Seite 33-44.
70. Zurmühl, R.: Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker. 5 Auflage Springer Verlag.
71. Malevard, L.: Sur une nouvelle technique dans le calcul experimental par analogies rheoelectriques. La Recherche Aeronautique 1951 nr.20 p. 61-68.
72. Eck, B.: Technische Strömungslehre. 1957 Springer Verlag.
73. Conrad, O.: Praktische Durchführung der Elektroanalogie mit elektrisch leitenden Papier. Jahrbuch. 1960 Seite 183-190.
74. Tetelbaum, I.M.: Elektrische Analogierechenverfahren. VEB Verlag Technik Berlin.
75. Wuest, W.: Sichtbarmachung von Strömungen. ATM 1963 Nr.1.
76. Muesmann, G.: Messungen und Grenzschichtbeobachtung an effin verdickten Gebläseprofilen in Abhängigkeit von der Reynoldszahl. Z. Flugwiss. 1959 Nr.9.
77. Bessechi, E.: Boundary layer flow-visualization test in low velocity wind tunnel. Aerotecnica 36 /1956/.
78. Smith, A.: A dust method for locating the separation point. J.Aero.Sc. 1955.
79. List, H.: Die Verbrennungskraftmaschine. Band IV/3 1952.
80. Eike, S.: Sichtbarmachung von Strömungen in Luft. Forsch. auf dem Gebiete des Ing. 1937 Nr.1.
81. Truckenbrodt, E.: Strömungsmechanik. Springer Verlag 1968.
82. Townsend, H.: Visual and photographic methods of studying boundary-layer. ARCM 1803 /1937/.
83. Sahaki, Y.: On the measurement of wind velocity distribution by the electric spark method. Hokkaido Fac. Eng. Memoirs 1947 p. 185-190.
84. Frängel, F.: Bewegungsaufnahmen rescher Luftströmungen und Stosswellen durch hochfrequente Hochspannungsfunken. Jahrb.

- d. Wiss.Ges.f.Luftfahrt 1960 Seite 175-182.
85. Vogel, J.: Präzisionsaufnahmen schneller Luftströmungen durch quarzgesteuerten Funkenblitzfolgen. Kurzzeitfotografie. 1958. Verlag Dr. O. Helwich Darmstadt Seite 267-276.
 86. Thien, G.: Entwicklungsarbeiten an Ventilkämen von 4 Takt-Dieselmotoren. Österr. Ing. Zeitschrift. 1965 Seite 291-312.
 87. Mărdărescu, V. ș. a.: Motoare pentru automobile și tractoare. Ed. didactică și pedagogică 1968.
 88. Prospekt-Fritz Manke, Düsseldorf.
 89. Proobrajenski.: Măsurători și aparate de măsurat termotehnice Ed. tehnică 1960.
 90. Heng, A.: Elektrisches Messen mechanischer Größen. Carl Hanser Verlag München 1968.
 91. Bathke, K.: Über den Einfluss des Indizierkanals auf die Messung des Gasdruckverlaufes in den Zylinder von Verbrennungsmotoren. Maschinenbautechnik 1968.
 92. Bradley, P. G.: Correction of Errors in Indicator Diagrams. Passage Effects. The Engineer 1968.
 93. Fink, K. u. a.: Handbuch der Spannungs und Dehnungsmessung. 1958 VDI-Verlag Düsseldorf.
 94. Rohrbech, C.: Handbuch für elektrisches Messen mechanischer Größen. VDI-Verlag 1967.
 95. Alcock, J. F.: Air Swirl in Oil Engines. Proc. I. Mech. Eng. Vol. 128 p. 125-193.
 96. Dicksee, C. B.: The High-Speed Compression-Ignition Engine. London, Glasgow 1946.
 97. Grohne, D.: Zur laminaren Strömung in einem kreiszylindrischen Dose mit rotierenden Deckel. ZAMM Sonderheft 1956 Seite 17-20.
 98. Rothrock, A. M.: Fuel Spray and Flame Formation in a Compression Ignition Engine employing air flow. NACA Report no. 588/1937/.
 99. Lee, D. W.: Study of Air Flow in a Engine Cylinder. NACA Report no. 652.
 100. Reiserach, J.: Stationäre Untersuchungen an Auslasskanälen. MAN-Forschungsheft 1958 Seite 89-97.
 101. Welger, K.: Über Lösungsmöglichkeiten einiger strömungstechnischen Probleme in Dieselmotoren. Wiss. Z. T. H. Magdeburg 1967 Nr. 2 Seite 287-300.
 102. Welger, K.: Schlierenoptische Untersuchung der Tellerventilströmung in Viertaktmotoren. Wiss. Z. T. H. Magdeburg Nr. 1.
 103. Bode, E. Beitrag zum Gaswechselvorgang aufgeladener Viertakt-

Dieselmotoren.VEB-ZKK Dieselmotoren.

104. Michels, H.: Stand pentru determinarea mișcărilor turbionare prin sistemul de alimentare al motoarelor în patru timpi. Proiect de diplomă. I.P.Timișoara nr.501 /1966/.
105. Michels, H.: Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiunii la motorul D-103. Comunicări a lucrărilor științifice studentești 1967.
106. Michels, H.: Cercetări asupra vizualizării mișcării aerului în canalele de admisiune și în cilindrii m.s.i. Sesiunea de comunicări a lucrărilor științifice de colaborare cu producția 1969.
107. Michels, H.: Modelarea electrică cu hirtie electro-conductoare a curgerii gazodinamice în canale de admisiune ale m.s.i. Sesiunea tehnico-științifică jubilară UCMB 1971.
108. Michels, H.: Studiul și cercetarea organizării mișcării aerului la motorul de tractor D-103. Sesiunea de comunicări a lucrărilor științifice de colaborare cu producția organizată în cinstea aniversării semicentenarului PCR 1971.
109. Michels, H.: Organizarea mișcării aerului cu ajutorul supapelor ecranate la motorul de tractor D-103. Sesiunea de comunicări științifice de colaborare cu producția 1971.
110. Michels, H.: Modelarea electrică și vizualizarea prin plasmă a curgerii gazodinamice în canalele de admisiune ale motoarelor cu ardere internă. Prima sesiune științifică a tinerilor ingineri 1971.
111. Michels, H.: Măsurarea organizării mișcării aerului la motorul de tractor D-103. Prima sesiune de comunicare științifică a tinerilor ingineri 1971.
112. Michels, H.: Cercetări prin metode staționare a unor modele de canale de admisiune pentru motorul D-103. Conferința internațională de m.s.i. 1970 București
113. Michels, H.: Studiul și cercetarea organizării mișcării aerului la motorul de tractor D-103. Buletin de informare tehnică ICPEHR-MTR nr.2 1972 Timișoara.
114. Michels, H.: Studiul și cercetarea organizării mișcării aerului la m.s.i. Conferința ICPEHR-Reșița 1974.