

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" DIN TIMISOARA
Facultatea de mecanică

Ing. Carol Skach

CONTRIBUTII LA STABILIREA INTERACTIUNII DINTRE
MOTORUL DIESEL IN PATRU TIMPI SI TURBOSUFLANTA
DE SUPRAALIMENTARE

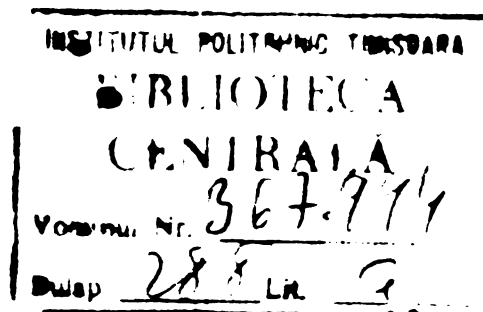
Teză pentru obținerea titlului
științific de doctor inginer

CONDUCATOR STIINTIFIC

Prof.dr.ing.V. Berindean

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1979 -



CONTRIBUTION TO PREDICTION OF THE INTERACTION
BETWEEN FOUR-STROKE DIESEL ENGINE AND TURBO-
CHARGER

Abstract

In the present work, the author develops a numerical and experimental method for prediction and quantitative evaluation of engine-turbocharger interaction.

In the first two chapters, the author presents the most important aspects of turbocharging, namely: advantages and disadvantages of the pressure-charging procedure; further development directions; parametric definition of engine-turbocharger interaction; object of thesis and finally, a short evaluation of the most important original contributions to engine-turbocharger interaction prediction.

After an extensive bibliographical research, in the third chapter the author develops eight mathematical models - thermodynamic properties of the working gas, combustion process, heat transfer and metal temperatures, mass flow, engine friction, turbocharger compressor and turbine, aftercooler - to simulate the engine - turbocharger interaction, in respect to the following proved assumption and simplification:

- ideal state of the working gas;
- homogeneous combustion burning rates;
- quasi-steady heat transfer and metal temperature;
- constant pressure and temperature for air receiver;
- filling and emptying process for exhaust manifold;
- steady, respectively quasi-steady - based on experimental steady flow performance data - work of turbocharger compressor, respectively turbine;
- quasi-steady flow between the thermodynamic systems of engine.

Each mathematical model involves one or more subroutines - written in FORTRAN IV - in agreement of memory size of central processing units of numerical computer (IRIS 50/FELIX - C 256).

The engine-turbocharger interaction is defined as a proper solution of $23+1$ differential-integral equations, by parametric matrix M.

In the fourth chapter the author proves the unicity of solution, proposes the most efficient numerical quadrature method (Romberg) and develops a way for eliminating the inherent instability introduced by burning rate and mass flow model. This part ends by particularizing

mathematical models to an existing engine (6 LMB 836 Bb) charged with a RR 150 respectively VTR 200 turbochargers.

In the fifth chapter, the experimental procedure is described shortly, defining the engine-turbocharger interaction in the performance map of the compressor.

The prediction procedure-described in the thesis is a powerful tool for : optimising an existing engine; to develop parametric study for different design points and to determine the way by which the research would be the most efficient. These aspects are evaluated in the sixth and seventh chapter. After the references list, in the last part of the work, the following appendix is presented : A 1 - for spline function interpolation procedure; A 2 & A 3 - for thermodynamic properties of working gas; A 4 - for burning rate computational procedure; A 5 - for performance map prediction for a radial gas turbine.

BEITRÄGE ZUR BESTIMMUNG DES ZUSAMMENWIRKENS VON VIERTAKT-
DIESELMOTOREN UND ABGASTURBOLADER

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde vom Verfasser ein numerisches und experimentelles Verfahren zur Bestimmung des Zusammenwirkens von Motor und Abgasturbolader hergeleitet.

Im ersten Teil, werden einige wichtige Fragen der Aufladung : Vor- und Nachteile, zukünftige wichtige Forschungsrichtungen, parametrische Bestimmung des Zusammenwirkens von Motor und Abgasturbolader und schliesslich Zweck und eigene Beiträge über das behandelte Thema erklärt und wiedergeben.

Nach einer umfangreichen Literaturuntersuchung, hat der Verfasser im dritten Teil der Arbeit acht mathematische Modelle - thermodynamischer Funktionen des Verbrennungsgases, der Verbrennung, des Wärmeübergangs, und der Wandtemperaturen, der Mengeänderung und des Durchflussverhaltens, der Motorreibung, des Verdichters und Turbinenkennfeldes, des Nachkühlers - zur Bestimmung des Zusammenwirkens festgestellt. Dafür wurden folgende Annahmen benützt und begründet :

- Idealer Gaszustand für Verbrennungsgase;
- Wärmeentwicklungsgesetz für Verbrennung;
- quasistationärer Wärmeübergang und Wandtemperaturen;
- unveränderliche Drücke und Temperaturen im Einlasskanal (pro Arbeitsspiel);
- Füll- und Entleerungsvorgehen im Abgasbehälter;
- stationäre, bzw. quasistationäre Arbeitsverfahren - bezogen auf statische Kennfelder - des Verdichters bzw. der Turbine;
- quasistationäre Mengenänderung zwischen den thermodynamischen Systemen des Motors.

Jedes mathematische Modell verlangt eine oder mehrere - in FORTRAN IV geschriebene - Unterprogramme, angepasst an innere Speicher der Rechenanlage (IRIS 50/FELIX-C 256).

Das thermodynamische Zusammenwirken Motor - Abgasturbolader ist durch eine mehrspaltige Matrix MF festgestellt, jede Spalte erhält man durch die Eigenlösung des $23+1$ Differential-Integralgleichungssystems, einschliesslich die Randbedingungen für Arbeits- Gleichgewicht des Abgasturboladers.

Im vierten Teil werden die Unstetigkeiten und Singularitäten untersucht, eine geeignete numerische Integrationsmethode (Romberg) vorgeschlagen, sowie auch die Wege durch welche die inhärente Instabi-

Arbeit - bezogen auf das Wärmeentwicklungsgesetz und die Mengenänderung - enthoben werden kann. Am Ende dieses Teils beweist der Verfasser, dass die entwickelten mathematischen Modelle in einfacher Weise an einen beliebigen Viertakt-Dieselmotor - z.B. 6 LMB 836 Bb aufgeladen durch RR 150 bzw. VTR 200 Abgasturbolader - angepasst werden können.

Im fünften Teil wird das experimentelle Versuchsprogramm kurz beschrieben, das Zusammenwirken von Motor und Turbolader, das man durch Eintragung der entsprechenden Lastpunkte im Verdichterkennfeld bestimmen kann.

Die vom Verfasser entwickelten und vorgeschlagenen Verfahren zur Bestimmung des Zusammenwirkens von Motor und Turbolader, scheint ein geeignetes Mittel zur : Optimierung eines schon gebauten Motors; zur parametrischen Verbesserung für verschiedene vorgeschlagene Lastpunkte; Turbolader Anpassung und schliesslich gibt es eine Antwort auf die Frage welches die erfolgreichsten Richtungen der Untersuchungen sind.

Diese Aspekte wurden im sechsten und siebenten Teil gezeigt. Nach dem Literaturverzeichnis gibt der Verfasser folgende Anhänge wider :

- A 1 - numerische Interpolationsverfahren mittels spline Funktionen;
- A 2 - A 3 - thermodynamische Funktionsberechnungs Verfahren für Verbrennungsgase;
- A 4 - Verfahren zur Indikator-Diagramm-Auswertung;
- A 5 - Kennfeldbestimmung für eine Radialturbine.

CONTRIBUTION POUR ETABLIR L'INTERACTION ENTRE LE MOTEUR
DIESEL A QUATRE TEMPS ET LA TOURBOSOUFFLANTE

Resumé

Dans cet ouvrage, l'auteur développe une méthode numérique et expérimentale pour établir et évaluer l'interaction entre le moteur Diesel à quatre temps et la turbosoufflante.

Dans les deux premiers chapitres, l'auteur présente tout d'abord les plus importants aspects de la suralimentation : à savoir les avantages et les désavantages de cette méthode de suralimentation; ensuite il énonce la définition paramétrique de l'interaction moteur-turbosoufflante; après quoi il présente l'objet de sa thèse et enfin une courte évaluation de plus importants contributions originales.

Après une minutieuse recherche bibliographique, dans le troisième chapitre l'auteur développe les huit modèles mathématiques suivants:

- les propriétés thermodynamiques du fluide moteur;
- le processus de combustion;
- la transmission de la chaleur et la température des parois;
- le débit du fluide;
- le frottement mécanique;
- le compresseur et la turbine de la turbosoufflante;
- le refroidisseur.

Ces modèles aident à la simulation de l'interaction moteur-turbosoufflante, ayant à la base les suivantes hypothèses et les simplifications prouvées :

- l'état idéal du fluide moteur;
- combustion homogène;
- transmission de la chaleur et la température du paroi quasi-stationnaire;
- pression et température constantes dans les collecteurs d'admission ;
- processus quasi-stationnaire dans le collecteur d'échappement ;
- régime stationnaire et quasi stationnaire basés sur les caractéristiques universelles des compresseurs et turbines;
- écoulement quasi-stationnaire entre les systèmes thermodynamiques du moteur.

Chaque modèle implique une ou plusieurs sous-routines écrites en FORTRAN IV - en accord avec la mémoire interne (CPU) de la calculatrice numérique (IRIS 50/FELIX- C 256).

L'interaction moteur-turbosoufflante est définie comme solution propre d'un système d'équations intégrales et différentielles, par la matrice MF.

Dans le quatrième chapitre l'auteur démontre l'unicité de la solution et propose la plus efficace quadrature numérique (Romberg) et développe une méthode d'élimination de l'instabilité inérente introduite par les modèles mathématiques de la combustion et l'écoulement du fluide moteur.

Le chapitre prend fin par une particularisation mathématiques à un moteur qui existe déjà (6 LMB 836 Bb) suralimenté par les turbosoufflantes RR 150 et VTR 200.

Dans le cinquième chapitre la méthode expérimentale est brièvement décrite par la définition de l'interaction moteur turbosoufflante dans la caractéristique universelle du compresseur.

La méthode de détermination décrite dans la thèse est un instrument très efficace; en effet elle permet :

- l'optimisation des engines qui existent déjà ;
- le développement des études paramétriques pour les différents régimes de fonctionnement du moteur suralimenté;
- la détermination d'une voie moins coûteuse.

Ces aspects énumérés plus hauts sont évalués dans le sixième et septième chapitre.

Dans la dernière partie de son ouvrage, l'auteur présente la liste bibliographique et les annexes suivantes :

- A 1 : la procédure d'interpolation avec le fonctionnement spline;
- A 2 x A 3 : les propriétés thermodynamiques du fluide moteur;
- A 4 : la méthode numérique pour la détermination de la caractéristique de la combustion;
- A 5 : les caractéristiques universelles d'une turbine radiale.

К УСТАНОВЛЕНИЮ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Резюме

В работе разработан автором числительный и опытный метод, в виду установления и количественной оценки взаимодействия двигатель - турбонагнетатель.

В первых двух главах представлены автором, основные аспекты газотурбинного наддува, а именно: преимущества и недостатки наддувного способа через турбонагнетатели, параметрическое определение взаимодействия двигатель-турбонагнетатель; объект тезиса и в заключении, важнейшие вклады личного характера.

Основываясь на внимательном библиографическом исследовании, автор разрабатывает восемь математических моделей (термодинамические свойства рабочей жидкости; процесс сгорания; теплообмен и температура стенок; субстанциобмен; трения; компрессор; турбина и воздухоохладитель) необходимых для установления взаимодействия двигателя турбонагнетатель, в соответствии со следующими предположениями и основными упрощениями:

- идеальное состояние для рабочей жидкости;
- сгорание определенное на основе характеристики тепловыделения;
- квазистационарный режим для теплопередачи и температуры стенок;
- квазистационарный процесс (впуск-выпуск) для работы выпускного прохода;
- стационарный процесс, соответственно квазистационарный - основанный на универсальных характеристиках - для работы компрессора соответственно турбина - турбонагнетатель;
- квазистационарный режим течения рабочей жидкости между системами.

Каждая математическая модель нуждается в одной, или нескольких подпрограммах - написанных на ФОРТРАН-е I - в соответствии со способностью центрального блока использованного численного калькулятора ИРИС 50 и ФЕЛИКС - К 256.

Взаимодействие двигатель - турбонагнетатель определяется общим решением некоторой системы из 23-х интегро-дифференциальных уравнений через матрицу функциональных параметров МФ.

В четвертой главе, автором исследуется единственность решения системы, предложен самый соразмерный метод для интегрирования.

системы уравнений и развиты соразмеримые методы , в виду исключительных возможностей из-за характеристики тепловыделения и су станцииобмена. Глава заканчивается частным случаем математических моделей у существующего двигателя (ГЛМБ 836 Б6) с наддувом от турбокомпрессора РР150 соответственно ВТР 200 .

В пятой главе описываются автором используемые экспериментальные способы и методы для установления взаимодействия двигатель - турбокомпрессор , путём нанесения точек действия двигателя на универсальной характеристике компрессора.

Метод определения взаимодействия двигатель - турбокомпрессор является особенно действенным способом для : оптимизации существующего двигателя ; осуществление некоторых параметрических исследований влияния на некоторые относящиеся режимы работы , а так же и в виду нахождения самых действенных путей к которым направлены теоретические исследования и конструктивные изменения . Данные аспекты были выявлены в шестой и седьмой главах .

В последней части работы , за библиографическим списком предложены следующие приложения : А1 - для способа интерполяции через сплайн функции ; А 2 ÷ А 3 - для термодинамических свойств рабочей жидкости ; А 4 - для обработки указанной диаграммы ; А 5 - для способа определения универсальной характеристики радиальных турбин .

C U P R I N S

Pagina

I.	Principalele notații și simboluri utilizate.....	4
II.	Lista prescripțiilor respectate	7
III.	Prefața.....	9
1.	Introducere	12
1.1.	Supraalimentare : procedee, sisteme și tendințe de dezvoltare	13
1.2.	Interacțiunea motor-turbosuflantă	20
1.3.	Importanța temei pe plan național și mondial; necesitatea și posibilitatea abordării temei în condițiile specifice țării noastre	21
1.4.	Obiectul tezei și metodele de soluționare	22
1.5.	Conținutul și forma de prezentare a tezei	23
1.6.	Principalele contribuții originale	25
2.	Analiză privind metodele de stabilire a interacțiunii motor-turbosuflantă	30
2.1.	Studiu critic privind modelele matematice utilizate la calculul interacțiunii motor turbosuflantă	30
2.1.1.	Proprietățile termodinamice ale fluidului motor..	30
2.1.2.	Procesul de ardere	32
2.1.3.	Transferul de căldură	33
2.1.4.	Schimbul de substanță	36
2.1.5.	Disiparea de energie în motor	38
2.1.6.	Compresorul turbosuflantei	39
2.1.7.	Turbina turbosuflantei	39
2.1.8.	Răcitorul de aer	41
2.2.	Analiza metodelor de calcul a interacțiunii motor-turbosuflantă	42
2.2.1.	Metoda ciclului cvasireal	42
2.2.2.	Metoda ciclului real	44
2.3.	Analiza metodelor experimentale de stabilire a interacțiunii motor turbosuflantă	47
2.4.	Principalele direcții de cercetare în elaborarea tezei	47
3.	Modelarea matematică a interacțiunii motor-turbosuflantă	48
3.1.	Modele matematice aferente sistemelor termodinamice componente motorului Diesel în patru timpi, turbosupraalimentat	50
3.1.1.	Fluidul motor	51
3.1.2.	Arderea	53
3.1.3.	Transferul de căldură	58
3.1.4.	Schimbul de substanță	59
3.1.5.	Disiparea de energie în motor	61
3.1.6.	Compresorul turbosuflantei	65
3.1.7.	Turbina turbosuflantei	68
3.1.8.	Răcitorul de aer	70
3.1.9.	Concluzii privind modelele matematice elaborate de autor	70
3.2.	Stabilirea regimului de funcționare al motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat	71
3.2.1.	Funcționalele aferente sistemelor termodinamice ale motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat	72
3.2.2.	Vectorul valorilor proprii	74
3.2.3.	Concluzii privind stabilirea regimului de funcționare al motorului turbosupraalimentat	76
3.3.	Stabilirea pe cale numerică a interacțiunii motor-turbosuflantă	76

3.3.1.	Vectorul parametrilor funcționali	76
3.3.2.	Matricea parametrilor funcționali	78
3.3.3.	Concluzii privind stabilirea prin calcul a interacțiunii motor-turbosuflantă	78
4.	Programul pentru calculul interacțiunii motor turbosuflantă..	80
4.1.	Integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale.	80
4.1.1.	Existența soluțiilor și criterii de unicitate.....	81
4.1.2.	Integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale	82
4.1.3.	Concluzii privind metoda de integrare a sistemului de ecuații diferențiale (16)	85
4.2.	Structura generală a programului SUPRAMØ	86
4.2.1.	Structura și funcțiile segmentului KØMAREX.....	86
4.2.2.	Structura și funcțiile segmentului EXCHANGE.....	93
4.2.3.	Etapele de elaborare și schema logică a programului SUPRAMØ	101
4.2.4.	Concluzii privind programul SUPRAMØ	103
4.3.	Particularizarea programului SUPRAMØ la un motor Diesel în patru timpi turbosupraalimentat	106
4.3.1.	Date constructive și funcționale ale motorului 6MB826Bb echipat cu turbosuflanta VTR 200/Z4	106
4.3.2.	Particularizarea modelelor matematice la motorul 6LMB 826 Bb/6 RMB 493	109
4.3.3.	Matricea regimului de funcționare al motorului 6LMB 836 Bb respectiv 6 RMB 493	110
4.3.4.	Studii de influență	
4.3.5.	Concluzii privind particularizarea programului SUPRAMØ la tipodimensiuni de motoare Diesel în patru timpi turbosupraalimentate	111
5.	Stabilirea experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă.	112
5.1.	Parametrii fizici mășurați în vederea stabilirii pe cale experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă.....	112
5.1.1.	Alegerea parametrilor funcționali ai motorului și metodele de măsurare a acestora	113
5.1.2.	Alegerea parametrilor funcționali ai turbosuflantei și metodele de măsurare ale acestora	114
5.2.	Măsurarea parametrilor funcționali ai motorului și turbosuflantei	114
5.2.1.	Mijloace de măsurat	116
5.2.2.	Calibrarea mijloacelor de măsurat și analiza erorilor.	123
5.3.	Programul de experimentare și concluzii	128
6.	Valorificarea cercetării	133
6.1.	Generalități	133
6.2.	Valorificarea pe cale contractuală a rezultatelor cercetării	133
6.3.	Lucrări publicate și comunicate	134
6.4.	Mijloace și metode de măsurare	135
6.5.	Concluzii privind valorificarea cercetărilor privind stabilirea interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare	136
7.	Concluzii finale privind stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă	137
IV	BIBLIOGRAFIE	147
V	PARTEA GRAFICA	159
	ANEXE	
A 1	: Interpolarea și derivarea numerică cu ajutorul funcției spline de ordinul trei	I
A 2	: Stabilirea polinoamelor de interpolare pentru proprietățile termodinamice ale fluidului motor	IV
A 3	: Proprietăți termodinamice fluid motor stare reală.....	VIII
A 4	: Prelucrarea diagramelor indicate	X
A 5	: Sinteza parametrilor funcționali ai turbinelor radiale	XIV
	PARTEA GRAFICA	XXVI

I. NOTATII, SIMBOLURI, INDICI

A, Notații

<u>Simbol</u>	<u>Denumirea</u>	<u>U.M.</u>
a	Coeficient: de utilizare a entalpiei de reacție a combustibilului, în ecuația de transfer termic;	-
A	Arie;	cm ² , m ²
b	Coeficient adimens. în ec. de transfer al căldurii;	-
c	Viteză, capacitate calorică masică;	m/s; J/(kg.K)
C	Vector viteză;	
C	Coeficient adimensional pentru caracteristica de disipare a energiei prin ventilație la turbină;	-
d	Alezaj, diametru;	mm; m
D	Domeniu de integrare;	°RAM
E	Eroare de trunchiere;	-
f	Frecvență;	Hz
f()	Funcțională;	
h	Entalpie masică;	J/kg
H	Entalpia de reacție a combustibilului;	J/kg
i	Număr curent;	
I	Curent, număr afișat de numărătorul universal;	A,-
k	Puterea lui 2 pentru divizarea domeniului de integrare, coeficient de trecere a căldurii;	-, W/(m ² .K)
l	Lungime;	m
m	Parametru adimensional în caracteristica de degajare a căldurii, masă, debitului masic;	-, kg; kg/s; kg/°RAM
M	Masă moleculară;	kg/kmol
Ma	Parametrul adimensional al lui Mach;	-
M _F	Matricea parametrilor funcționali;	
n	Frecvența de rotație;	min ⁻¹
Nu	Parametrul adimensional al lui Nusselt	-
p	Presiune	Pa, bar
Q	Cantitate de căldură;	J
P	Putere;	kW
r	Numărul intervalelor de divizare a subdomeniului de integrare;	-
R	Constanta fluidului motor;	J/(kg.K)
Re	Parametrul adimensional al lui Reynolds;	-
s	Cursa pistonului, entropie masică;	mm, J/(kg.K)
Sh	Parametrul adimensional al lui Strouhal	-

INSTITUTUL POLITEHNIC
 FILIALA
 BUCUREȘTI
 1988

T	Temperatura termodinamică;	K
W	Parametru pentru calculul schimbului de substanță;	kg/(m ² .s)
w	Energie;	J
x	Fracțiune molară;	-
χ	Vectorul coordonatelor generalizate independente	-
X	Abatere relativă;	-
γ	Vectorul coordonatelor generalizate dependente;	-
z	Număr;	-
Z	Funcție de scop, factor real;	-
α	Coeficient de convecție termică;	W/(m ² .K)
β	Coeficienți dimensionali în modelele matematice, sensibilitate la traductori;	-
γ	Raportul capacităților calorice masice;	-
Γ	Domeniul de definiție al variabilelor independente (XUD);	-
Δ	Domeniul de definiție pentru mărimile caracteristice modelului matematic de calcul a propr. termodinamice ale fluidului motor;	-
ε	Grad de admisiune, de eficiență, de compresiune;	-
ϕ	Căldura transferată de la fluidul motor la pereți, în stare raportată;	-
η	Randament;	-
ψ	Bază de timp;	s
λ	Coeficientul excesului de aer, grad de utilizare a încărcăturii proaspete (λ _a) și de umplere (λ _s);	-
μ	Parametrii criteriali motor, factor izentropic de impuls;	kW/dm ³ ; kW/cm ² ; -
ν	Vîscozitate cinematică; viteză periferică raportată;	m ² /s; -
ξ	Cantitate stoechiometrică de substanță;	kg
π	Raport de presiuni;	-
ρ	Densitate;	kg/m ³
σ	Unghi așezare supape, eroare medie patratică, factor de densitate motor;	grd; bar. (m/s)
ζ	Cursă relativă;	-
τ	Intîrziere;	°RAM
φ	Unghi rotație arbore motor;	°RAM
ψ	Masă specifică;	-
∅	Parametru adimensional în modelul matematic pentru schimbul de substanță;	-
χ	Coeficienți adimensionali modele;	-
ψ	Funcție de debit;	-
ω	Viteză unghiulară, fracțiune masică;	s ⁻¹ ; -
Λ	Funcțională în modelul matematic pentru schim-	-

B. Indici

ad - admisiune;
an - antrenare;
ar - ardere;
Ax - biax;
b - combustibil;
ba - baleiaj;
Bu - bucșă a cilindrului;
c - compresiune;
C - compresor;
Ca - colector de admisiune (mărimi integrale);
Ce - colector de evacuare (mărimi integrale);
Ch - chiulasă;
Cr - coroană, cremalieră;
df - diafragmă;
e - efectiv;
ev - evacuare (colector, mărimi momentane);
g - geometric, gaze arse;
h - cilindree unitară;
i - indicat, început, inițial;
ip - înaltă presiune;
j - factor de indexare;
jp - joasă presiune;
l - aer, de supraalimentare;
m - mecanic;
M - de moment;
max - maxim;

min - minim

p - perete, presiune constantă;

pl - paletă;

pr - proaspăt;

P - piston;

r - fluid răcire;

rez - rezidual;

ref - de referință;

R - răcitor de aer;

s - izentropic;

st - stoechiometric;

Sa - supapă admisiune;

Se - supapă evacuare;

t - total;

T - turbină;

TS - turbosuflantă;

u - util;

ul - ulei;

v - ventilație;

z - cilindru (mărimi momentane);

Z - cilindru (mărimi integrale);

α - înainte de, în anote;

ω - după, în aval;

o - starea mediului înconjurător;

1,2,... - enumerare, nr. curent.

C. Specificații

$\delta(x), \Delta(x)$ - diferențe;

x' - derivate în raport cu timpul;

\dot{x} - derivate în raport cu unghiul de rotație a arb. motor;

\hat{x} - mărime de referință;

x^* - mărime integrată pe un subdomeniu;

\bar{x} - valoare medie pe un subdomeniu;

x^* - stare frînăată sau critică.

$\cdot \hat{x} \hat{=} 0, 1$

BIBLIOTECA CENTRALĂ	
Volum Nr. _____	
După _____	La _____

II. LISTA PRESCRIPTIILOR OFICIALE RESPECTATE

1. STAS 10093-75: „Mărimi și unități de măsură. Notății generale.”
2. DIN 1313-73 : „Schreibweise physikalischer Gleichungen in Naturwissenschaft und Technik”.
3. STAS 895-73 : „Mărimi și constante fizice, Simboluri”
4. STAS 1647-70 : „Căldură. Terminologie.”
5. STAS 9488-74 : „Mecanica fluidelor. Terminologie, simboluri, unități de măsură”.
6. STAS 3061-74 : „Hidraulica. Terminologie, simboluri, unități de măsură.”
7. STAS 737/1-72 : „SI. Unități fundamentale și suplimentare.”
8. STAS 737/2-72 : „SI. Unități derivate.”
9. STAS 737/6-74 : „SI. Mărimi de spațiu și timp. Unități de măsură.”
10. STAS 737/7-74 : „Mărimi caracteristice fenomenelor periodice și conexe. Unități de măsură.”
11. STAS 737/8-73 : „Mărimi caracteristice mecanicii. Unități de măsură”
12. STAS 737/9-70 : „Mărimi calorice. Unități de măsură.”
13. STAS 737/10-75 : „Mărimi caracteristice căldurii. Unități de măsură.”
14. DIN 1345-73 : „Thermodynamik. Formelzeichen, Einheiten”
15. DIN 1341-71 : „Wärmeübertragung. Grundbegriffe, Einheiten, Kenngrößen.”
16. STAS 9762-74 : „Parametrii fizici adimensionali”
17. STAS 2848/72 : „Constante fizice universale. Valori numerice.”
18. STAS 1665-75 : „Stare normală și volum normal.”
19. DIN 1343-71 : „ Normzustand, Normvolumen.”
20. DIN 5450-68 : „ Norm- Atmosphäre. Allgemeine Beziehungen und Atmosphäre für mittlere Verhältnisse.” Blatt 1 und 2.
21. DIN 1871-61 : „Technische Gase. Dichte, Wichte und Dichteverhältnis bezogen auf den Normzustand.”
22. STAS 8590-70 : „Analiza, prelucrarea, transmiterea informațiilor și utilajul respectiv. Terminologie.”
23. STAS 10455/6-77 : „Terminologie în informatică. Programarea calculatoarelor numerice.”
24. STAS 10731-76 : „ Documentația pentru produsele de programare cu aplicații.”
25. STAS 2810-69 : „Mijloace de măsurat. Terminologie.”
26. STAS 10705-76 : „Metode de măsurare. Terminologie”.
27. STAS 2872-74 : „Erori de măsurare. Terminologie.”

28. DIN 1319-68, Blatt 1 : „Messen, Zählen, Prüfen.“
 Blatt 2 : „Begriffe für die Anwendung von Messgeräten.“
 Blatt 3 : „Begriffe für die Fehler beim Messen.“
29. DIN 2481-54 : „Wärmeanlagen. Sinnbilder und Schaltpläne.“
30. STAS 7347/1-74 : „Determinarea debitului fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurarea cu ajutaje și diafragme. Prescripții generale.“
31. STAS 7347/4-74 : „Idem, legături între elementul primar și secundar ale mijloacelor de măsurare.“
32. BS 1042 : „Flow Metering.“
33. STAS 8421-77 : „Termocupluri tehnice.“
34. STAS 8420-77 : „Termometre cu rezistențe“
35. STAS 1256-75 : „Scări uzuale în reprezentări grafice“
36. STAS 8147-68 : „Tensometrie. Terminologie.“
37. STAS 5745-76 : „Motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă.“
38. DIN 1940-74 : „Verbrennungsmotoren. Begriffe, Formelzeichen, Einheiten.“
39. ISOTC 2710 : „Reciprocating Internal Combustion engines. General Definitions.“
40. DIN 6270-70 : „Leistungsbegriffe, Leistungsangaben, Verbrauchsangaben, Bezugszustand.“
41. DIN 6265-62 : „Verbrennungsmotoren für allgemeine Verwendung. Bezeichnungen der Zylinder, des Drehsinns, der Zündfolge und der Zündleitungen. Benennungen Linksmotor und Rechtsmotor.“
42. STAS 6636-69 : „Motoare cu aprindere prin comprimare pentru autovehicule. Metode de încercare pe banc.“
43. STAS 7140-65 : „Motoare staționare cu aprindere prin comprimare.“
 Metode de încercare.

III. PREFAȚA

Turbosupraalimentarea constituie cea mai eficientă metodă de îmbunătățire a indicilor tehnico-economici ai motoarelor, și în mod special a celor cu aprindere prin compresiune. Acest procedeu de supraalimentare asigură creșterea însemnată a factorului de densitate σ , tensiunile efective din elementele principale ale motorului rămânând în limite controlabile. Se realizează de asemenea prin turbosupraalimentare o aplatizare a curbei consumului specific de combustibil - factor important la motoare frecvent exploatate la sarcini parțiale - precum și o reducere a poluanților din gazele arse evacuate de motor. Dezavantajele turbosupraalimentării se pot înlătura parțial sau în întregime prin acordarea optimă a turbosuflantei la caracteristica consumului de aer al motorului.

Existența unor aliaje anticorozive și refractare cu caracteristici mecanice superioare precum și o mai bună cunoaștere a proceselor termogazodinamice aferente compresoarelor și turbinelor, au permis fabricarea unor turbosuflante radiale de dimensiuni reduse și indici tehnico-economici ridicați, acest procedeu de supraalimentare extinzându-se la ora actuală și la motoarele Diesel de mică putere (chiar sub 100 kW).

Regimul stabilizat de funcționare al motorului turbosupraalimentat depinde în principal de echilibrul energetic dintre compresor și turbina turbosuflantei. În lipsa unor metode analitice sau numerice de analiză și sinteză a regimurilor de funcționare, acordarea turbosuflantă-motor se realizează experimental, procedeu costisitor și de lungă durată.

Pornind de la această observație și analizând programul național de asimilare ÷ diversificare și proiectare în concepție proprie a motoarelor Diesel turbosupraalimentate, autorul a considerat oportună - la îndrumarea conducătorului științific, prof.dr.ing. V. Berindean - elaborarea și la noi în țară a unui program sursă (verificat pe cale experimentală) pentru stabilirea regimurilor de funcționare ale motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate, și implicit a interacțiunii motor-turbosuflantă.

Teza constituie de fapt o extindere - în domeniul termogazodinamic - a preocupărilor profesionale ale autorului, preocupări care s-au concretizat prin programe sursă complexe, destinate analizei stărilor de efort din principalele organe de mașini (arbore cotit, biele, lagăre, chiulase) ale motorului.

Elaborarea și definitivarea tezei a durat peste 8 ani, fapt care se explică prin multitudinea de probleme rezolvate : analiza critică a stadiului actual; modelare matematică; analiză funcțională și numerică; programare și exploatare de programe; elaborarea și execuția unor mijloace de măsurat; experimentare precum și prelucrarea datelor experimentale și redactarea tezei.

În această activitate am beneficiat de continua îndrumare a conducătorului științific, sugestiile și sfaturile tov. prof.dr.ing. V. Berindean fiindu-mi de un real folos în elucidarea unor aspecte de natură teoretică și experimentală, fapt pentru care îi mulțumesc în mod deosebit.

Cu această ocazie țin să mulțumesc tov. prof.dr.ing. Fr. Kovács - în calitate de decan - și tov. conf.dr.ing. D. Perju - în calitate de șef de catedră - pentru înțelegerea și ajutorul acordat autorului pe perioada elaborării tezei, în special în faza de experimentare și redactare.

Mulțumesc în mod deosebit tov. prof.dr.ing. V. Hoancă și tov.ș.l. Gh. Turoș pentru permisiunea efectuării determinărilor experimentale pe motorul 6LNE836Bb/VTR200-Z4, precum și pentru ajutorul acordat în desfășurarea programului de încercări.

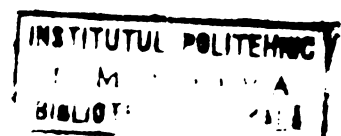
Autorul mai aduce pe această cale cele mai sincere mulțumiri :

- Conducerii și personalului de exploatare a Centrului Teritorial de Calcul Timișoara, pentru facilitățile acordate în exploatarea programelor sursă;
- Conducerii întreprinderii „Electrotimiș” pentru facilitarea realizării traductorilor de presiune;
- Conducerii I.N.M.T. București și I.C.P.E.H.Reșița pentru documentațiile tehnice puse la îndemâna autorului;
- Fratelui meu, ing. Skach Henrik, pentru instalarea și punerea în stație a unor echipamente de măsurare și înregistrare, respectiv pentru asistență tehnică acordată pe toată perioada determinărilor experimentale;
- Personalului tehnic al catedrei de Organe de mașini, mecanisme și desen tehnic, pentru realizarea efectivă a unor traductori precum și pentru redactarea lucrării;
- Personalului muncitor al catedrei de Material Rulant, pentru asistența acordată pe perioada echipării motorului cu traductori, a calibrărilor și determinărilor experimentale.

În încheiere autorul dorește să menționeze faptul că programele sursă elaborate în cadrul tezei, precum și cele pentru determinarea unor condiții de restricție de natură constructivă (programe care în-

sumează peste 6000 de instrucțiuni FORTRAN) sînt instrumente deosebit de eficiente pentru analiza și sinteza parametrilor funcționali ai motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate, eficiență caracterizată prin reducerea substanțială a ciclului cercetare-proiectare-producție.

În acest fel autorul a căutat să aplice în practică indicațiile conducerii superioare de partid privind creșterea eficienței cercetării și reducerea consumurilor specifice de energie primară.



INTRODUCERE

Creșterea continuă a consumului de energie primară pe locuitor și an în vederea sporirii productivității muncii în industrie, agricultură, transporturi și servicii a determinat [1] începând cu prima revoluție industrială o decalare din ce în ce mai accentuată a consumului de energie față de creșterea populației - fig. 1. Pentru perioada 1960-1980 se indică [2] alături de dinamica creșterii consumului total de energie primară și defalcarea consumului în funcție de natura purtătorilor de energie - fig.2.

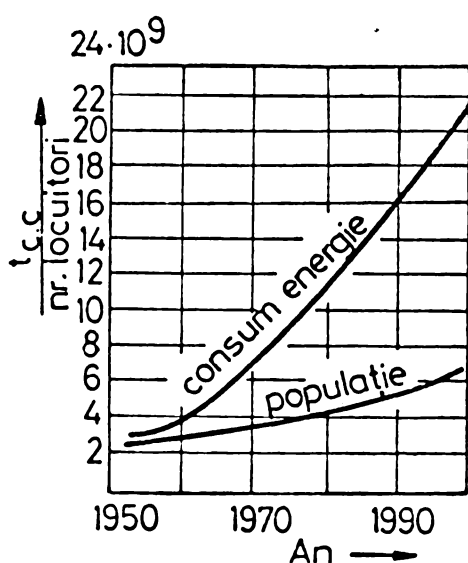


Fig. 1. Dinamica creșterii consumului de energie în raport cu creșterea populației.

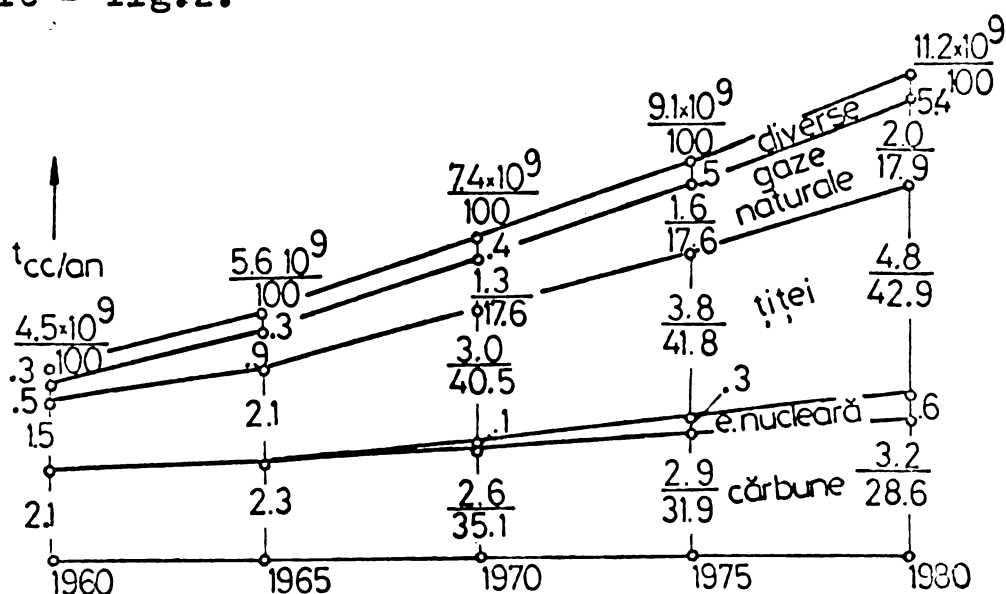


Fig.2. Defalcarea consumului în funcție de natura purtătorilor de energie.

Dacă creșterea consumului anual de energie este determinată de dezvoltarea economică în general, schimbarea structurii balanței energetice a diferitelor țări în privința ponderii purtătorilor și transformatorilor de energie este determinată de posibilitatea și utilitatea acoperirii necesităților din rezerve proprii sau import, în funcție de introducerea unor procese tehnologice noi, respectiv schimbări în ponderea anumitor clase de consumatori care cer energie sub o anumită formă - fig.3. Se constată astfel că ponderea ridicată a consumului de hidrocarburi lichide pentru deceniile următoare (43 % și 40 % în 1980 respectiv anul 2000) nu indică schimbări în structura consumatorilor de hidrocarburi lichide [3].

Criza energetică - pusă în evidență cu începere din anul 1973 - a impus necesitatea folosirii raționale a rezervelor limitate de hidrocarburi lichide, purtător de energie cu o dinamică ascendentă a

prețului de cost [4].

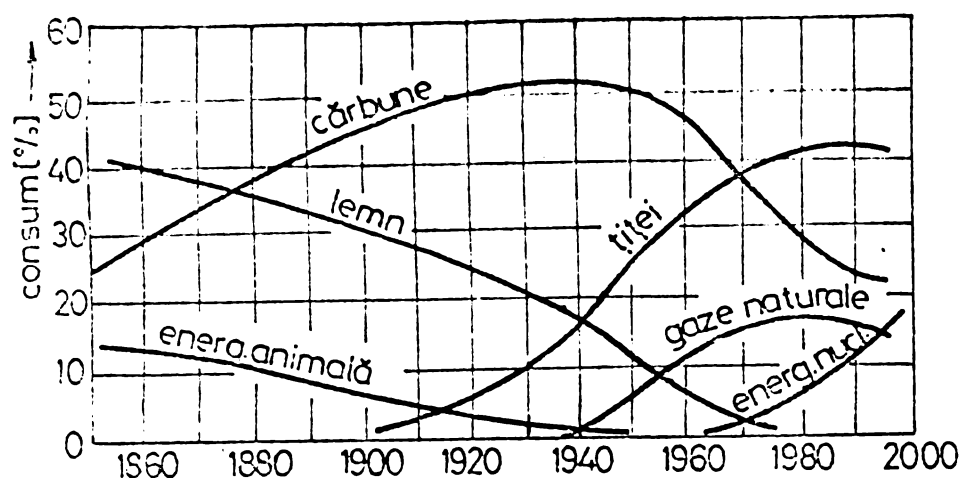


Fig. 3. Ponderele consumului mondial de energie în trecut și în perspectivă

Pe plan național

"... Rata înaltă a creșterii potențialului industrial reflectată de dinamica ridicată a creșterii consumului de energie va necesita realizarea în continuare a unor importuri însemnate de țiței și acesta cu toate eforturile ce se vor depune pentru valorificarea cât

mai largă a resurselor proprii de materii prime și energie. Din acest motiv, activitatea de cercetare și de introducere a progresului tehnic în domeniul construcției de mașini este și va fi orientată cu prioritate spre elaborarea și perfecționarea echipamentelor energetice" [5].

Se poate conchide că în actuala conjunctură energetică motorul cu ardere internă va constitui și în următoarele două decenii o alternativă deosebit de viabilă ca transformator de energie [6,7]. Din acest motiv îmbunătățirea indicilor tehnico-economici, a indicatorilor de fiabilitate precum și micșorarea poluanților motoarelor cu ardere internă constituie obiective prioritare ale firmelor producătoare, obiective însoțite și condiționate însă de eforturi financiare deosebite.

1.1 Supraalimentare: procedee, sisteme și tendințe de dezvoltare

Puterea efectivă P_e a unui motor în patru timpi este precizată de una din relațiile :

$$P_e = \frac{z \cdot V_h}{1200} \cdot n \cdot p_e = \frac{z \cdot s \cdot A}{200000} \cdot n \cdot p_e = \frac{z \cdot A}{400} \cdot v_m \cdot p_e \quad (1, \dots, 3)$$

Numărul de cilindri z este limitat de cheltuielile de întreținere (cresc proporțional cu \sqrt{z} , [8]), de amplitudinea oscilațiilor torsionale și axiale, respectiv eventualele dificultăți privind echilibrarea mecanismului motor [9]. Numărul de timpi este determinat de parametrii constructivi ai motorului (cursa s și alezajul d), care la rândul lor sînt limitați pe baza condițiilor de rigiditate și a tehnologiilor [10] în general diferite de la o țară la alta. Pentru o cursă și un alezaj dat, puterea efectivă se poate mări prin creșterea presiunii medii

efective p_e și a frecvenței de rotație a arborelui motor n sau a vitezei medii a pistonului v_m . Mărirea parametrilor cinematici conduce la creșterea patrată a forțelor masice, în timp ce creșterea presiunii medii efective are ca efect "împlinirea" diagramei indicate și o creștere cel mult liniară a presiunii maxime de ardere p_{max} . De la un anumit nivel, starea de tensiune în principalele organe ale motorului cauzată de forțele masice este mai greu de controlat [11, ... 16] decât cea cauzată de presiunile maxime de ardere.

Solicitările termice cresc odată cu creșterea presiunii medii p_e și a frecvenței de rotație a arborelui motor, cu contribuții aproximativ egale [14, ... 16]. Durata de exploatare scade la motoarele cu frecvență de rotație ridicată, din cauza soluțiilor constructive impuse de limitarea forțelor masice.

Valori mărite ale presiunii maxime de ardere - necesitate de valori ridicate ale presiunii medii efective - pretind condiții deosebite pentru rigiditatea motorului, fapt care conduce la construcții robuste, cu o durată mare în exploatare. Masa suplimentară necesară mării rigidității motorului este nesemnificativă în raport cu sporul de putere, obținându-se pe această cale reducerea masei energetice. La aceste motoare raportul $\lambda_l \cdot \eta_i \cdot \eta_m / \lambda_{ar}$ este aproximativ constant [17], iar pe baza relației (4) rezultă valoarea presiunii medii efective :

$$10^5 \cdot p_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \lambda_l \cdot \rho_{Ca} \cdot H_i / (\lambda_{ar} \cdot \xi_{min}); \quad \rho_{Ca} = p_{Ca} / (R \cdot T_{Ca}) \quad (4,5)$$

proporțională în prima instanță cu densitatea aerului din colectorul de admisiune ρ_{Ca} . Creșterea acestei densități se poate realiza prin : mărirea presiunii p_{Ca} din colectorul de admisiune respectiv micșorarea temperaturii sale T_{Ca} . Prin supraalimentare se asigură primul deziderat: creșterea cantității încărcăturii proaspete prin compresiunea sa în afara cilindrului motor. Cel de al doilea deziderat se asigură prin răcirea încărcăturii proaspete la o temperatură cât mai apropiată de temperatura aerului înconjurător. În mod uzual răcirea încărcăturii proaspete are loc în afara cilindrului motorului.

La putere dată, principalele avantaje ale supraalimentării sînt :

- a) - gabarit redus (scade numărul de cilindri);
- b) - putere litrică și raportată la aria pistoanelor ($\mu_v ; \mu_A$) ridicată;
- c) - randament mai bun în cazul turbosupraalimentării (aliura curbei consumului specific mult aplatizată);
- d) - o scădere mai puțin pronunțată a puterii la scăderea densității ρ_0 a aerului înconjurător;

- e) - preț de vânzare, exploatare și întreținere mai scăzut;
- f) - micșorarea poluanților (camere de ardere divizate, valori ridicate ale coeficienților excesului de aer și temperaturi mai scăzute ale fluidului motor pe tot ciclul).

Principalele dezavantaje care însoțesc supraalimentarea sînt :

- a)- creșterea stărilor de tensiuni termice și mecanice;
- b)- înrăutățirea în unele cazuri a rezervei cuplului motor μ_M ;
- c)- comportare nesatisfăcătoare la regimuri tranzitorii.

Ultimele două dezavantaje se pot elimina total sau parțial printr-o alegere judicioasă a procedului și sistemului de supraalimentare respectiv acordarea în mod corespunzător a turbosuflantei la caracteristica funcțională a motorului, pe baza cunoașterii interacțiunii motor-turbosuflantă.

Este de asemenea necesară o diferențiere între noțiunile "procedeu" și "sistem" de supraalimentare. Cu ajutorul primei noțiuni se definește [18] supraalimentarea sub aspectul transformărilor termogazodinamice ale fluidului motor, în special înainte și după ieșirea din cilindru. Prin cea de a doua noțiune se definesc de obicei [18, 19] agregatele, instalațiile și armăturile aferente unui anumit procedeu de supraalimentare.

Acordarea sistemului de supraalimentare cuprinde [20] totalitatea operațiunilor efectuate atât asupra sistemului de supraalimentare cît și asupra motorului propriu-zis. La sistemul de supraalimentare se are în vedere de obicei: amplasarea, numărul și modul de racordare a turbosuflantelor; traseul, configurația și volumul colectoarelor de evacuare; numărul răcitoarelor de aer precum și alegerea variantelor constructive ale rotorilor și statorilor pentru turbină și compresor.

În mod uzual, prin turbosuflantă se înțelege [21] un agregat format dintr-o turbină cu gaze radială sau axială și un turbocompresor de obicei centrifugal. Rotorii sînt montați pe arbore comun. Într-un sens mai larg, prin "grup turbocompresor" se vor înțelege turbosuflantele la care compresiunea aerului și/sau destinderea gazelor arse se realizează în mai multe trepte [18], rotorii fiind montați tot pe un arbore comun.

Diferențierea principalelor procedee și sisteme de supraalimentare este redată sub o formă neexhaustivă în Tab. 1 și 2.

Dintre numeroasele combinații posibile - dintre care majoritatea au fost cercetate și experimentate cel puțin o dată - comportarea în exploatare a selectat un număr relativ restrîns de procedee și sisteme de supraalimentare. În acest sens, randamentul indicat al ciclului

Tab.1. Criterii de clasificare a procedeelor de supraalimentare

Nr. crt.	Natura criteriului	S p e c i f i c a ț i e
1.	Mărimea presiunii de supraalimentare [17, 18]	1.1. joasă presiune : $p_1 \leq 1.5$ bar 1.2. medie presiune : $p_1 \in (1.5...2.5]$ bar 1.3. înaltă presiune: $p_1 \in (2.5...3.5]$ bar 1.4. hiperalimentare : $p_1 > 3.5$ bar
2.	Răcirea încărcăturii proaspete	2.1. In exteriorul motorului cu : 2.1.1. răcitoare de aer (finale, intermediare sau în trepte); 2.1.2. turbine de expansiune a aerului (procedeul Atkinson); 2.2. In interiorul motorului (procedeul Miller);
3.	Modul de utilizare al energiei fluidului motor	3.1. Utilizarea exclusivă a energiei cinetice a aerului din sistemul de admisiune (supraalimentare naturală); 3.2. Utilizarea exclusivă a energiei gazelor arse; 3.2.1. cu frînarea gazelor arse : 3.2.1.1. în colectorul de evacuare ; 3.2.1.2. în convertizorul de impulsuri; 3.2.2. fără frînarea gazelor arse. 3.3. Utilizarea simultană a energiei încărcăturii proaspete și a gazelor arse (procedeul COMPREX).
4.	Numărul de trepte în care se realizează compresiunea aerului sau destinderea gazelor arse.	4.1. O singură treaptă 4.2. Două sau mai multe trepte

Tab.2. Criterii de clasificare a sistemelor de supraalimentare

Nr. crt. Natura criteriului	S p e c i f i c a ț i e
1. Construcția compresorului	1.1. Volumetrico : 1.1.1. cu pistoane în mișcare rectilinie; 1.1.2. cu pistoane rotative. 1.2. Turbocompressoare : 1.2.1. radiale, axiale, sau radial-axiale; 1.2.2. difuzor paletat sau nepaletat.
2. Construcția turbinei cu gaze	2.1. Sensul de curgere al gazelor arse ; 2.1.1. radial (turbină radială); 2.1.2. axial (turbină azială). 2.2. Modul de răcire a rețelei de palete : 2.2.1. cu răcirea rețelei fixe; 2.2.2. fără răcire.
3. Racordarea compresoarelor	3.1. În raport cu debitul livrat : 3.1.1. serie; 3.1.2. paralel; 3.1.3. serie/paralel cu ventil de comutare 3.2. În raport cu dispunerea treptelor de compresie : 3.2.1. arbore comun; 3.2.2. arbori separați.
4. Cuplarea motorului cu compresorul și turbina.	4.1. Motor cu compresor antrenat mecanic: 4.1.1. de la o sursă exterioară de energie (supraalimentare independentă) 4.1.2. direct de motor (supraalimentare mecanică): 4.1.2.1. cu raport de transmitere constant; 4.1.2.2. cu raport de transmitere variabil (sistemul DDA). 4.2. Motor cu turbosuflantă/grup turbocompresor : 4.2.1. fără legătură mecanică (turbosupraalimentare); 4.2.2. cu legătură mecanică : 4.2.2.1. arborele motor ca priză de putere ;

Tab. 2 (continuare)

Nr. crt.	Natura criteriului	S p e c i f i c a ț i e
		4.2.2.2. arborele turbinei ca priză de putere (generatoare cu pistoane libere).
5.	Fluidul de răcire al răcitoarelor de aer	5.1. aerul înconjurător (răcitor aer-aer) 5.2. apă de răcire (răcitor aer-apă): 5.2.1. circuit separat de circuitul de răcire al motorului; 5.2.2. circuit comun cu circuitul de răcire al motorului; 5.2.3. sursă externă pentru apa de răcire
6.	Construcția colectorului de evacuare	6.1. Colector comun pentru toți cilindrii 6.2. Colectoare separate pentru un anumit grupaj al cilindrilor.
7.	Reglare și protecție	7.1. Limitarea presiunii de supraalimentare și a vitezei periferice a compresorului prin : 7.1.1. limitarea cantității de combustibil injectat pe ciclu; 7.1.2. alegerea corespunzătoare a regimului de funcționare al compresorului; 7.1.3. ventil diferențial pe partea gazelor evacuate (sistemul Ai-Research); 7.1.4. palete statorice reglabile la turbină/compresor.

atinge valori ridicate dacă transformările de stare ale fluidului motor au loc în două sisteme energetice distincte : motorul propriu-zis pentru perioada de înaltă presiune (volum mic și presiuni ridicate) și motorul cu turbosuflantă pentru perioada de joasă presiune a ciclului (volume mari la presiuni mici).

Cunoașterea mai bună a proceselor termogazodinamice din motor și turbosuflantă, a stărilor de tensiune, a noilor materiale și tehn-

367.994
288 G

logii de fabricație au permis în decursul unei evoluții de peste cinci decenii îmbunătățirea continuă a indicilor tehnico-economici ai motorului supraalimentat.

Tendențele de dezvoltare a motoarelor Diesel în patru timpi supraalimentate vizează în primul rând creșterea în continuare a presiunii medii efective pînă la valori de 27 ÷ 35 bar [22] și o viteză medie a pistonului de cel puțin 10 m/s. Pentru sfîrșitul actualului deceniu prognozele [19, 22] prevăd valori de 1 kW/cm² pentru puterea raportată la aria pistoanelor, respectiv 300 ÷ 350 bar·m/s pentru factorul de densitate al motorului σ .

Presiuni medii efective ridicate (peste 20 bar) se pot realiza la ora actuală prin două procedee de supraalimentare diferite: compresiunea încărcăturii proaspete într-o singură treaptă însoțită de o răcire finală sau compresiunea în cel puțin două trepte cu răcirea intermediară și finală a încărcăturii proaspete.

Raportul de compresiune pe treaptă, caracteristicile universale ale compresorului și turbinei, randamentul global al turbosuflantei $\bar{\eta}_{TS}$, $\bar{\eta}$, respectiv domeniul de utilizare al motorului sînt criterii limitative pentru supraalimentarea de înaltă presiune cu compresiunea într-o singură treaptă a încărcăturii proaspete.

La motoarele Diesel înalt supraalimentate destinate tracțiunii feroviare, presiunea maximă de ardere ($p_{max} \approx 130 \div 140$ bar) și temperatura gazelor arse din fața turbinei ($T_g \approx 950 \div 1000$ K) limitează presiunea medie efectivă la 22 ÷ 25 bar [23].

În cazul propulsiei navale cu motoare în patru timpi se impune de obicei utilizarea combustibililor grei. În această situație presiunile medii efective sînt limitate la 20 ÷ 22 bar [2,4] din cauza micșorării temperaturii maxime admisibile în fața turbinei ($T_g \leq 850$ K).

La motoare cu alte destinații, presiunile efective maxime au valori mai scăzute din cauza unor condiții de restricție impuse motorului respectiv turbosuflantei (pornire rapidă, regim tranzitoriu de scurtă durată, frecvență de rotație impusă, etc).

Compresiunea în trepte a încărcăturii proaspete (supraalimentare în două sau mai multe trepte) însoțită de răcire intermediară și finală presupune valori ridicate ale randamentului $\bar{\eta}_{TS}$, precum și păstrarea unui raport constant între p_{max} și p_e . În aceste condiții consumul de combustibil și temperatura gazelor arse sînt minimize, concomitent cu creșterea solicitărilor mecanice și termice ale motorului supraalimentat. Se folosesc în aceste cazuri turbosuflante uzuale înseriate [24, ... 27] sau grupuri turbocompressoare, cu utilizarea a cel puțin

două răcitoare de aer [28, 29].

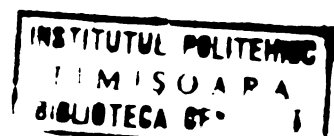
1.2 Interacțiunea motor-turbosuflantă

Răspîndirea largă a turbosupraalimentării motoarelor cu ardere internă se datorește autoreglării regimului de funcționare al motorului și a turbosuflantei. Acest regim este precizat de obicei prin frecvența de rotație a arborelui motor n și cantitatea de combustibil injectat pe ciclu m_b^+ . Rezultă deci, că există o corespondență univocă între regimul de funcționare al motorului și cel al turbosuflantei. Odată determinat acest regim, rezultă următoarele mărimi care precizează parametrii funcționali ai motorului turbosupraalimentat:

- a) - presiunea medie : indicată și efectivă ($p_i ; p_e$);
- b) - presiunea maximă de ardere și gradientul maxim de creștere a presiunii din cilindru ($p_{max} ; \dot{p}_{max}$);
- c) - temperatura fluidului motor la începutul și sfîrșitul compresiunii ($T_{od} ; T_c$);
- d) - coeficientul de umplere, gradul de utilizare a încărcăturii proaspete, respectiv de umplere ($\lambda_l ; \lambda_d ; \lambda_s$);
- e) - temperatura medie și coeficientul excesului de aer mediu al gazelor arse din colector ($\bar{T}_{ev} ; \bar{\lambda}_{ev}$);
- f) - lucrul mecanic izentropic și cel efectiv disponibil la arborele turbosuflantei precum și randamentul global al turbosuflantei ($W_{s,T}^+ ; W_{e,T}^+ ; \eta_{TS}$);
- g) - presiunea de supraalimentare, din colectorul de admisiune precum și presiunile din amonte de compresor și aval de turbină ($p_l ; p_{Co} ; p_{\alpha C} ; p_{\omega T}$).

Dacă se schimbă regimul de funcționare al motorului se vor obține locuri geometrice (un singur parametru variabil) sau niște zone (ambii parametri variabili) în caracteristica universală a compresorului. În raport cu destinația motorului, alinura acestor locuri geometrice-respectiv poziția zonelor de funcționare în caracteristica universală a compresorului-diferă.

La alternatoare $n = \text{cst}$ și m_b^+ este variabil, regimul de funcționare al motorului fiind materializat în caracteristica compresorului printr-o linie aproape paralelă cu linia de pompaj - fig. 4a. La motoarele de tracțiune feroviară sau propulsia navală, există o relație funcțională între puterea efectivă și frecvența de rotație al arborelui motor. Din acest motiv se obțin și în aceste cazuri locuri geometrice în caracteristica universală a compresorului - fig. 4.b și 4c. La motoarele destinate tracțiunii terestre, antrenării grupu-



rilor de intervenție etc, atât n cât și m'_b au o variație aleatoare. În această situație se obține o zonă de funcționare în caracteristica compresorului - fig. 4d.

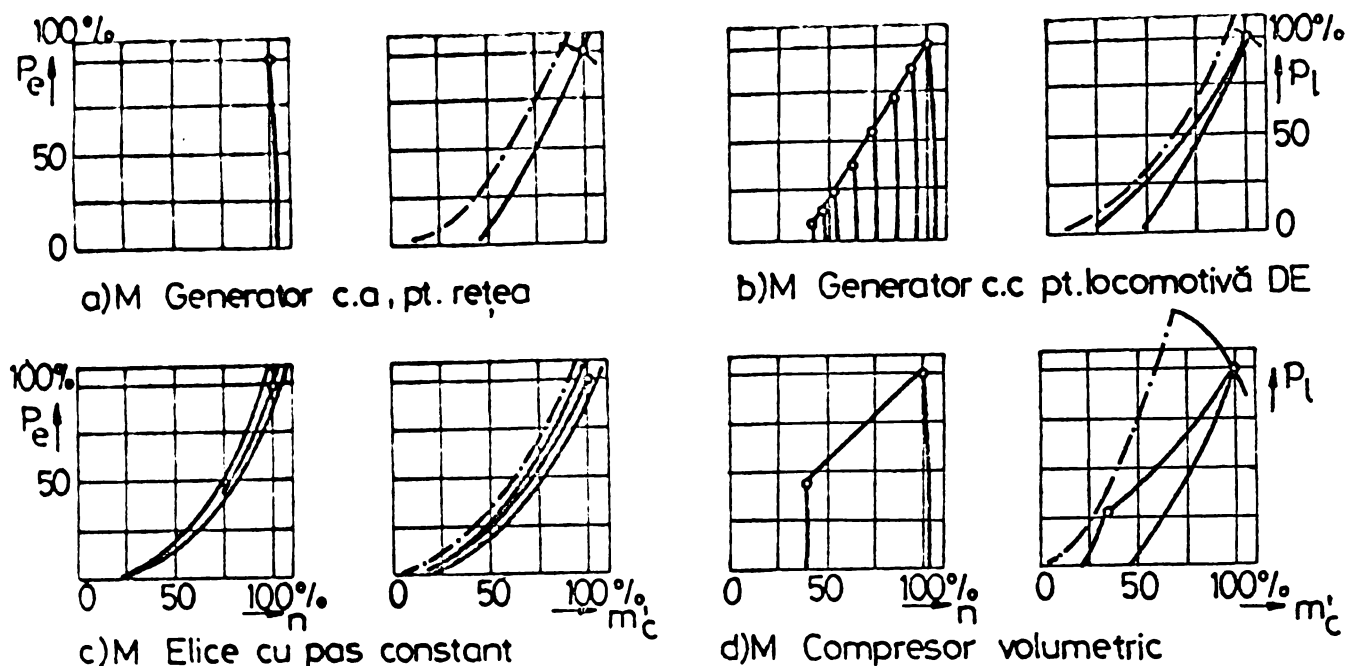


Fig.4. Topograma regimurilor de funcționare

1.3 Importanța temei pe plan național și mondial; necesitatea și posibilitatea abordării temei în condițiile specifice țării noastre

Sistemul de supraalimentare cel mai răspândit și studiat - susceptibil deci de dezvoltare și perfecționare - este turbosupraalimentarea. Presiunea medie efectivă și factorul de densitate al motoarelor turbosupraalimentate este în continuă creștere, gradientii de creștere păstrând încă valori ridicate. Faptul că unele firme constructoare de motoare au un ciclu de cercetare - proiectare - fabricație extrem de scurt (de exemplu firma M.A.N. a reușit într-un singur an să scoată pe piață patru noi tipodimensiuni de motoare Diesel supraalimentate [30]), denotă importanța deosebită a metodelor moderne de calcul bazate pe utilizarea calculatoarelor numerice. În acest context general se încadrează și metodele numerice privind calculul interacțiunii motor-turbosuflantă, fiind unicele metode de stabilire prin calcul ale regimurilor stabilizate de funcționare ale motoarelor turbosupraalimentate. Aceste metode permit ca într-un timp extrem de scurt, să se studieze influența unor parametri constructivi (raport de compresiune, faze de distribuție, arhitectura colectoarelor de admisiune și evacuare, geometria rețelei de palete la turbosuflantă etc.) care vor preciza în mod univoc și decisiv indicii tehnico-economi ai motoarelor turbosupraalimentate.

Necesitatea elaborării la noi în țară a unei metode de calcul a interacțiunii motor - turbosuflantă (metoda ciclului real, cu utilizarea calculatorului numeric pentru integrarea sistemului de ecuații diferențiale care simulează funcționarea motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat) rezultă pe baza prevederilor programului național privind asimilarea, producția și diversificarea motoarelor Diesel turbosupraalimentate.

Cu excepția unei lucrări recent publicate [31] referitoare la studiul schimbării gazelor la m.a.i. cu admisiune naturală, în țară nu a existat un program similar aferent motoarelor turbosupraalimentate.

1.4 Obiectul tezei și metodele de soluționare

Elaborarea și testarea unei metode fiabile pentru stabilirea interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflantă constituie obiectul tezei. Metoda în sine va trebui să satisfacă următoarele cerințe :

- a) - să fie compatibilă cu calculatorul numeric de medie capacitate (64 K memorie internă/segment);
- b) - să fie ușor adaptabilă la diferite tipodimensiuni de motoare¹⁾ și turbosuflante (modificări minime a programului în cazul calculării unei noi tipodimensiuni de motor turbosupraalimentat);
- c) - să permită calculul unui domeniu larg de regimuri stabilizate de funcționare;
- d) - să prezinte fiabilitate ridicată;
- e) - timpul de calcul să fie menținut în limite rezonabile (sub 45 minute/regim de funcționare).

Autorul consideră că programul de calcul elaborat și testat (motor 6 LMB 836 Bb echipat cu turbosuflantă VTR 200 respectiv RR 150) satisface aceste cerințe prin metode specifice de soluționare a problemei și anume :

- a) - adoptarea unor ipoteze de modelare adecvate;
- b) - stabilirea unor corelații între modelele matematice și tipodimensiunea, respectiv regimul de funcționare al motorului considerat;
- c) - testarea individuală a subrutinelor componente, cu coroborarea rezultatelor calculate cu cele măsurate sau de re-

¹⁾ În capitolele următoare, prin noțiunea de "motor" se va înțelege motorul Diesel în patru timpi supraalimentat cu turbosuflantă (compresor radial cu o treaptă de compresie și turbina axială sau radială cu două trepte de compresie care lucrează într-o treaptă).

forință;

- d) - stabilirea unei metode stabile și convergente de integrare a sistemului de ecuații diferențiale, cu menținerea în limitele impuse a timpului de calcul.

Oportunitatea elaborării unui program de calcul a interacțiunii motor-turbosuflantă este evidentă pe baza celor expuse în § 1.3.

1.5. Conținutul și forma de prezentare a tezei

Prezenta lucrare este redactată în trei părți - text, parte grafică, anexe - legate într-un singur volum.

Textul lucrării conține tabla de materii (2 pagini), lista prescripțiilor oficiale consultate și principalele notații utilizate (5 pagini) prefața (3 pagini), șapte capitole (135 pagini) și 184 de referințe bibliografice (12 pagini).

În text sînt înserate 52 de figuri (21 scheme logice și 14 fotografii), 19 tabele și 224 de relații numerotate.

În continuare se prezintă pe scurt conținutul fiecărui capitol, după cum urmează :

Capitolul 1, „Introducere”. Autorul a analizat pe baza statisticilor și prognozelor existente viitorul motorului cu ardere internă ca transformator de energie, cu referire specială la motoarele Diesel în patru timpi turbosupraalimentate. Sînt expuse în continuare principalele procedee și sisteme de supraalimentare, prezentîndu-se și tendințele de dezvoltare ale motoarelor Diesel turbosupraalimentate.

Pe baza definirii noțiunii de „interacțiune motor-turbosuflantă”, autorul a precizat în continuare obiectul tezei precum și metodele de soluționare, cu indicarea principalelor contribuții originale.

Capitolul 1 conține 18 pagini, 4 figuri, 2 tabele, 5 relații și 31 de referințe bibliografice.

Capitolul 2, „Analiză privind metodele de stabilire a interacțiunii motor-turbosuflantă”. În acest capitol s-a efectuat un studiu bibliografic - extins la 120 de referințe bibliografice publicate în țară și în străinătate - privind principalele modele și metode de modelare a interacțiunii motor-turbosuflantă (proprietăți termodinamice fluid motor, ardere, schimb de substanță și căldură, disipare de energie în motor, regimul de funcționare a turbinei și compresorului), cu analizarea critică a metodelor teoretice și experimentale de stabilire a acestei interacțiuni.

Concluziile prezentate la sfîrșitul capitolului au permis definirea unor direcții de cercetare și a unor probleme încă nesemnificate în bibliografia studiată, aspecte pe care autorul a dorit să le dezvolte în

cadrul tezei.

Capitolul 2 este extins pe 18 pagini, conținând 8 relații și două tabele.

Capitolul 3, „Modelarea matematică a interacțiunii motor-turbo-suflantă”. În acest capitol autorul a dezvoltat modelele matematice aferente proprietăților termodinamice ale fluidului motor (funcții directe și inverse) precum și cele pentru simularea funcționării în regim staționar sau cvasistaționar a sistemelor termodinamice componente motorului. Alături de subprogramele atașate modelelor dezvoltate, autorul a dedus în acest capitol și sistemul de ecuații integro-diferențiale (24 de ecuații cu 24 de necunoscute) care precizează regimul stabilizat de funcționare al motorului turbosupraalimentat, fiind definiți vectorul valorilor propriu (\mathcal{V}) și a parametrilor funcționali (f). Pentru un set de variabile independente, acest din urmă vector permite stabilirea cantitativă - sub forma matricii parametrilor funcționali MF- a interacțiunii motor-turbosuflantă.

Capitolul este redactat pe 32 de pagini, conținând 15 figuri (11 scheme logice), o tabelă, 132 de relații și 22 de referințe bibliografice.

Capitolul 4, „Programul pentru calculul interacțiunii motor-turbosuflantă”. După analizarea condițiilor de existență și unicitate a soluției sistemului de ecuații integro-diferențiale, autorul a prezentat-pe lângă mijloacele de eliminare a instabilităților inerente introduse de modelele matematice pentru ardere și schimbul de substanță- avantajele metodei Romberg pentru integrarea numerică a sistemului de ecuații integro-diferențiale. În continuare sînt prezentate structura și schema logică a subprogramelor și segmentelor de program necesare integrării numerice, fiind expuși în final timpii de calcul și lungimile în stare editată a segmentelor KOMAREX, EXCHANGE și a programului sursă SUPRAMØ.

Capitolul 4 este redactat pe 32 de pagini, conținând 12 figuri (10 scheme logice), 7 tabele, 49 de relații și 8 referințe bibliografice.

Capitolul 5, „Stabilirea experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă”. Autorul a expus în acest capitol mijloacele și metodele de măsurare utilizate în vederea stabilirii experimentale a interacțiunii motor-turbosuflantă. După enumerarea mărimilor care urmează a fi măsurate, se precizează construcția și caracteristicile de calibrare ale mijloacelor de măsurare, parțial originale. Sînt expuse de asemenea schemele principale ale instalațiilor de măsurat precum și rezultatele obținute în urma încărcării motorului

GLMB836 Bb/VTR 200-Z4/R 267 după trei curbe caracteristice (elice, generator, sarcină). Rezultatele obținute permit definirea interacțiunii motor-turbosuflantă sub forma topogramei regimurilor de funcționare în caracteristica universală a compresorului.

Capitolul este redactat pe 21 pagini, conținând 21 de figuri (14 fotografii), 5 tabele, 10 relații și 3 referințe bibliografice.

Capitolul 6 „Valorificarea cercetării”. Algoritmii de calcul elaborați și verificați în conformitate cu cele expuse în cele trei capitole precedente, au permis autorului valorificarea pe cale contractuală și prin publicarea - în țară și în străinătate - rezultatelor cercetărilor efectuate. Tot în acest capitol sunt enumerate și programele sursă pentru stabilirea unor condiții de restricție de natură constructivă, condiții care nu au intrat în mod explicit la formularea modelelor matematice ale programului sursă SUPRAMØ. De această observație s-a ținut cont în mod special la sinteza parametrilor funcționali ai motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate aflate în curs de asimilare sau proiectare (contracte încheiate de I.P. "Traian Vuia" Timișoara cu I.C.M. Reșița respectiv I.N.M.T. București). Capitolul conține 4 pagini.

Capitolul 7, „ Concluzii finale privind stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă” . Sunt prezentate în acest capitol principalele concluzii constatate de autor în urma stabilirii pe cale numerică și experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă.

Capitolul cuprinde 10 pagini și 2 tabele.

Partea grafică a lucrării cuprinde 27 de figuri redată sub forma a 36 planșe A4, figurile conținând principalele rezultate cantitative obținute de autor.

Cele cinci anexe cuprind programe complementare necesitate de stabilirea - în condițiile de fiabilitate impuse - modelelor matematice expuse în cap. 3. Anexele sunt redactate pe 25 de pagini cu 10 figuri (9 scheme logice) și 153 de relații numerotate, precum și 12 referințe bibliografice. Rezultatele cantitative obținute la elaborarea anexelor sunt prezentate pe șase figuri format A4.

1.6. Contribuții originale privind stabilirea interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare

Pe baza bibliografiei consultate, autorul consideră drept contribuții originale următoarele aspecte teoretice și experimentale elucidate și/sau elaborate :

1.6.1. Contribuții de natură teoretică

1°- Elaborarea unor criterii de clasificare a procedeelor și sistemelor de supraalimentare, în concordanță cu variantele funcționale și constructive de motoare supraalimentate deja experimentate;

A. Modele matematice

2°- Elaborarea unor funcții (directe și inverse) pentru calculul proprietăților termodinamice ale fluidului motor, fiind parcurse următoarele etape mai importante de cercetare :

a) - selectarea pe baza unor criterii impuse (baza teoretică a cercetării, modul de evitare a erorilor de editare și numărul de di-
giți cu care s-au tipărit matricile) a sursei bibliografice pentru determinarea proprietăților termodinamice ale componentilor ($N_2; O_2;$
 $H_2O; CO_2; Ar$);

b) - elaborarea unui program pentru stabilirea coeficienților polinoamelor de interpolare a funcțiilor directe și inverse (Anexa A2);

c) - analiza comparativă a rezultatelor obținute pe baza funcțiilor termodinamice directe - $c_v(T, \lambda); h(T, \lambda); s(T, \lambda); T^*(T, \lambda); \partial u(T, \lambda) / \partial \lambda$
și inverse - $T_h(h, \lambda); T_s(s, \lambda); T_{T^*}(T^*, \lambda)$ - propuse, în raport cu datele sursei bibliografice acceptate și a proprietăților termodinamice ale gazelor de ardere - calculate de autor pe baza ipotezei gazului real (Anexa A 3);

d) - justificarea cantitativă a ipotezei gazului ideal, modelul matematic elaborat avînd abateri sub 6 % în raport cu sursa bibliografică utilizată - pe tot domeniul de definiție Δ , fiind asigurată și o continuitate de ordinul doi pentru toate funcțiile termodinamice propuse;

3°- Elaborarea unei metode de prelucrare a diagramelor indicate cu controlul strict al continuității derivatelor de ordinul unu și doi. Metoda este aplicabilă pentru 40 de valori discrete - echi-
distante sau nu - ale presiunii din cilindru p_z și ale unghiului de rotație φ . Programul elaborat în acest scop (Anexa A4) se bazează pe proprietățile fundamentale ale funcțiilor spline de ordinul trei (Anexa A1), precum și pe modelul matematic expus în Anexa A2. Acuratețea cu care rezultă derivata \dot{p}_z permite determinarea parametrilor caracteristici de degajare a căldurii ($m; \varphi_{i.in}; \Delta \varphi_{ar}$) în condiții net superioare procedeelor actuale (interpolare prin funcții Lagrange) de prelucrare a diagramelor indicate;

4°- Elaborarea unui model matematic pentru schimbul de substanță bazat pe următoarele ipoteze :

a) - dependența capacităților calorice masice cu temperatura, în

toate referințele bibliografice analizate de autor fluidul motor fiind presupus gaz ideal;

b) - definirea ariei efective pe baza noțiunii - des întâlnite în bibliografia anglo-saxonă - de „arie izentropică” echivalentă secțiunii minime de curgere controlate de supape, variația acestei mărimi în raport cu unghiul de rotație φ a arborelui motor fiind modelată de autor sub formă adimensională. Funcționalele propuse conțin un număr suficient de parametri independenți pentru a permite particularizarea modelului la orice legi și faze de distribuție. În raport cu formulele uzuale (sinusoidale, trapezoidale) pentru legile de variație ale ariilor efective, modelul matematic propus de autor este mai adecvat problemelor de sinteză a legilor și fazelor de distribuție. Pe de altă parte, modul de definire a „ariei izentropice” elimină nedeterminarea încreștă definirii ariei efective ca produs între coeficientul de debit și secțiunea geometrică minimă controlată de supape, această ultimă mărime putând fi precizată prin cel puțin opt relații distincte;

5° - Elaborarea unui procedeu de determinare a coeficienților β_2, β_3 - aferenți modelului matematic pentru transferul de căldură - bazat pe prelucrarea diagramei indicate, valorile obținute fiind mai apropiate de realitate decât valorile constante prezentate în literatura de specialitate;

6° - Elaborarea unui algoritm general valabil pentru stabilirea dublelor dependențe funcționale $\eta_{s.c}(T_C; \bar{m}'_C)$ și $\bar{n}_{TS}(T_C, \bar{m}'_C)$, necesare determinării regimului staționar de funcționare al compresorului;

7° - Elaborarea unui model matematic - bazat pe caracteristici universale - pentru calculul regimurilor cvasistaționare de funcționare ale turbinelor axiale și radiale. În cazul în care nu se dispune de aceste caracteristici, autorul a elaborat - pentru turbinele radiale - un model matematic bazat pe datele funcționale și constructive ale rețelei de palete statorice și rotorice. În cadrul modelului matematic sînt luate în considerare principalele fenomene de disipare ale energiei, precum și regimul de curgere din rețeaua statorică de palete a turbinei;

B. Analiză funcțională

8° - Pe baza modelelor matematice elaborate și a ecuațiilor de conservare a energiei și masei aplicate la sistemele termodinamice componente motorului turbosupraalimentat, autorul a stabilit structura concretă a sistemului de ecuații care simulează regimul stabilizat de funcționare al motorului. Sistemul este format din 24 de ecuații integro-diferențiale, inclusiv funcție de scop care precizează echilibrul

energetic dintre compresor și turbină. Funcționalele astfel stabilite au stat la baza elaborării segmentelor de program KOMAREX și EXCHANGE, respectiv a programului sursă SUPRAMØ.

9^o - Regimul de funcționare al motorului s-a precizat sub trei forme :

a) - vectorul soluției proprii y_p , vector care precizează în fiecare punct al domeniului de integrare $D \triangleq D_{jp} \cup D_{ip}$ echilibrul masic și energetic al sistemelor componente, inclusiv valorile mărimilor de stare;

b) - vectorul valorilor proprii \mathcal{Y} - calculabil pe baza vectorului y_p - care definește regimul de funcționare al motorului sub forma unor mărimi integrale sau discrete, caracteristice unui întreg ciclu motor;

c) - vectorul parametrilor funcționali f , vector care definește regimul de funcționare al motorului prin parametri specificați în normativele oficiale.

10^o - Interacțiunea motor turbosuflantă s-a definit sub formă matricială (MF), fiecare coloană a matricii fiind reprezentată prin vectorul f asociat unui anumit regim stabilizat de funcționare al motorului.

11^o - Definirea cantitativă - prin intermediul factorului izentropic de impuls $\mu_{s,T}$ - a regimului de funcționare a turbinei (staționar sau cvasistaționar).

C. Programare și analiză numerică :

12^o - Pentru toate modele matematice elaborate autorul a întocmit subprograme - după tehnica rutinelor închise - testate individual, în conformitate cu soft-ul calculatorului : maximum 64K/segment de program.

13^o - Crearea unor fișiere BT/R.B.N. - pe bandă și disc - pentru fiecare subprogram testat, micșorînd timpul total de compilare aferent testării subprogramelor mai complexe care apelau rutinele de pe fișier.

14^o - Stabilirea unor procedee de eliminare a instabilităților inerente introduse de modelele matematice pentru ardere și schimb de substanță.

15^o - Alegerea unei metode optime de integrare numerică (Romberg), în conformitate cu structura funcționalelor componente sistemului de ecuații integro-diferențiale.

16^o - Determinarea pașilor optimi de integrare, în corelație cu compromisul convergență - timp de calcul.

17° - Posibilitatea inițializării regimului de funcționare al compresorului - și accelerarea pe această cale a convergenței integrării numerice - prin diagrama consumului de aer al motorului redată sub formă adimensională.

18° - Demonstrarea faptului - redat în literatura de specialitate sub formă de enunț - că procesele termogazodinamice de joasă presiune sînt practic independente de procesele de înaltă presiune ($n = \text{cst}$; $m_b = \text{cst}$) atîta timp cît regimul de temperaturi a pereților cilindrului nu se modifică. S-a constatat în acest sens că modificarea unor parametri independenți ai perioadei de joasă presiune modifică în mod neînsemnat mărimile de stare aferente sfîrșitului admisiunii (P_{ad} ; T_{ad}). Faptul este evidențiat și prin numărul diferit de iterații după care se obțin soluții convergente (2-3 cicluri pentru IP, 7-8 cicluri pentru JP).

19° - Elaborarea unui program special (Anexa A 1) pentru interpolarea și derivarea numerică, prin utilizarea funcțiilor spline de ordinul trei.

1.6.2. Contribuții de natură experimentală

D. Mijloace de măsurare :

20° - Traductorul inductiv pentru P.M.S.

21° - Traductorul pentru măsurarea în regim dinamic a presiunii de supraalimentare ().

22° - Traductorul pentru măsurarea în regim dinamic a presiunii din colectorul de evacuare (p_{ev}).

23° - Traductorul pentru măsurarea presiunii maxime de ardere (P_{max}).

24° - Traductorul pentru măsurarea frecvenței de rotație a turbosufllantei (n_{TS}).

E. Metode de măsurare :

25° - Metoda de măsurare a momentului motor efectiv (M_e) și procedeul de calibrare al traductorului primar.

26° - Calibrarea - în timpul înregistrărilor - a traductorilor de presiune specificați, cu mărimi de referință măsurate prin aparate digitale.

ANALIZA PRIVIND METODELE DE STABILIRE A
INTERACȚIUNII MOTOR-TURBOSUFLANTA

Procesele termogazodinamice asociate regimurilor de funcționare ale motoarelor cu ardere internă nu pot fi descrise exact din punct de vedere fizico-chimic. Totuși, aceste procese pot fi formulate cu suficientă precizie din punct de vedere practic printr-o modelare adecvată. Dacă se implică în formularea matematică a modelelor și experimentul, rezultatele cantitative obținute devin utilizabile în practica curentă de proiectare și exploatare.

Pentru a analiza în mod unitar lucrările referitoare la domeniul de cercetare, este necesară nominalizarea modelelor cu ajutorul cărora sînt descrise funcționarea sistemelor termodinamice componente motorului. În cazul motoarelor Diesel în patru timpi cu turbosupraalimentare, sînt luate în considerație modele referitoare la :

- a) - proprietățile termodinamice ale fluidului motor;
- b) - procesul de ardere;
- c) - transferul de căldură;
- d) - schimbul de substanță între cilindrii și colectoare;
- e) - disiparea de energie în motor;
- f) - compresorul turbosuflantei;
- g) - turbina turbosuflantei;
- h) - răcitorul de aer.

Formularea matematică a modelelor mai sus menționate presupune adoptarea unor ipoteze, care în majoritatea cazurilor au un caracter simplificator. Pe de altă parte, nivelul simplificărilor sînt în corespondență univocă cu gradul de cunoaștere a proceselor fizico-chimice specifice modelelor considerate, respectiv cu mărimea memoriei interne aferente calculătorului numeric.

Pe lîngă studierea în mod critic a modelelor matematice enumerate, autorul a analizat în acest capitol și principalele metode de stabilire a interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare.

2.1. Studiu critic privind modelele matematice utilizate
la calculul interacțiunii motor-turbosuflantă

2.1.1. Proprietățile termodinamice ale fluidului motor

Fluidul motor care evoluează în decursul unui ciclu motor este un gaz real format din doi constituenți: aer și combustibil. Conform legii

fazelor lui Gipp, un asemenea gaz apare ca trivariant. In aceste condiții, Zacharias a definit [32] proprietățile termodinamice ale fluidului motor prin ecuațiile de stare termică și calorică :

$$Z(p, T, \lambda) = p \cdot V / (R \cdot T); h = h(p, T, \lambda) \quad (6,7)$$

valabile pentru domeniile $T \in [200, \dots, 6000 \text{ K}]$, $p \in [10^{-3}, \dots, 10^3]$ bar și $\lambda \in [1,001 \div 10000]$.

Prin neglijarea disociației la temperaturi înalte și a forțelor interne moleculare la presiuni ridicate și temperaturi joase, fluidul motor poate fi considerat ca un gaz ideal monovariant (numai aer) sau bivariant (amestec de aer cu gaz de ardere stoichiometric). In această situație ecuația termică de stare a fluidului motor este

$$Z = 1. \quad (8)$$

consistentă [33] în raport cu ecuația calorică de stare :

$$c_p = c_p(T) \quad (9a)$$

în cazul aerului, respectiv

$$c_p = c_p(T, \omega_1) \quad (9b)$$

în cazul fluidului motor bivariant.

Ecuația (9a) a fost utilizată în lucrări mai puțin recente [18, 20, 34]. Majoritatea autorilor cercetați au elaborat formule proprii de interpolare pentru ecuația (9b), celelalte funcțiuni termodinamice directe - $h(T, \omega_1)$; $s(T, \omega_1)$ - deducându-se [35] atunci în mod univoc. Publicațiile existente cunoscute de autor nu precizează însă sursa primară pe baza căreia s-au stabilit formulele de interpolare. De asemenea, autorul nu a găsit o comparație cantitativă concludentă între proprietățile termodinamice ale fluidului motor calculate pe baza celor două ipoteze de modelare mai sus menționate (gaz real respectiv ideal).

In final, toate lucrările consultate de autor tratează procesul de schimbare a gazelor prin asimilarea fluidului motor cu un gaz perfect, cu capacități calorice constante. Ipoteza aceasta de modelare introduce însă erori apreciabile deja la temperaturi relativ scăzute (500 ÷ 700 K).

In concluzie, proprietățile termodinamice ale fluidului motor sînt modelate pe baza ipotezelor gazului perfect, ideal și real. In studiul efectuat, autorul nu a găsit referințe cantitative privind ipoteza de modelare a proprietăților termodinamice ale fluidului motor optimă calcului interacțiunii motor-turbosuflantă (calcul în care accentul este pus pe procesele de schimbare a gazelor și nu pe procesele fizico-chimice [17, 36, ... 38] aferente arderii). De asemenea,

În literatura de specialitate autorul nu a găsit referințe despre funcțiile termodinamice inverse ²⁾ și utilizarea lor la calculul de schimbare a gazelor. De menționat și faptul că nu sînt publicate date cantitative privind ordinul de continuitate optim al polinoamelor de interpolare precum și erorile admisibile cu care aceste polinoame aproximează mărimile reale ale funcțiilor termodinamice directe și inverse.

2.1.2. Procesul de ardere

Arderea din motor fiind o succesiune de procese fizico-chimice deosebit de complexe (penetrația și dispersia jetului de combustibil; formarea și creșterea temperaturii picăturilor; vaporizarea, difuziunea și amestecarea combustibilului aflat în stare gazoasă cu încărcătura proaspătă, respectiv aprinderea și arderea propriu zisă,) nu a putut fi modelată suficient de exact pînă în prezent.

Intensele cercetări cu caracter fundamental efectuate atît în străinătate [39, ... 42] cît și la noi în țară [17, 43, 44] nu au putut fi finalizate - pînă în prezent - prin stabilirea unor dependențe cantitative între modul de desfășurare al procesului de ardere și arhitectura camerei de ardere, construcția echipamentului de injecție, etc.

În această situație cercetările cu caracter aplicativ au fost și sînt axate pe definirea unei "caracteristici de degajare a căldurii" compatibil din punct de vedere energetic cu procesul propriu-zis. Caracteristica trebuie să permită conservarea unor parametri funcționali (presiunea maximă de ardere; gradientul de creștere a presiunii din cilindrii, lucrul mecanic indicat) aferenți perioadei de înaltă presiune a ciclului, ciclul fiind precizat pentru un regim de funcționare de referință. Caracteristica de degajare a căldurii definită în acest mod presupune existența unor parametri - de obicei forma caracteristicii, începutul și durata arderii aparente - egali ca număr cu condițiile de margine mai sus enumerate.

Modelarea arderii presupune deci formularea matematică a dependenței dintre viteza de introducere a căldurii $\dot{Q}_{b,z}$ și unghiul φ de rotație a arborelui motor. În decursul ultimilor ani, caracteristica de degajare a căldurii a fost succesiv reconsiderată, de la forma dreptunghiulară [45] respectiv triunghiulară [39, 46 ... 51] pînă la forma exponențială utilizată [52, ... 56] aproape în exclusivitate în prezent :

$$\dot{Q}_{b,z} = H_u \cdot m_b \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{i,ar}}{\Delta \varphi_{ar}} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (10a)$$

²⁾ A se consulta § 3.1.1.

$$\dot{Q}_{b.z} = a \cdot \frac{m_b^* \cdot H_u}{\Delta\varphi_{ar}} \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{i,ar}}{\Delta\varphi_{ar}}\right)^m \cdot \exp\left[\left(\frac{\varphi - \varphi_{i,ar}}{\Delta\varphi_{ar}}\right)^{m+1} \cdot (-a)\right] \quad (10b)$$

Pentru un anumit regim de funcționare de referință, parametrii caracteristicii de degajare a căldurii - \hat{m} , $\Delta\hat{\varphi}_{ar}$ și $\hat{\varphi}_{i,ar}$ - se pot corela cu lucrul mecanic indicat \hat{W}_{ip} al perioadei de înaltă presiune, presiunea maximă de ardere \hat{p}_{max} și gradientul de creștere al presiunii \hat{p}_{max} din cilindru, aferenți regimului de referință.

Cercetări cu caracter experimental [56] au demonstrat posibilitatea corelării parametrilor caracteristicii ($m; \Delta\varphi_{ar}; \varphi_{i,ar}$) cu regimul de funcționare al motorului (m_b^* și n), prin prelucrarea adecvată a diagramelor indicate. Cu toate acestea, date cantitative nu sînt prezentate decît pentru un singur tip de motor.

Din punct de vedere al analizei numerice, modelul matematic (10) constituie o sursă de instabilitate a integrării. Pe baza unor criterii de convergență, există posibilitatea optimizării pasului de integrare în raport cu valorile numerice ale parametrului de formă (m) și ale duratei arderii aparente ($\Delta\varphi_{ar}$).

In concluzie, procesul de ardere este în prezent modelat prin ecuația semiempirică a lui Vibe (10), parametrii caracteristicii de degajare a căldurii ($m; \Delta\varphi_{ar}; \varphi_{i,ar}$) fiind precizați de tipul și regimul de funcționare al motorului. Autorul a constatat însă că metodele publicate pentru prelucrarea diagramelor indicate [57, ... 59] nu au dat rezultate acceptabile în practică, fapt care impune reconsiderarea principială a acestora. De asemenea, în publicațiile studiate de autor nu sînt tratate corelațiile cantitative existente între mărimea pasului de integrare și parametrul de formă m respectiv durata arderii aparente $\Delta\varphi_{ar}$, corelație precizabilă pe baza unor criterii de convergență. Lipsesc în aceeași măsură indicații concrete privind stabilirea variației parametrilor caracteristicii ($m; \Delta\varphi_{ar}; \varphi_{i,ar}$) cu regimul de funcționare al motorului turbosupraalimentat.

2.1.3. Transferul de căldură

Transferul de căldură între fluidul motor și pereții cilindrului prezintă importanță sub aspectul randamentului indicat al ciclului. Modelul matematic se referă la stabilirea dependențelor dintre coeficientul de convecție termică respectiv cel de transfer termic prin radiație, pe de o parte și mărimile termodinamice de stare ale fluidului motor, respectiv parametrii constructivi și funcționali ai motorului, pe de altă parte.

Obiectul cercetărilor cu caracter fundamental [60, 61] se referă

la determinarea cantitativă-teoretică și experimentală a procesului nestaționar de transfer termic. Este singura cale prin care se poate defini în spațiu și timp câmpul de temperatură din stratul limită și pereții despărțitori.

Transferul de căldură dintre fluidul motor și pereții cilindrului se realizează prin convecție și radiație. Pentru perioada de joasă presiune a ciclului radiația se poate neglija [62]. În timpul arderii - pe perioada de înaltă presiune a ciclului - pe lângă transferul de căldură prin convecție un rol însemnat îl deține și radiația gazelor triatomice (CO_2 și H_2O) împreună cu radiația pereților camerei de ardere. Până în prezent însă nu sînt stabilite - în condițiile unor presiuni parțiale ridicate - dependențele dintre emisivitate și presiunea parțială a gazelor triatomice [63], efectul transferului de căldură prin radiație fiind considerat în mod explicit [64] sau implicit [65, 66] în modelarea matematică a procesului.

Considerînd transferul de căldură ca un proces quasistaționar ³⁾, cercetările cu caracter aplicativ [64, ... 66, 67] au condus la formularea unor relații de calcul ale coeficienților de transfer termic adecvați calculului numeric. Cu toate că au un caracter semiempiric, relațiile menționate respectă criteriile de similitudine aferente transferului convectiv de căldură :

$$\text{Nu}_z = (a \cdot \text{Re}^b)_z \quad (11)$$

Coeficienții a și b respectiv modul de definire al numărului lui Reynolds, permit evaluarea coeficientului de convecție termică dintre fluidul motor și pereții cilindrului în funcție de timp și independent de spațiu.

Dintre dezvoltările existente [62, ... 69] pentru relația (11), modelul matematic prezentat în lucrările [65, 66, 70] a condus la rezultate foarte apropiate de experiment - Tab. 3 - pentru valorile $a = .035$ și $b = .8$ ale constantelor ecuației (11).

Modelul în sine diferă formal prin expresia vitezei fictive c_z aferente lui Re_z , și anume :

$$c_z = \beta_1 \cdot v_m \quad (12a)$$

³⁾ Coeficientul de convecție termică și cel de transfer termic prin radiație depind de timp și sînt independente de spațiu; temperatura pereților schimbîndu-se odată cu schimbarea regimului de funcționare al motorului (nu sînt variații ciclice, iar la o suprafață bine definită temperatura este independentă de spațiu).

Tab.3. Transferul de căldură la diferite tipodimensiuni de motoare

Tipul motorului	Procedeu de formare al amestecului	d mm	s mm	n min ⁻¹	P _e bar	$\xi_p = Q_p^* / (m_b^* \cdot H_u)$		Sur-sa
						Calcu-lat	Măsu-rat	
D0834 M	M	108.	128.	1800.	6,76	22.0	21.8	[66]
R1V 16/18	Antecameră	160.	180.	1200.	8	25.8	25.2	[66]
V8V 24/30	Inj.directă	240.	300.	900.	16	13.4	13.5	[66]
K6V 30/45	/"	300.	450.	400.	9.42	14.9	14.7	[66]
K3Z102/180	"	1020.	1800.	106.	10.3	11.3	12.2	[66]

pentru procesul de schimbare al gazelor;

$$c_z = \beta_2 \cdot v_m \quad (12b)$$

pentru compresiune;

$$c_z = \beta_2 \cdot v_m + \beta_3 \cdot \frac{V_h \cdot T_{ad}}{P_{ad} \cdot V_{ad}} \cdot (P_z - P_{an}) \cdot 10^{-5}. \quad (12c)$$

respectiv pentru ardere și destindere.

In concluzie, modelul matematic pentru transferul de căldură se referă în mod special la relația de definiție a coeficientului de convecție termică. Nici una dintre relațiile publicate nu sînt bazate pe măsurători experimentale (mișcările aerului din cilindru, variația densității fluxului termic în timp și spațiu; variația în timp și spațiu a temperaturilor pereților expuse fluidului motor, etc) coroborate cu un calcul al transferului nestaționar de căldură. Pe de altă parte, căldura transferată fluidului de răcire nu este predominantă - Tab.3,4- în balanța energetică a motorului, fapt care justifică ipoteza regimului cvasistaționar de transfer caloric.

Tab.4. Partiția căldurii transferate fluidului de răcire

Motor	Partiția	$\xi_{z,p}^* = \xi_{p,r}^* + \xi_{p,ul}^*$		$\xi_{R,r}^*$	$\xi_{T,r}^*$	ξ_{Cel}^*	ξ_r^*	$\xi_r^* + \xi_{ul}^*$	Sur-sa
		$\xi_{p,r}^*$	$\xi_{p,ul}^*$						
MAN KSZ 102/180 =105; =10.2; =1020.		.136	-	.081	-	-	.217	.217	[57]
PA4-200 DE =1500; =15.7; =200.		.1081	.0367	.0692	.0173	.0208	.1946	.2313	[27]
MAN 52/55 =428; =17.6; =520.		.106	-	.122	-	-	.228	.228	[57]
PA 4-200 ID =1500; =22.4; =200.		.0927	.0294	.1235	.0148	.0212	.231	.2604	[27]

Pe baza motivelor expuse, determinarea prin calcul a temperaturilor pereților cilindrilor presupune cunoașterea valorilor locale și

momentane ale coeficientului de convecție pe de o parte, respectiv conductanța pereților și coeficientul de convecție al fluidului de răcire pe de altă parte. Din această cauză modelele matematice pentru transferul de căldură presupun - la un anumit regim de funcționare al motorului - valori constante ale temperaturii pereților cilindricului.

În privința transferului de căldură de la gazele arse la pereții colectoarelor de evacuare, publicațiile existente [71,...74] acceptă un regim cvasistaționar pentru transferul de căldură. În aceste condiții, relația generală (11) este explicitată de mai mulți autori [42,62,67]. În studiul bibliografic efectuat, autorul nu a găsit o metodă de determinare a coeficienților $\beta_{1,2,3}$ caracteristici unui anumit tip de motor turbosupraalimentat, tot așa cum lipsesc și date cantitative privind influența temperaturilor pereților cilindricului și a căldurii schimbate cu pereții asupra parametrilor funcționali ai motorului.

2.1.4. Schimbul de substanță

Parametrii funcționali ai motoarelor depind în mare măsură de procesele termogazodinamice aferente schimbului de substanță dintre cilindri și colectoare. Aceste procese sînt guvernate - în cazul cel mai general - de ecuațiile de conservare a masei, impulsului și energiei. Ținînd cont și de ecuația de stare termică, respectiv calorică, se obține un sistem de șapte ecuații cu șapte necunoscute ($\rho, h, p, T, \mathcal{C}$). În această situație lucrările cu caracter fundamental [75,...78] au fost și sînt orientate pe dezvoltarea metodelor numerice de integrare. Ipoteza regimului nestaționar de curgere [79,...82] introduce însă dificultăți de ordin metodic (convergență și stabilitate la integrare) și tehnic (capacitate limitată a memoriei interne) greu de învins la ora actuală [83,84]. Din acest motiv simularea pe calculatorul numeric a interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare are la bază un model matematic care acceptă o curgere cvasistaționară a fluidului motor.

Publicațiile existente [85, ...88] definesc acest regim pe baza următoarelor ipoteze simplificatoare :

- a) - curgere potențială, axisimetrică și unidimensională;
- b) - neglijarea forțelor vîscoase;
- c) - schimbul de căldură între fluidul motor și ciuperca supapei, respectiv scaunul supapei;

- d) - aria efectivă controlată de supapă este independentă de numărul lui Mach și sensul de curgere;
- e) - turbionarea totală a energiei cinetice a fluidului motor după ieșirea din secțiunile controlate de supape;
- f) - mărimile termice și calorice de stare din amonte și aval de secțiunile controlate de supape rămân constante pe timpul unui pas de integrare.

Prima ipoteză anulează două din cele trei componente scalare ale vectorului C . Cercetări experimentale efectuate în regim dinamic și staționar [85, 89, ... 91] justifică cea de a doua ipoteză pentru domeniu de automodelare $Re_{\omega, z} > 40000$. respectiv $\zeta_{S_0, S_e} > .05$ [45]. Transferul de căldură în procesul de destindere se poate neglija de asemenea, deoarece densitatea maximă a fluxului termic are loc printr-o secțiune de control relativ redusă (poarta supapei). Observația de mai sus justifică cea de a treia ipoteză. Ipoteza a patra este îndeplinită numai pentru $\zeta_{S_0, S_e} < .13$ [85, 90], dar la valori mai mari ale ridicărilor relative ζ presiunile din amonte și aval de supapă tind să se egalizeze.

Prin aceasta, domeniul de automodelare se situează la $Ma < .3$ [89]. De asemenea, dependența dintre aria efectivă controlată de supape și sensul de curgere al fluidului motor este neglijată în programele de calcul ale procesului de schimbare a gazelor [45, 54, 80, ... 82, 85, 92, 93]. În cazul motoarelor turbosupraalimentate, situațiile în care sensul de curgere al fluidului motor se inversează (mers în gol, contrapresiune mărită la evacuare etc) sînt rare, necorespunzînd regimurilor normale de funcționare. Odată cu creșterea presiunii de supraalimentare, energia cinetică a gazelor evacuate disponibilă turbinei scade [24, 25, 94, ... 98]. Din acest motiv ipoteza a cincea este asociată în special motoarelor înalt supraalimentate, fiind frecvent folosită și pentru calculul regimului de funcționare al motoarelor cu supraalimentare medie [54, 85, 92, 93, 99, ... 104]. Relativ la cea de a șasea ipoteză, literatura de specialitate nu prezintă date cantitative, lipsind de asemenea indicații privind alegerea pasului optim de integrare și a metodelor de evitare a instabilității integrării pe perioada baleiajului.

In concluzie, majoritatea autorilor cercetați consideră schimbul de substanță ca un proces cvasistaționar, izentrop și homentrop. În aceste condiții, modelul matematic aferent procesului de schimbare a gazelor presupune pe lîngă ecuația de debit - integrată de toți cercetătorii pe baza ipotezei gazului perfect - și legea de variație (în raport cu unghiul φ de rotație al arborelui motor) al ariilor efective controlate de supape. Aceste arii sînt precizate cantitativ în mod diferențiat. O parte a cercetătorilor [54, 80 ...

...82,86,92,93,99,105,...109] definesc aceste arii pe baza produsului dintre coeficientul de debit și aria secțiunii geometrice controlate de supape, în timp ce o altă categorie de cercetători [75,77,85,89,...91,100,101,103] precizează aria efectivă controlată de supape pe baza ariei "izentropice echivalente" secțiunilor de control.⁴⁾ În privința condițiilor de margine, s-a constatat experimental [89] faptul că la frecvențe joase de rotație ale arborelui cu came, debitele măsurate au fost superioare celor determinate în regim staționar, fenomenul inversându-se la frecvențe de rotație ridicate. Acest ultim aspect confirmă de asemenea justetea ipotezei regimului cvasistaționar de curgere al fluidului motor prin secțiunile controlate de supape. Totuși, în vederea efectuării unui calcul concret, literatura de specialitate nu indică - în cazul motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate - structura concretă a sistemului de ecuații diferențiale, modalitățile de reprezentare în calculator a ariilor efective controlate de supape, precum și un procedeu de sinteză a acestor arii în cazul motoarelor aflate în stadiu de proiectare.

2.1.5. Disiparea de energie în motor

La nivelul mecanismului motor (cît și a sistemelor de injecție, ungere, răcire) energia disipată prin frecare-coulombiană, aero și/sau hidrodinamică - este transmisă sub formă de căldură fluidului de răcire. Natura fizică a proceselor menționate fiind deosebit de complexă, majoritatea cercetătorilor au investigat [110,...116] pe cale experimentală, influența parametrilor funcționali ai motorului asupra presiunii medii (p_m) aferente disipărilor de energie în motor. În cazul motoarelor turbosupraalimentate [114,115] influența frecvenței de rotație a arborelui motor, a presiunii de supraalimentare precum și a temperaturii uleiului este preponderentă.

Modelul matematic în sine este dat de relația funcțională între parametrii amintiți, mărimea factorilor de influență asupra parametrului p_m diferind de la autor la autor.

In concluzie, determinarea experimentală cu precizie ridicată a presiunii medii (p_m) presupune existența unei instalații de măsurat deosebit de fidele a variației presiunii din cilindrii (traductor piezoelectric termocompensat montat direct în cilindru) și a poziției dinamice a punctului mort superior [59,114,115]. În calculele de simulare a regimurilor de funcționare ale motoarelor se poate însă apre-

⁴⁾ Definit ca aria unui ajutor divergent care asigură - la presiune și temperatură identică în amonte, respectiv presiune identică în aval - același debit ca și organul de strangulare luat în considerație (supape, rețea palete turbină, etc).

cia valcarea presiunii medii p_m prin construcția curbei lui Willans, valorile presiunii medii efective calculate pe această bază fiind în concordanță cu măsurătorile [112,115] pentru un anumit regim de funcționare al motorului. În lucrările consultate, autorul nu a întâlnit o relație de calcul a presiunii p_m în funcție de regimurile de funcționare ale motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate.

2.1.6. Compresorul turbosuflantei

Turbosuflantele motoarelor policilindrice se echipează la ora actuală în majoritatea cazurilor cu compresoare centrifugale. Volumul⁵⁾ mare al colectoarelor de admisiune asigură la un regim stabilizat de funcționare al motorului policilindric un proces cvasistaționar pentru compresiunea încărcăturii proaspete [116,...121].

Modelarea matematică a funcționării compresorului presupune determinarea pe cale analitică sau numerică a caracteristicii compresorului. Numeroasele cercetări teoretice și experimentale [122,118,123,,,.125] au condus la metode analitice de calcul a caracteristicilor universale, cunoscute fiind construcția și geometria rețelei de palete a compresorului. La calculul interacțiunii motor-turbosuflantă se preferă însă modelarea pe cale matematică a caracteristicii universale garantate de producător. Dintre acestea, metoda linearizării a lui P. Lourtie [126] și metoda dublei interpolări [127] se disting în mod deosebit.

In concluzie, modelul matematic pentru funcționarea compresorului trebuie să stabilească o corespondență între patru parametri ($\pi_C; \tilde{m}'_C; \eta_{s,C}; \tilde{m}'_{T3}$) dintre care doi sînt considerați independenți. În privința modului de definire a randamentului $\eta_{s,C}$ și a raportului de presiuni π_C există un punct de vedere unitar [118,...125]. Nu același lucru se poate spune despre alegerea celor doi parametri independenți necesari definirii unui regim de funcționare al compresorului. De asemenea structura concretă a modelelor matematice utilizate nu este publicată. Nu există referințe bibliografice nici asupra modului în care se stabilesc aceste modele, cunoscută fiind caracteristica universală a compresorului.

2.1.7. Turbina turbosuflantei

Modelarea matematică a funcționării turbinei este dificilă - devenind prin aceasta aproximativă - din cauza curgerii nestaționare în colectoarele de evacuare, curgere însoțită de oscilații de presiune și

⁵⁾ Exceptînd regimul de mers în gol și la sarcini sub ~20 % din sarcina nominală a motorului, regim la care apar oscilații de presiune în colectorul de admisiune.

transfer termic cu pereții. În plus, la anumite regimuri de funcționare ale motorului pot apărea fenomene de disipare ale energiei prin ventilație și admisiune parțială. În aceste condiții, turbina este modelată în regim cvasistaționar de funcționare [117,128,...130], regim definit pe baza următoarelor ipoteze :

- a) - orice regim de funcționare diferit de cel optim se află într-un domeniu de automodelare în raport cu numărul lui Reynolds și Strouhal;
- b) - în timpul unui pas de integrare proprietățile termodinamice ale gazelor arse - aflate în amonte de turbină - rămân constante;
- c) - energia disipată prin ventilație, admisiune parțială și frecări mecanice depinde de viteza periferică a rotorului u_T , densitatea gazelor arse $\rho_{\alpha J}^*$ și gradul de admisiune ξ_T al turbinei.

La presiuni de supraalimentare medii și ridicate, regimul de curgere prin turbină se poate situa într-un domeniu transsonic sau chiar supersonic. Valori supraunitare ale numărului Mach implică însă și valori ridicate ale numărului lui Reynolds. În regim subsonic, la $Ma < 1$ numărul lui Reynolds depășește însă valoarea de $5 \cdot 10^4$ [131]. Deci indiferent de regimul de curgere $Re > 10^5$, domeniu în care forțele vâscoase se pot neglija [117].

Armonica fundamentală a oscilațiilor de presiune din colectorul de evacuare are o frecvență relativ coborâtă ($n/60$ sau $n/40$). Considerând lungimea liniei de curent ca dimensiune liniară, respectiv viteza suncului ca mărimi caracteristice, regimul nestaționar de funcționare este automodelat la numere Strouhal sub $.002$ [132]. Pe baza celor expuse, regimul nestaționar este considerat [117,132] ca o succesiune de procese staționare în decursul cărora mărimile de stare ale fluidului motor nu-și modifică valoarea aferentă unor secțiuni de control arbitrar alese. Verificările experimentale au confirmat justetea primelor două ipoteze enunțate atât în cazul turbinelor axiale [132,...134] cât și a celor radiale [135,...137]. Totuși, odată cu creșterea numărului lui Strouhal, debitele masice și lucrul mecanic util au valori mai ridicate decât cele determinate în regim cvasistaționar, abaterile ajungând la $+ 6 \%$, respectiv $+ 11 \%$ pentru $Sh \approx .004$ [132,138].

În cazul turbinelor utilizate în construcția turbosufletelor, randamentul izentropic se raportează la o stare frînată în amonte respectiv la condiții statice în aval de turbină⁶⁾. Lucrul mecanic la arborul turbinei este definit în aceste condiții de majoritatea autorilor

⁶⁾ "Total to static efficiency"

[117,120,130,...138] ca diferență între lucrul mecanic util $W_{u.T}^*$ și cel disipat prin ventilație, admisiune parțială și frecări mecanice $W_{v.T}^*$:

$$W_{e.T}^* = W_{u.T}^* - W_{v.T}^* \quad (13)$$

Cercetări experimentale [131,135,136] au permis stabilirea parametrilor care influențează în mod nemijlocit valoarea energiei disipate prin frecări ($W_{v.T}^*$). S-a constatat astfel o dependență liniară în raport cu densitatea gazelor arse din amonte turbinii, respectiv cu complementul gradului de admisiune⁷⁾ și una cubică în raport cu viteza periferică a rotorului turbinii.

Majoritatea autorilor cercetați [54,71,85,92...94,101,103,104,117,128,...136] utilizează un model matematic care definește regimul cvasistaționar de funcționare al turbinii ($\eta_{s.T}; A_{e.T}; W_{v.T}^*$) pe baza a doi parametri independenți (T_T, γ_T), model bazat pe caracteristici universale garantate de furnizorul turbinii. Cercetări teoretice și experimentale mai recente [129,139,140] încearcă să stabilească aceste dependențe pe cale pur analitică, pornind de la datele constructive și funcționale ale turbinii.

In concluzie, modelele matematice utilizate în calculul interacțiunii motor-turbosuflantă consideră funcționarea în regim cvasistaționar al turbinii turbosuflantei. Ipoteza în cauză este mai bine justificată în cazul turbinelor axiale decât a celor radiale [54], turbine la care apar curenți secundari induși prin accelerarea centrifugată a particulelor de fluid motor. Evaluarea cu precizie ridicată a lucrului mecanic efectiv disponibil la arborele turbinii este încă o problemă nereșolvată, coeficienții de pierderi fiind specifici unei anumite tipodimensiuni de turbină.

Din acest motiv modelele matematice sînt bazate pînă în prezent pe caracteristici universale garantate pentru un regim staționar de funcționare. Modul în care se stabilește modelul matematic - cunoscută fiind caracteristica universală - nu este prezentat în literatură decât formal, în cazul unor turbine axiale [130].

2.1.8. Răcitorul de aer

Modelul matematic pentru răcitorul de aer trebuie să precizeze gradul de eficiență al răcitorului și căderea de presiune în funcție de debitul de aer și temperatura apei de răcire [141,142]. Modelul în sine este elaborat pe baza curbelor de performanță garantate de producător. Modelarea în sine nu prezintă dificultăți sub aspect matematic.

⁷⁾ $1 - \xi_T$

2.2. Analiza metodelor de calcul a interacțiunii motor - turbosuflantă

2.2.1. Metoda ciclului cvasireal

Față de ciclul ideal definit în [143], se ține cont de transferul de căldură la pereți precum și de procesul de schimbare a gazelor.

I. Reisacher [99] consideră ciclul motor divizat într-o perioadă de înaltă și una de joasă presiune. Procesele de compresiune și destindere sînt considerate transformări politrope ale fluidului motor, iar arderea se asimilează cu un schimb de căldură izocor și izobar cu exteriorul. Pe perioada de joasă presiune, procesul de schimbare a gazelor este presupus cunoscut, fiind determinat cu ajutorul unei metode numerice pe calculatorul electronic. Interacțiunea motor-turbosuflantă este simulată cu ajutorul a trei sisteme : cilindrul, compresorul cu filtrul de aer și colectorul de admisiune, respectiv turbina cu colectorul de evacuare. Caracteristica consumului de aer se consideră cunoscută pe baza calculului de schimbare a gazelor. Caracteristicile aparente ale compresorului și turbinei sînt determinate experimental. Autorul mai acceptă un model - sub formă grafică - pentru proprietățile termodinamice ale fluidului motor și un model pentru disiparea de energie în motor. Metoda iterativă de calcul grafic stabilește interacțiunea motor - turbosuflantă pentru diferite temperaturi și presiuni ale aerului înconjurător. Graficele sînt valabile pentru o anumită construcție de motor turbosupraalimentat.

C.A. Vasilescu și Pimsner [18,20] determină interacțiunea motor - turbosuflantă prin metode grafice sau grafo-analitice, cu ajutorul caracteristicii consumului de aer și a caracteristicilor universale ale turbosuflantei, toate determinate pe cale experimentală. În lucrări mai recent publicate, C.A. Vasilescu [50,51,144] a analizat în condițiile supraalimentării de înaltă presiune dependențele existente între presiunea de supraalimentare, respectiv temperatura gazelor arse din fața turbinei și presiunea maximă de ardere, raportul de compresiune, caracteristică de degajare a căldurii, coeficientul excesului de aer și transferul de căldură la pereți. Fluidul motor este considerat gaz perfect. Schimbul de substanță a fost înlocuit cu evoluții izobare ale fluidului motor. Pentru caracteristica de degajare a căldurii s-au adoptat legi triunghiulare. Schimbul de căldură în procesul de compresiune și destindere este apreciat global prin exponenți politropici, iar în decursul arderii prin presiunea și temperatura fluidului motor, respectiv viteza medie a pistonului. Ecuațiile diferențiale aferente proceselor de compresiune-ardere-destindere- sînt explicitate sub o

formă accesibilă calculului numeric.

B. Grünwald cu colaboratorii analizează [88] procesul de schimbare a gazelor la motoarele Diesel supraalimentate, considerând o compresiune în două trepte a aerului însoțită de o răcire intermediară și finală a încărcăturii proaspete. Înainte de intrarea în turbină se consideră o încălzire izobară a gazelor evacuate. Pentru acest ciclu termodinamic complex (în condițiile limitării temperaturii fluidului motor din fața turbinei) autorii au obținut un sistem de ecuații algebrice care definesc mărimile de stare ale fluidului motor la sfârșitul admisiunii, respectiv începutul evacuării. Fluidul motor este presupus gaz ideal, cu capacități calorice masice dependente liniar de temperatură. Evacuarea se consideră ca o destindere izentropică pentru regimul critic de curgere și ca transformare izobară pentru celelalte faze ale procesului de schimbare a gazelor. Autorii țin cont de transferul de căldură către pereții cilindrului. Compresorul și turbina sînt definiți numai prin randamentele adiabatice. Legătura [145] dintre mărimile de stare ale fluidului motor la sfârșitul admisiunii și începutul evacuării - pe perioada de înaltă presiune a ciclului - permite determinarea regimului de funcționare al motorului supraalimentat. Pe baza unor relații originale pentru evaluarea schimbului de căldură cu pereții, s-au stabilit valorile numerice ale exponenților politropici la compresiune și destindere. Arderea se consideră divizată într-o fază violentă și una moderată. Sistemul de ecuații algebrice și transcendentale stabilit [88,145] este compatibil cu calculatorul numeric.

În cazul turbosupraalimentării, mărimile de stare ale gazelor arse sînt funcții de timp și spațiu. Cunoșcînd această variație pentru presiune, K. Zinner [34] a fost primul care a elaborat o metodă grafică pentru determinarea regimului cvasistaționar de funcționare al unei turbine de construcție dată. Concordanța bună dintre mărimile calculate cu cele măsurate denotă justetea ipotezelor pe baza cărora s-au determinat coeficienții de corecție pentru debit și diferențe de entalpie. Metoda permite studierea influenței randamentului izentropic al turbinei și compresorului, a temperaturii gazelor arse din colectorul de evacuare, geometria rețelei de palete precum și modul de racordare al cilindrilor la colectoarele de evacuare.

B. Barbescu [87] determină regimul cvasistaționar de funcționare al turbinei cu ajutorul unui sistem de ecuații diferențiale, modelul matematic elaborat fiind compatibil cu calculatorul numeric.

In concluzie, autorul consideră că în etapa actuală de dezvoltare a tehnicii de calcul și a metodelor experimentale de investigare, metoda

ciclului cvasireal este inadecvată stabilirii interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflantă.

2.2.2. Metoda ciclului real

În raport cu ciclul cvasireal, se ține cont de procesele de disipare a energiei (mecanică, calorică și de natură aerodinamică) în sistemele care simulează funcționarea motorului supraalimentat. Sistemele componente motorului supraalimentat sînt determinate de modele matematice precizate sub formă analitică (ecuații sau sisteme de ecuații algebrice și/sau diferențiale) sau numerică (matrici).

În aceste condiții, regimul de funcționare al motorului cu supraalimentare mecanică rezultă ca soluție a unei probleme cu condiții inițiale. La motoarele turbosupraalimentate se impune - la un raport constant între vitezele periferice ale rotorului compresorului și turbinei - realizarea la toate regimurile de funcționare ale motorului a balanței energetice între turbină și compresor. În acest caz regimurile de funcționare ale motoarelor turbosupraalimentate sînt precizate de soluțiile proprii detașate din clasa de soluții aparente ale sistemului de ecuații diferențiale care simulează interacțiunea motor-turbosuflantă. Sistemul în sine se poate soluționa numai cu ajutorul calculatoarelor numerice.

Formulată sub acest aspect, problema a fost rezolvată pentru prima dată [45] cu ajutorul unui calculator numeric din generația a doua. Autorii au modelat funcționarea motorului turbosupraalimentat cu ajutorul următoarelor sisteme termodinamice: compresor, răcitor de aer, cilindru, colector de evacuare și turbină. Sistemul de ecuații diferențiale s-a dedus prin modelarea matematică a proceselor de schimb energetic și masic între sisteme. Proprietățile termodinamice ale fluidului motor au fost definite matricial, arderea a fost modelată printr-o formă dreptunghiulară a caracteristicii de degajare a căldurii, iar transferul de căldură către pereți a fost modelat prin ecuația lui Eichelberg [67] în cazul cilindrului și printr-o relație originală în cazul colectorului de evacuare. Schimbul de substanță s-a modelat pe baza ecuațiilor de conservare a masei (sub formă integrală) și energiei. Ariile efective controlate de supape s-au definit de autori pe baza produsului dintre aria geometrică și coeficientul de debit - considerat dependent numai de ridicarea relativă a supapelor. Funcționarea turbosuflantei a fost modelată pe baza ipotezei regimului staționar de curgere al aerului și a gazelor arse, fiind definite numai randamentele izentropice ale compresorului și turbinei. Legătura dintre perioada de înaltă și joasă presiune a ciclului s-a

realizat prin presiunea gazelor arse din colectorul de evacuare, indeplinită, fiind balanța energetică a turbosuflantei. Programul de simulare a acceptat ca parametru independent presiunea de supraalimentare, făcând posibilă determinarea următorilor parametri funcționali: presiunea medie indicată, temperatura și presiunea gazelor arse în amonte de turbină, debitul total de aer și cel de baleiaj precum și presiunea maximă de ardere.

Continua perfecționare a metodelor de calcul a interacțiunii motor-turbosuflantă este strâns legată de perfecționarea calculatoarelor numerice din generația a treia, în special sub aspectul memoriei interne și a vitezei de calcul. Lucrările publicate în ultima vreme [54,85,86,92,93,101,103,104,134] permit determinarea regimurilor de funcționare ale motoarelor turbosupraalimentate pe baza următoarelor mărimi :

- a) - lucrul mecanic indicat aferent perioadei de înaltă și joasă presiune a ciclului, precum și cel disipat prin frecare;
- b) - cantitatea totală de încărcătură proaspătă trecută prin cilindrii motorului, reținută în cilindrii, precum și cantitatea de gaze reziduale;
- c) - presiunea la începutul și sfârșitul compresiunii, cea maximă și gradientul maxim de creștere al presiunii din cilindru;
- d) - temperatura maximă a fluidului motor aflat în cilindru;
- e) - temperatura medie și coeficientul mediu al excesului de aer al gazelor arse din colectorul de evacuare;
- f) - lucrul mecanic izentropic al turbinei, cel util precum și cel disipat prin admisiune parțială, și ventilație;
- g) - presiunea de supraalimentare;
- h) - cantitatea totală de căldură schimbată cu pereții;
- i) - temperatura și entalpia medie a gazelor arse la ieșirea din cilindru.

Mărimile enumerate rezultă prin integrarea sistemului de ecuații diferențiale atașate sistemelor termodinamice componente motorului : compresorul turbosuflantei, răcitorul intermediar, colectorul de admisiune, cilindru, colectorul de evacuare și turbina. Primele trei sisteme sînt considerate de autorii specificați anterior în regim staționar de funcționare, ultimele trei în regim cvasistaționar de funcționare. Proprietățile termodinamice ale fluidului motor sînt definite sub formă matriceală [146,...148] sau analitică [17,149] , pe baza ipotezei gazului ideal. Procesul de ardere este definit pe baza caracteristicii de degajare a căldurii - pusă sub forma ecuației lui

Vibe - precum și pe baza legii de injecție [52]. Programele mai evaluate [54] permit recalcularea - în raport cu regimul de funcționare al motorului - parametrului formă și a duratei arderii aparente. Regimul cvasistaționar pentru transferul de căldură la pereții cilindrului este modelat de majoritatea autorilor cercetați prin ecuațiile lui Woschni-Zapf [62,65,66,70,73]. Temperaturile medii ale pereților sînt acceptate pe bază de măsurători sau prin similitudine. Schimbul de substanță între cilindri și colectoare este considerat de toți autorii cercetați ca un proces izentrop-homentrop, ecuația de debit fiind integrată pe baza ipotezei gazului perfect. Ariile efective controlate de supape sînt considerate dependente numai de ridicarea relativă a supapelor. Modelul matematic pentru calculul presiunii medii a pierderilor mecanice se rezumă - în cazul autorilor cercetați - la construcția curbei lui Willans. Funcționarea compresorului este modelată de toți autori pe baza caracteristicii universale, introdusă în calculator sub formă matriceală [54,92,93,134] existînd uneori și referințe asupra procedurii de dublă interpolare folosit [147]. Modelul matematic pentru turbină este utilizat sub formă analitică [92,93,101,103,104,130], unii autori [20,50,51] neglijînd influența parametrilor γ și Π_T respectiv asupra ariei efective și a randamentului izentropic. În cazul utilizării răcirii intermediare, se definește sub formă analitică atît gradul de eficiență al răcitorului cît și căderea de presiune prin răcitor.

Definit ca mai sus, regimul de funcționare depinde de doi parametri independenți, uzual frecvența de rotație a motorului și cantitatea de combustibil injectat pe ciclu [54,104]. Programul de calcul permite optimizări (avans injecție, fazele și geometria distribuției, caracteristici universale la turbină și compresor etc.) pe baza unor condiții de restricție impuse, uzual: gradientul de creștere a presiunii în cilindru; temperatura medie a gazelor arse din fața turbinei și viteza periferică limită a rotorului compresorului; rezerva cuplului motor și altele.

În concluzie, stabilirea prin calcula interacțiunii motor-turbo-suflantă - calcul bazat pe ipoteza ciclului real - permite determinarea parametrilor funcționali ai motorului turbosupraalimentat cu o precizie ridicată, în concordanță cu valorile obținute pe cale experimentală [54,85,150,151]. Acest fapt se explică prin complexitatea modelelor matematice utilizate precum și prin existența calculatoarelor numerice de medie și mare capacitate. Ca dezavantaje trebuie menționat faptul că elaborarea și testarea programelor sursă este deosebit de anevoioasă și costisitoare, programele sursă nefiind publicabile.

2.3. Analiza metodelor experimentale de stabilire a interacțiunii motor - turbosuflantă

Interacțiunea motor-turbosuflantă se poate stabili și pe cale experimentală, atât în cazul turbosupraalimentării într-o treaptă [67,85,151] cât și în cazul turbosupraalimentării în două trepte [24,25,95]. Pe baza publicațiilor enumerate se poate concluziona că în afara măsurătorilor prescrise în mod oficial ⁸⁾, stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă implică ridicarea diagramelor indicate și determinarea caracteristicii consumului de aer al motorului.

Ținând cont de dificultatea determinării exacte a poziției reale a pistonului în PMS, se acceptă în mod uzual [54] o eroare de $\pm 5\%$ în cazul diagramei indicate, respectiv $\pm 2,5\%$ în cazul consumului de aer.

Instalațiile de măsurat sînt echipate cu traductoare sau transductoare - de obicei parametrice - înregistrarea mărimilor măsurate făcîndu-se pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete sau pe bandă magnetică. Mărimile staționare (moment motor, frecvențe de rotație, presiunea și temperatura aerului refulat de compresor etc) sînt puse în evidență de obicei sub formă digitală.

În concluzie, stabilirea pe cale experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă este indispensabilă verificării programelor de calcul. Pe de altă parte, există date experimentale (diagrama indicată, caracteristica universală a compresorului și turbinei, aria izentropică controlată de supape) care sînt luate în considerație în mod obligatoriu la elaborarea unor modele matematice, obținîndu-se pe această cale programe sursă deosebit de fiabile.

2.4 Principalele direcții de cercetare în elaborarea tezei

Rezultă pe baza analizei critice prezentate, autorul a găsit necesară și oportună dezvoltarea următoarelor direcții de cercetare :

a) - crearea unor modele matematice noi - și dezvoltarea celor existente - pentru calculul proceselor termogazodinamice, specifice motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate;

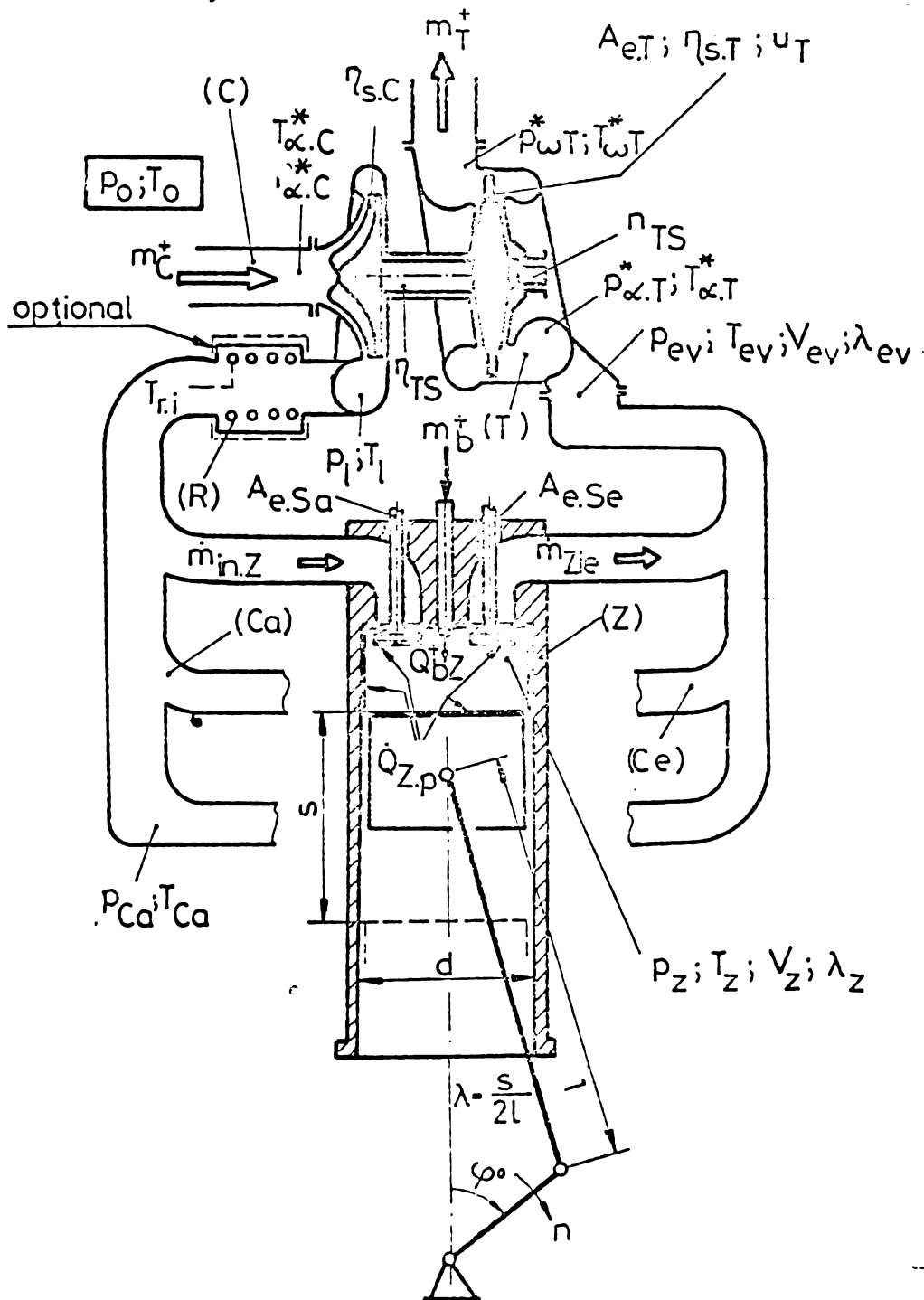
b) - elaborarea unor programe sursă - adecvate calculatorului numeric IRIS 50/FELIX C256 - capabile pe de o parte să stabilească interacțiunea motor-turbosuflantă, respectiv să analizeze influența unor parametri independenți asupra regimului de funcționare al motorului;

c) - elaborarea unor mijloace și metode de stabilire experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă, și verificarea pe această cale a programelor sursă.

⁸⁾

MODELAREA MATEMATICA A INTERACIUNII
MOTOR - TURBOSUFLANTA

In fig. 5 se arată schema unui motor Diesel în patru timpi turbosupraalimentat, cu răcirea finală a încărcăturii proaspete.



In privința schimbului de substanță și energie, pot fi puse în evidență următoarele sisteme termodinamice deschise și omogene :

- a) - compresorul turbosuflantei (C);
- b) - răcitorul de aer (R);
- c) - colectorul de admisiune (Ca);
- d) - cilindrul (Z);
- e) - colectorul de evacuare (Ce);
- f) - turbina (T).

Din punct de vedere fizic, motorul Diesel în patru timpi turbosupraalimentat poate fi considerat ca un sistem neholonom, formularea implicită a condițiilor de restricție prezentînd

Fig.5. Sistemele termodinamice componente motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat (dificultăți metodice deosebite⁹⁾).

Notînd prin :

$$\mathcal{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_m\} \quad \text{și} \quad \mathcal{Y} = \{y_1, y_2, \dots, y_n\} \quad (14,15)$$

⁹⁾ In absența unor condiții de restricție, motoarele existente pot fi considerate drept sisteme holonome.

vectorii coordonatelor generalizate independente, respectiv dependente, variația stărilor momentane de echilibru energetic și masic al sistemelor termodinamice componente motorului conduc la un sistem de ecuații diferențiale ordinare și neliniare de forma :

$$y_i = f_i(x, \gamma, \varphi)_{i=1, \dots, n} \quad (16)$$

Considerând motorul un sistem holonom¹⁰⁾, numărul gradelor de libertate coincide cu numărul maxim al coordonatelor generalizate independente, de obicei frecvența de rotație a arborelui motor și cantitatea de combustibil injectat pe ciclu ($n; m_b^*$).

Pentru a determina un regim stabilizat de funcționare a motorului, la sistemul de ecuații (16) se atașează funcția de scop $Z(\gamma)$ definită prin relația (17) :

$$Z(\gamma) = \int_D \phi_D(x, \gamma, \varphi) d\varphi \quad (17)$$

Această funcție va admite un minim pentru o anumită soluție proprie γ_p , detașată din clasa de soluții aparente γ_0 a sistemului de ecuații diferențiale (16). Vectorul γ_p precizează în fiecare punct al domeniului de integrare D starea momentană de echilibru energetic și masic a motorului.

La motoarele Diesel în patru timpi turbosupraalimentate, este mai comod să se lucreze cu următoarele mărimi integrale respectiv discrete, caracteristice unui regim stabilizat de funcționare al motorului :

- a) - cantitatea de încărcătură proaspătă total admisă și cea reținută în cilindrii ($m_t^*; m_{pr}^*$), precum și cantitatea de gaze reziduale m_{rez}^* rămasă în cilindrii la închiderea supapelor de admisiune;
- b) - presiunea maximă de ardere și gradientul maxim al creșterii presiunii din cilindru ($p_{max}; \dot{p}_{max}$);
- c) - temperatura fluidului motor aflat în cilindru la începutul și sfârșitul compresiunii ($T_{od}; T_c$);
- d) - lucrul mecanic indicat al perioadei de înaltă și joasă presiune a ciclului ($W_{ip}^*; W_{jp}^*$) precum și cantitatea de căldură transferată de la fluidul motor la pereții cilindrului $Q_{Z,p}^*$;
- e) - temperatura, entalpia și diferența medie de entalpie a fluidului motor la ieșirea din cilindru în colectorul de evacuare ($\bar{T}_{\omega,Z}; \bar{h}_{\omega,Z}; \Delta \bar{h}_{Z,0}$);

¹⁰⁾ In acest caz condițiile de restricție apar formulate în mod implicit în structura funcționalelor (16), ipoteza în sine fiind condiționată de mărimea calculatorului numeric folosit.

- f) - presiunea medie, valoarea medie a coeficientului excesului de aer precum și entalpia medie a gazelor arse aflate în colectorul de evacuare ($\bar{p}_{Ce}; \bar{\lambda}_{Ce}; \bar{h}_{Ce}$);
- g) - diferența medie de entalpie izentropică, utilă și disipată prin ventilație ($\Delta\bar{h}_{s.T}; \Delta\bar{h}_{u.T}; \Delta\bar{h}_{v.T}$) respectiv presiunea, temperatura și entalpia medie ($\bar{p}_{\omega.T}; \bar{T}_{\omega.T}; \bar{h}_{\omega.T}$) a gazelor arse la ieșirea din turbină;
- h) - energia izentropică, utilă și cea disipată prin ventilație și admisiune parțială ($W_{s.T}^*; W_{u.T}^*; W_{v.T}^*$), toate raportate la arborele turbosuflantei;
- i) - media ariei izentropice efective a secțiunii controlate de rețeaua de palete a turbinei precum și viteza medie a gazelor arse la destinderea izentropică prin turbină ($\bar{A}_{e.T}; \bar{c}_{s.T}$);
- j) - presiunea și temperatura fluidului motor la intrarea în compresor ($p_{\alpha.C}^*; T_{\alpha.C}^*$) respectiv presiunea de refulare a compresorului $p_{\omega.C}^*$.

Mărimile de mai sus constituie elementele vectorului valorilor proprii ψ , vector calculabil (§ 3.2.2) pe baza soluției proprii ψ_p . Cu ajutorul acestuia se poate determina vectorul parametrilor funcționali $f(n; m_b^*)$, definitoriu pentru un anumit regim de funcționare al motorului turbosupraalimentat. Pentru un set de variabile independente $(n; m_b^*)$, vectorii $f(n; m_b^*)$ constituiesc liniile matricii regimurilor de funcționare MF, matrice care stabilește în mod cantitativ interacțiunea motor - turbosuflantă.

Considerînd un regim cvasistaționar pentru schimbul de energie și substanță, sistemul de ecuații diferențiale se soluționează prin metodele analizei numerice.

Capitolul de față a fost destinat prezentării modelelor matematice atașate sistemelor termodinamice enumerate, respectiv deducerii funcționalelor componente sistemului de ecuații diferențiale (16). Modul de stabilire al elementelor vectorului soluție proprie ψ_p , a vectorului parametrilor funcționali $f(n; m_b^*)$ - și implicit liniile matricii regimurilor de funcționare MF - este redat în ultima parte a capitolului.

3.1. Modele matematice aferente sistemelor termodinamice componente motorului Diesel în patru timpi, turbo-supraalimentat.

Realizarea unui compromis judicios între timpul de calcul și acuratețea cu care sînt descrise procesele termogazodinamice din sisteme

determină în bună măsură ipotezele de modelare. Modelele stabilite sub formă analitică sau numerică (matricială) trebuie să fie compatibile cu regimurile de funcționare ale motorului, gradul de independență față de experiment constituind un criteriu de calitate al modelării. Sub acest aspect, modelele matematice elaborate de autor depind de experiment prin : caracteristicile universale ale turbinei și compresorului; diagrama indicată aferentă unui regim de funcționare de referință al motorului; legile de variație ale ariilor izentropice efective controlate de supape.

3.1.1. Fluidul motor

Cu excepția procesului de formare al amestecului, fluidul motor este constituit în cazul motoarelor Diesel din doi constituenți (aer, combustibil) aflați în fază gazoasă.

Autorul a modelat proprietățile termodinamice ale fluidului motor pe baza următoarelor ipoteze :

- a) - pe tot domeniul de integrare D aferent unui ciclu, fluidul motor este considerat omogen și în echilibru termodinamic;
- b) - proprietățile termodinamice ale fluidului motor depind numai de temperatură, fiind independente de presiune.

Prima ipoteză este justificată în cazul motoarelor Diesel în patru timpi, deoarece procesele de ardere și baleiaj au o durată relativ restrânsă în raport cu durata ciclului motor. Pe de altă parte procesele fizico-chimice care determină fenomenele de neomogenitate și dezechilibru termodinamic pot fi modelate matematic numai aproximativ [37,38]. Cea de a doua ipoteză presupune neglijarea disociației la temperaturi ridicate și presiuni joase, respectiv neglijarea forțelor intermoleculare la presiuni ridicate și temperaturi scăzute. Neglijarea acestor fenomene este justificată în cazul motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate pe baza următoarelor considerente :

- a) - disociația gazelor triatomice ($\text{CO}_2; \text{H}_2\text{O}$) și biatomice ($\text{O}_2; \text{N}_2$) devine sesizabilă la temperaturi de peste 2000 K pentru presiunea normală ($p_0 = 1.013 \text{ bar}$), respectiv cu începere de la 2700 K pentru presiuni de peste 100 bar. În mod uzual, la turbosupraalimentarea motoarelor Diesel $T_{\text{max}} \in (2300 \div 2400 \text{ K})$ și $p_{\text{max}} \in (80 \div 150 \text{ bar})$;
- b) - procesul de schimbare a gazelor are loc la temperaturi și presiuni scăzute;
- c) - odată cu creșterea coeficientului excesului de aer λ , tendința de disociere scade din cauza fracțiunilor masice cres-

cute ale gazelor biatomice.

Ipotezele enumerate permit caracterizarea fluidului motor ca un gaz ideal, proprietățile sale termodinamice depinzând liniar - prin intermediul fracțiunii masice ω_1 a aerului din fluidul motor - de proprietățile termodinamice ale aerului și gazului de ardere stoechiometric [152]. Considerînd ecuația de ardere pentru 1 kg de motorină¹¹⁾ și ξ_{\min} kg aer uscat :

$$1 + \lambda \cdot \xi_{\min} = (\lambda - 1) \cdot \xi_{\min} + 1 + \xi_{\min} \quad (18)$$

rezultă fracțiunea masică a aerului din fluidul motor :

$$\omega_1 = (\lambda - 1) / (\lambda + 1 / \xi_{\min}) \quad (19)$$

În Tab. 5 sînt redată fracțiunile masice și molare ale gazului de ardere stoechiometric, masele moleculare relative ale componentilor fiind determinate după [157]. Se observă că atât masa moleculară relativă cât și cantitatea minimă de aer corespund cu datele specificate în literatură [32,158]. Neglijînd dependența dintre masa moleculară relativă și compoziția fluidului motor, se pot adopta pentru aceste mărimi următoarele valori constante :

$$M = 28.96 ; R = 287.3 / (\text{kg} \cdot \text{K}) ; \xi_{\min} = 14.61 \quad (20, \dots 22)$$

Tab.5. Compoziția gazului de ardere stoechiometric obținut prin arderea unui kmol de combustibil ($\text{C}_{16}\text{H}_{30}$) în aer uscat¹²⁾

Substanța		Fracțiunea			
Formula	Masa molec. relativă	Masică		Molară	
		Absolută(kg)	Relativă (ω)	Absolută (kmol)	Relativă (x)
N ₂	28.0134	2453.926	.706805	87.59829	.731909
CO ₂	44.01.	705.7103	.203266	16.035226	.133979
H ₂ O	18.0153	270.2295	.077834	15.	.125329
Ar	39.948	41.9922	.012095	1.0511706	.008783
M _{st} = 29.0084 ; R _{st} = 286.617 3 / (kg · K) ; ξ_{\min} = 14.6094					

¹¹⁾ Uzual monoolefine sau naftene cu formula structurală C_nH_{2n} [146,153], respectiv parafine $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ [38,40]. Considerînd raportul $\omega_C / \omega_H \approx 6.3, \dots 6.9$ [38,147] și masa moleculară relativă a combustibilului $M_b = 220, \dots 224$ [154,155], se ajunge la o formulă structurală convențională - $\text{C}_{16}\text{H}_{30}$ - luată de autor ca bază pentru calculul arderii;

¹²⁾ Fracțiunile masice și molare, respectiv masa moleculară relativă ($M_1 = 28.964$) și constanta gazului ($R_1 = 287.05$ 3 / (kg · K)) conf. DIN 5450 [156].

Prin cunoașterea fracțiunilor molare ale aerului uscat și ale gazului de ardere stoichiometric, proprietățile termodinamice ale fluidului motor se pot calcula pe baza proprietăților termodinamice ale componentilor ($N_2; O_2; CO_2; H_2O; Ar$). Deoarece polinoamele de interpolare trebuie să prezinte o continuitate de ordinul doi pe tot domeniul de temperaturi $T \in [250 - 2600]$, matricea pentru proprietățile termodinamice ale componentilor trebuie să fie listată cu cel puțin cinci cifre semnificative¹³⁾. Singura lucrare publicată care satisface aceste cerințe este cea redată în [146], lucrare care a stat la baza elaborării modelului matematic pentru calculul proprietăților termodinamice. Coeficienții formulelor de interpolare au fost stabiliți de autor pe baza programului VERGAS¹⁴⁾, eroarea medie pătratică 6 nedepășind 5.88 % pe tot domeniul de definiție al modelului matematic¹⁵⁾. Modelul este materializat prin subprogramele H, CV, BUL, ϕ , TIH, TIS, TF, TUF. Schema logică la subprogramele enumerate este prezentată în fig. 6, ... 8.

3.1.2. Arderea

Procesul de ardere a fost modelat de autor cu ajutorul caracteristicii de degajare a căldurii, definită prin legea exponențială a lui Vibe. Parametrii independenți ai caracteristicii - $\hat{m}; \Delta \hat{\phi}_{ar}; \hat{\phi}_{i,ar}$ - s-au obținut prin prelucrarea diagramei indicate¹⁶⁾ aferente regimului de funcționare de referință. Pentru un alt regim de funcționare, valorile parametrilor se pot recalcula cu relațiile (23, ... 27) :

$$m = \hat{m} \cdot \frac{P_{ad}}{\hat{P}_{ad}} \cdot \frac{\hat{T}_{ad}}{T_{ad}} \cdot \left(\frac{\hat{\tau}_{ar}}{\tau_{ar}}\right)^{\chi_1} \cdot \left(\frac{\hat{n}}{n}\right)^{\chi_2} \cdot \left(\frac{\hat{m}_b}{m_b}\right)^{\chi_3} \quad (23)$$

$$\Delta \varphi_{ar} = \Delta \hat{\varphi}_{ar} \cdot \left(\frac{\hat{\lambda}_{ar}}{\lambda_{ar}}\right)^{\chi_4} \cdot \left(\frac{n}{\hat{n}}\right)^{\chi_5} \quad (24)$$

$$\varphi_{i,ar} = \varphi_{i,in} \cdot \tau_{ar}; \tau_{ar} = .006 \cdot n \cdot [.5 \cdot (.135 \cdot p_{i,in}^{-7} + 4.8 \cdot p_{i,in}^{-1.8}) \cdot e^{3900/T_{i,in}}] \quad (25, 26)$$

$$\varphi_{i,in} = \hat{\varphi}_{i,in} + (\varphi_{i,deb} - \hat{\varphi}_{i,deb}) + \hat{\tau}_{in} \cdot [(n/\hat{n}) - 1] \quad (27)$$

¹³⁾ Programul de interpolare utilizat este descris în Anexa A 1.

¹⁴⁾ Programul elaborat este prezentat în Anexa A 2 și A3.

¹⁵⁾ Fără a neglija spinul nuclear la molecula de azot, $(s_1)_{298.15} = 7187.97$
 $(h_1)_{298.15} = 298494$, respectiv $(s_{st})_{298.15} = 7141.72 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ și
 $(h_{st})_{298.15} = 306658.3 \text{ J}/\text{kg}$, în concordanță cu normele IUPAC [159].

¹⁶⁾ A se consulta Anexa A 4.

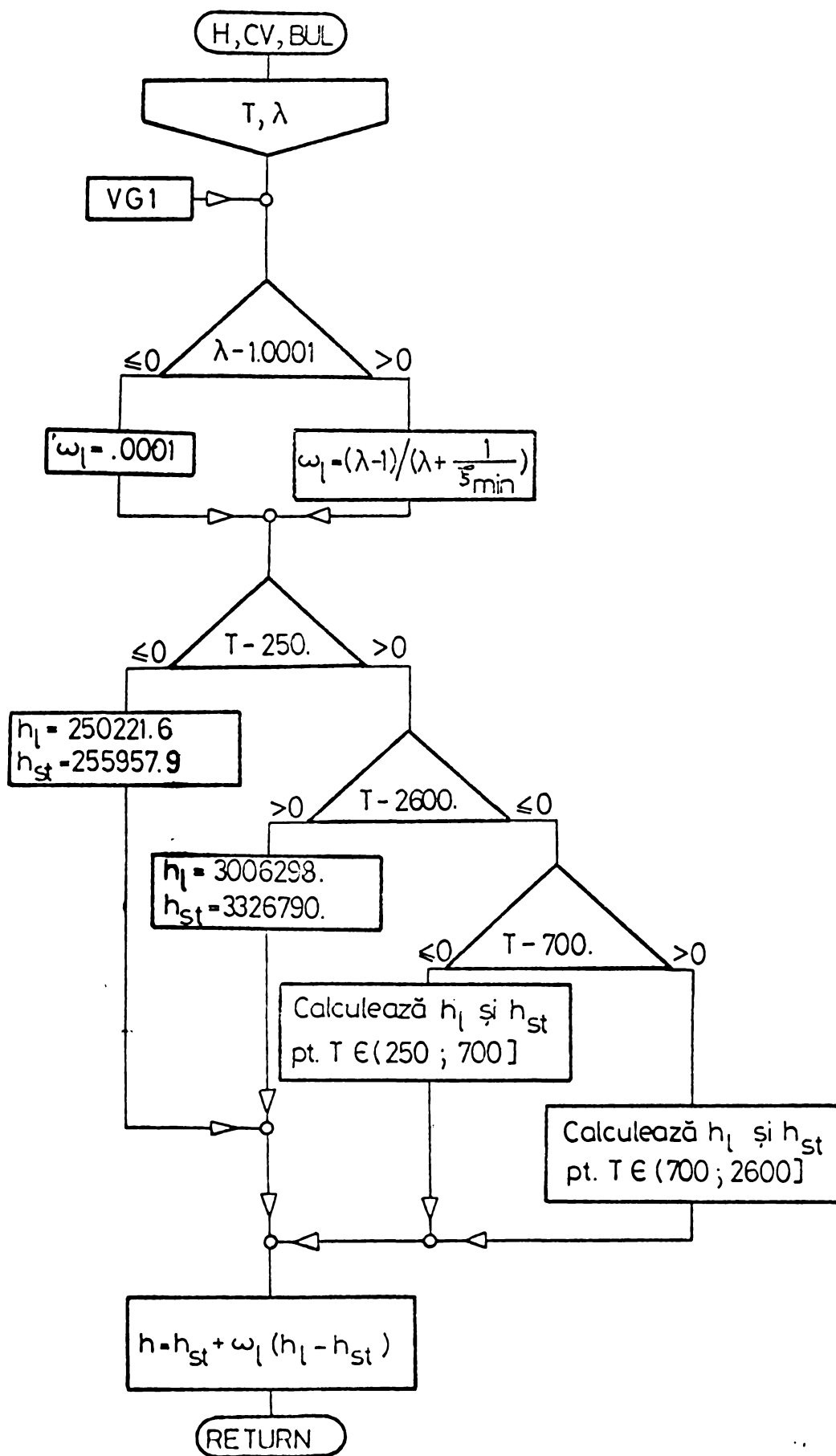


Fig.6. Schema logică a subprogramului H, formal valabilă și pentru subprogramele CV și BUL

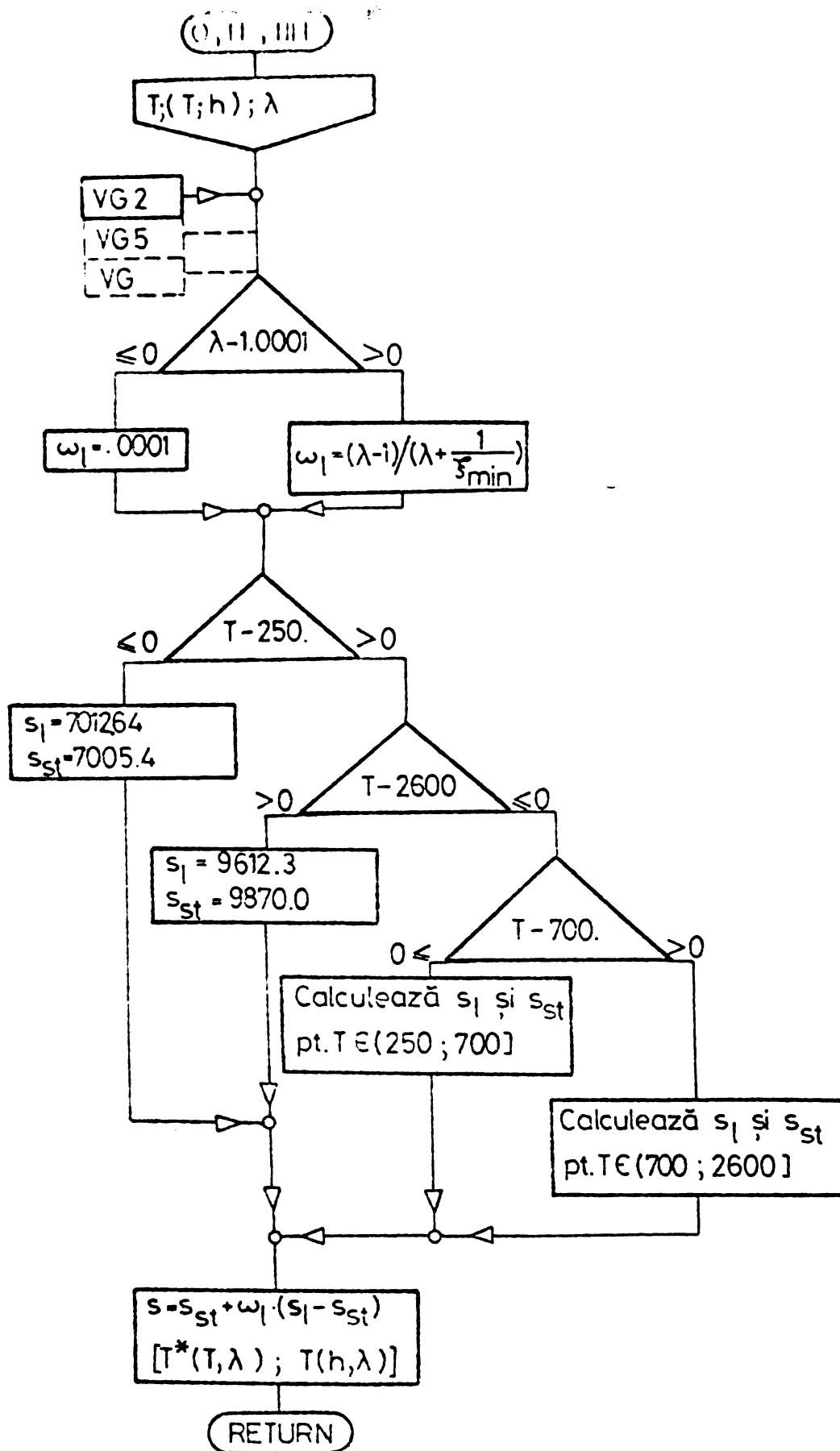


Fig.7. Schema logică a subprogramului 0, formal valabilă pentru subprogramele TIH și TF

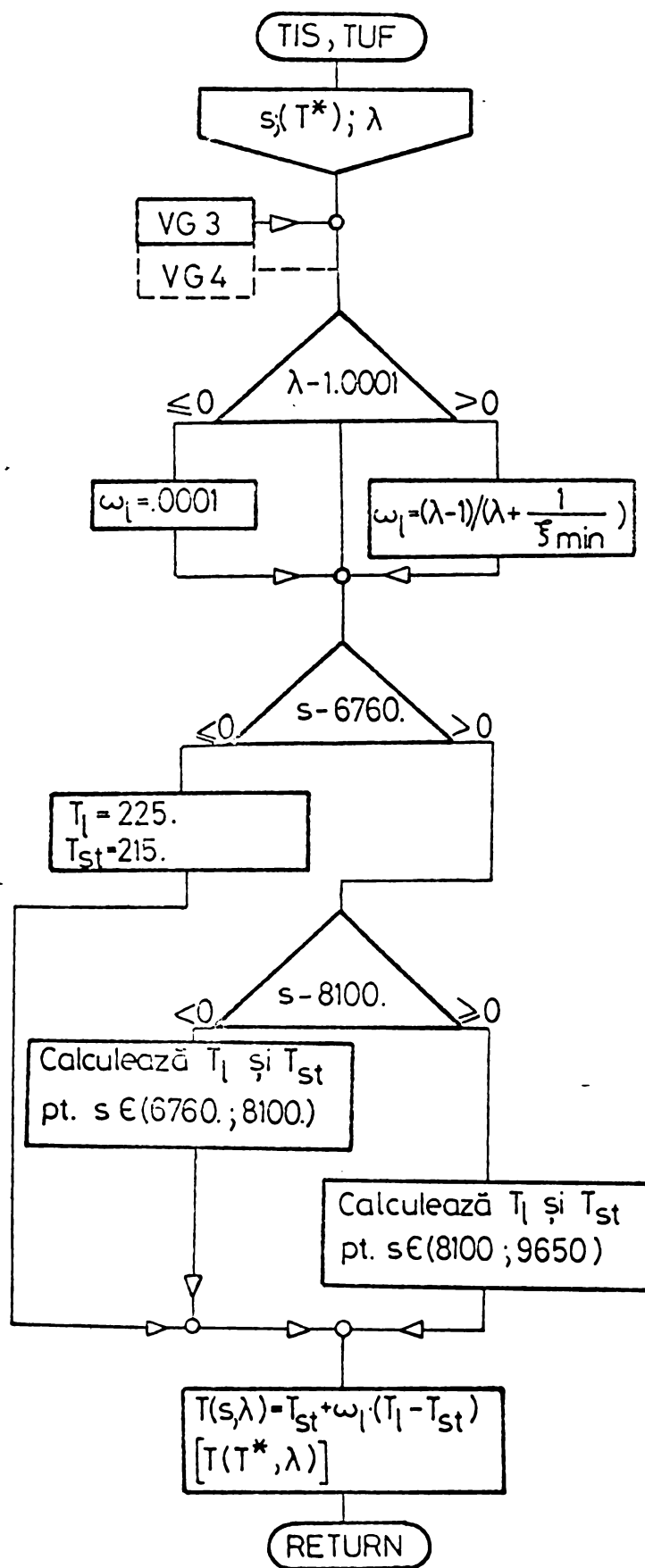


Fig.8. Schema logică a subprogramului TIS, formal valabilită și pentru subprogramul TUF

Exponenții $\lambda_{1, \dots, 5}$, respectiv întârzierea la autoaprindere $\hat{\tau}_{ar}$ au fost determinați de autor pe baza unor referințe bibliografice [56; 160]. În lipsa măsurătorilor proprii, întârzierea la injecție $\hat{\tau}_{in}$ s-a precizat prin similitudine cu motoare celelalte [161].

În fază de proiectare sînt prescrise de obicei condiții de restricție, în mod uzual \hat{P}_{max} , \hat{P}_{max} și \hat{W}_{ip} . În această situație parametrii \hat{m} , $\Delta\hat{\varphi}$ și $\hat{\varphi}_{in}$ se pot determina printr-un procedeu iterativ, pînă cînd condițiile de restricție sînt îndeplinite. Schema logică a subprogramului DØB - care materializează modelul matematic - este redat în Fig.9.

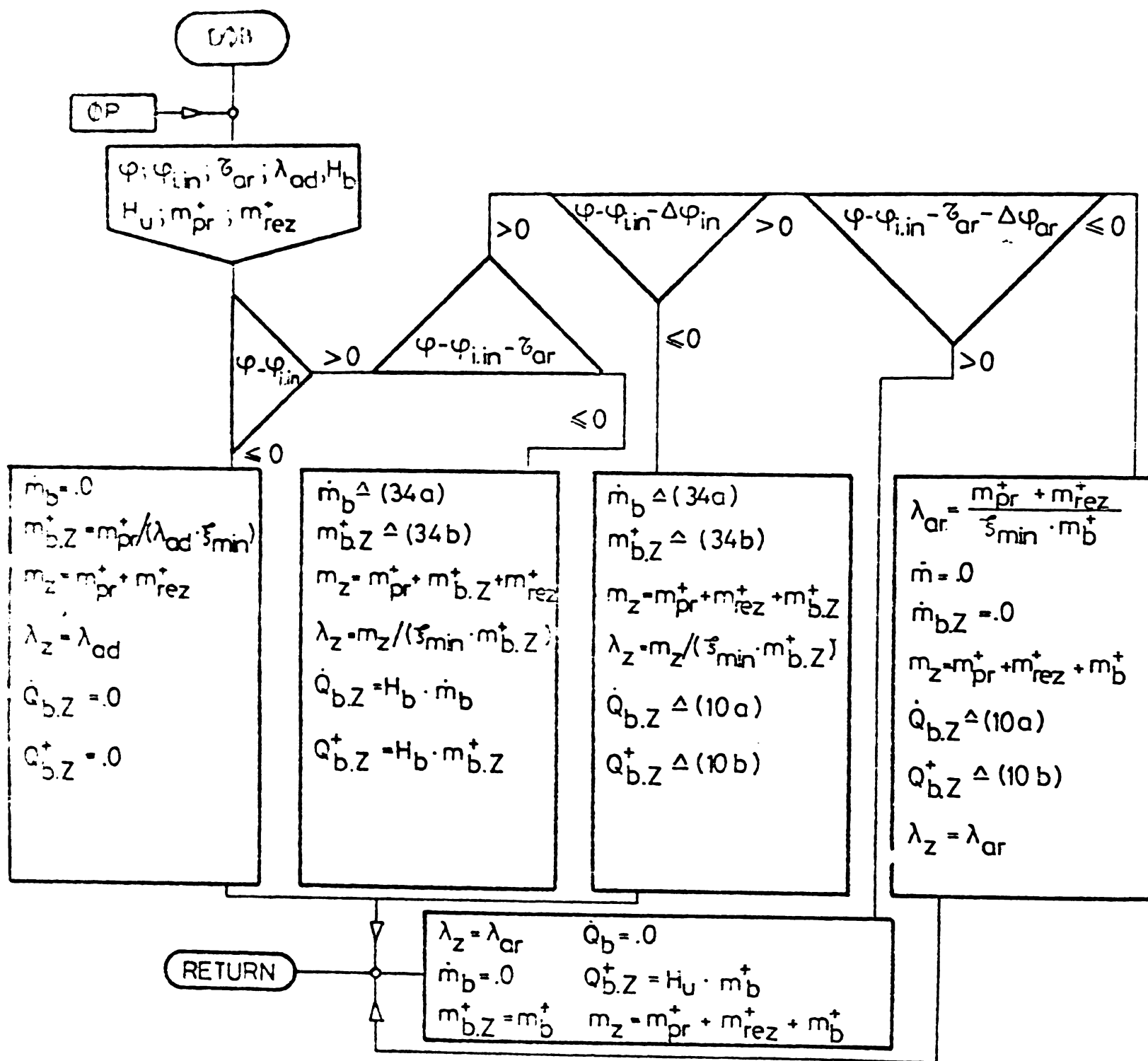


Fig.9. Schema logică a subprogramului DØB

3.1.3. Transferul de căldură

Considerînd un regim cvasistaționar, autorul a modelat transferul de căldură dintre fluidul motor și pereții cilindrului pe baza următoarelor relații preluate după [65, 66, 73] :

$$Q_{z,p} = \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \sum_{j=p}^{Bu, Ch, Se} \alpha_z \cdot (T_z - T_j) \cdot A_j \quad (28)$$

respectiv :

$$\alpha_z \triangleq \begin{cases} .05016 \cdot d^{-2} \cdot p_z^8 \cdot T_z^{-53} \cdot (\beta_1 \cdot v_m)^8 & \triangle \text{ schimbarea gazelor} \quad (29a) \end{cases}$$

$$\alpha_z \triangleq \begin{cases} .05016 \cdot d^{-2} \cdot p_z^8 \cdot T_z^{-53} \cdot (\beta_2 \cdot v_m)^8 & \triangle \text{ compresiune} \quad (29b) \end{cases}$$

$$\alpha_z \triangleq \begin{cases} .05016 \cdot d^{-2} \cdot p_z^8 \cdot T_z^{-53} \cdot \left[\beta_2 \cdot v_m + \beta_3 \cdot \frac{V_h}{P_{ad}} \cdot \frac{T_{ad}}{V_{ad}} \cdot (p_z - p_{an}) \cdot 10^{-5} \right]^8 & \triangle \text{ ardere, destindere} \quad (29c) \end{cases}$$

și :

$$T_p = \hat{T}_p + \beta_4 \cdot p_e + \beta_5 \cdot n; \quad ; \quad T_{Bu} = \hat{T}_{Bu} + \beta_6 \cdot p_e \quad (30a, b)$$

$$T_{Ch} = \hat{T}_{Ch} + \beta_7 \cdot p_e + \beta_8 \cdot n; \quad ; \quad T_{Se} = \hat{T}_{Se} + \beta_9 \cdot p_e + \beta_{10} \cdot n \quad (30c, d)$$

Modelul matematic descris formal prin relațiile (28,...30) se poate particulariza prin coeficienții dimensionali $\beta_1, \dots, \beta_{10}$, respectiv prin temperaturile $\hat{T}_p, \hat{T}_{Bu}, \hat{T}_{Ch}$ și \hat{T}_{Se} . Dependența temperaturilor pereților cilindrului în raport cu regimul de funcționare al motorului s-a apreciat pe bază de similitudine [45, 162, ...168].

Transferul de căldură - în regim cvasistaționar - dintre fluidul motor și pereții colectoarelor de evacuare s-a apreciat de autor prin relațiile lui Whitehouse [45]:

$$\dot{Q}_{Ce,p} = \frac{\alpha_{ev}}{6 \cdot n} \cdot (T_{ev} - T_{Ce}) \cdot A_{Ce} \quad (31)$$

cu

$$\text{(regim laminar)} \quad (32a)$$

$$Nu_{ev} = \begin{cases} 1.65 \cdot \left(Re_{ev} \cdot \frac{d_{Ce}}{l_{Ce}} \right)^{.33} \\ .02 \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{Ce}}{l_{Ce}} \right)^{.67} \right] \cdot Re_{ev}^{.787} \end{cases}$$

$$\text{(regim turbulent)} \quad (32b)$$

$$Re_{ev} = \frac{c_{ev} \cdot d_{Ce}}{\gamma_{ev}} \quad (33)$$

Pentru calculul parametrilor fizici adimensionali $(Nu, Re)_{ev}$ s-a adoptat ca mărimi de referință diametrul colectorului de evacuare d_{Ce} , respectiv conductivitatea termică k_{ev} și vîscozitatea cinematică γ_{ev} a aerului [156]. Modelul în sine este materializat prin subprogramul DQP, cu schema logică redată în fig. 10.

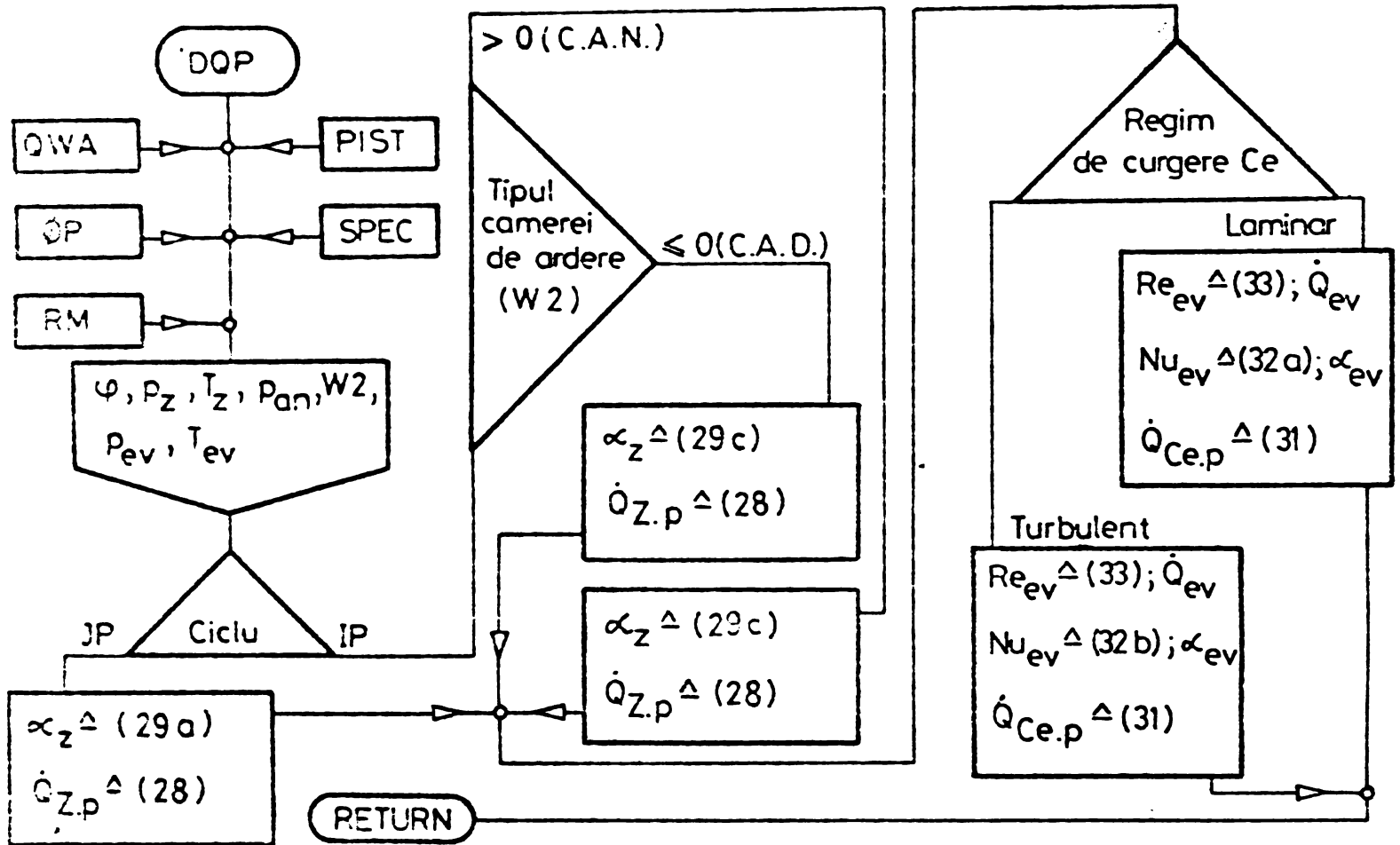


Fig.10. Schema logică a subprogramului DQP.

3.1.4. Schimbul de substanță

Schimbul de substanță între cilindri și colectoare, respectiv între colectorul de evacuare și mediul înconjurător, a fost modelat de autor pe baza ipotezei regimului cvasistaționar de curgere; fluidul motor fiind considerat ca și un gaz ideal.

Pe perioada de înaltă presiune a ciclului, cilindrul schimbă substanță (combustibil injectat) cu exteriorul, caracteristica de injecție fiind asimilat de autor cu o parabolă [169,170] :

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}_b^*}{\Delta\varphi_{in}} \cdot \left[\left(\frac{\varphi - \varphi_{i.in}}{\Delta\varphi_{in}} \right) - \left(\frac{\varphi - \varphi_{i.in}}{\Delta\varphi_{in}} \right)^2 \right] \quad (34a)$$

respectiv :

$$m_{b.z}^* = m_b^* \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{in}}{\Delta \varphi_{in}} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{in}}{\Delta \varphi_{in}} \right)^3 \right]; \quad (34b)$$

În timpul procesului de schimbare a gazelor, cilindrul schimbă substanță cu colectoarele de admisiune și/sau evacuare. Prin ipoteză procesul de curgere este considerat unidimensional, homotrop și izentrop. Ținând cont de ecuația izentropiei.

$$\frac{1}{\rho} \cdot g \cdot d(p) = grad(h) \quad (35)$$

ecuație de mișcare în regim cvasistaționar¹⁷⁾

$$(c, grad)c = \varphi - \frac{1}{\rho} \cdot grad(p) \quad (36)$$

se poate integra¹⁸⁾ de-a lungul unei linii de curent dG - obținându-se în final

$$\int d\left(h + \frac{c^2}{2}\right) = 0 \quad (37)$$

sau

$$h + \frac{c^2}{2} = const \quad (38)$$

Pentru definirea curgerii, la ecuațiile (35) și (38) se atașează ecuația de continuitate pentru un regim cvasistaționar¹⁷⁾ de curgere :

$$div(g \cdot c) = 0 \quad (39)$$

precum și ecuațiile termice și calorice de stare (8), (9). Cele cinci ecuații menționate - (8), (9), (35), (38), (39) - sînt suficiente pentru a determina necunoscutele problemei ($p; T; g; h; c$).

Debitele masice aferente ariilor izentropice efective $(A_e)_{S_a, S_e}$ controlate de supapele de admisiune și evacuare se pot determina cu relațiile (40, ...45) :

$$\dot{m}_{\alpha, \omega} = (A_e)_{S_a, S_e} \cdot g_{\omega} \cdot c_{\omega} / (6 \cdot n) \quad (40)$$

unde :

$$c_{\omega} = \sqrt{2(h_{\alpha} - h_{\omega})} \quad ; \quad g_{\omega} = p_{\omega} / (R \cdot T_{\omega}) \quad (41, 42)$$

respectiv :

$$(A_e)_{S_a, S_e} = (A_{e, max})_{S_a, S_e} \cdot \Lambda(\phi)_{S_a, S_e} \quad (43a, b)$$

¹⁷⁾ $(\partial c / \partial t) \approx 0$

¹⁸⁾ Vectorul $c \times rot c$ este tot timpul perpendicular pe linia de curent dG iar forța masică specifică φ se poate neglija în cazul gazelor.

$$\Lambda(\phi)_{Sa} = \lambda_6 \cdot \phi_{Sa}^4 + \lambda_7 \cdot \phi_{Sa}^3 + \lambda_8 \cdot \phi_{Sa}^2 + \lambda_9 \cdot \phi_{Sa} + \lambda_{10}, \quad (44a)$$

$$\Lambda(\phi)_{Se} = \lambda_{11} \phi_{Se}^4 + \lambda_{12} \phi_{Se}^3 + \lambda_{13} \phi_{Se}^2 + \lambda_{14} \phi_{Se} + \lambda_{15} \quad (44b)$$

$$\phi_{Sa}(\varphi) = \begin{cases} \frac{\varphi - \varphi_{d.Sa}}{\varphi_{1.a} - \varphi_{d.Sa}} & \text{pentru } \varphi_{d.Sa} < \varphi \leq \varphi_{1.a} \\ 1 & \text{pentru } \varphi_{1.a} < \varphi < \varphi_{2.a} \\ \frac{\varphi_{i.Sa} - \varphi + 720}{\varphi_{i.Sa} - \varphi_{2.a} + 720} & \text{pentru } \varphi_{2.a} < \varphi \leq \varphi_{i.Sa} + 720 \end{cases} \quad (45a)$$

$$\phi_{Se}(\varphi) = \begin{cases} \frac{\varphi - \varphi_{d.Se}}{\varphi_{1.e} - \varphi_{d.Se}} & \text{pentru } \varphi_{d.Se} < \varphi \leq \varphi_{1.e} \\ 1 & \text{pentru } \varphi_{1.e} < \varphi \leq \varphi_{2.e} \\ \frac{\varphi_{i.Se} - \varphi}{\varphi_{i.Se} - \varphi_{2.e}} & \text{pentru } \varphi_{2.e} < \varphi \leq \varphi_{i.Se} \end{cases} \quad (45b)$$

Schimbul de substanță dintre colectorul de evacuare și turbină se determină în mod analog, fiind valabile relațiile (46,...48). De menționat că aria efectivă controlată de rețeaua de palete a turbinei depinde - § 3.1.7. - de raportul de presiuni π_T^* și de viteza periferică raportată γ_T^* .

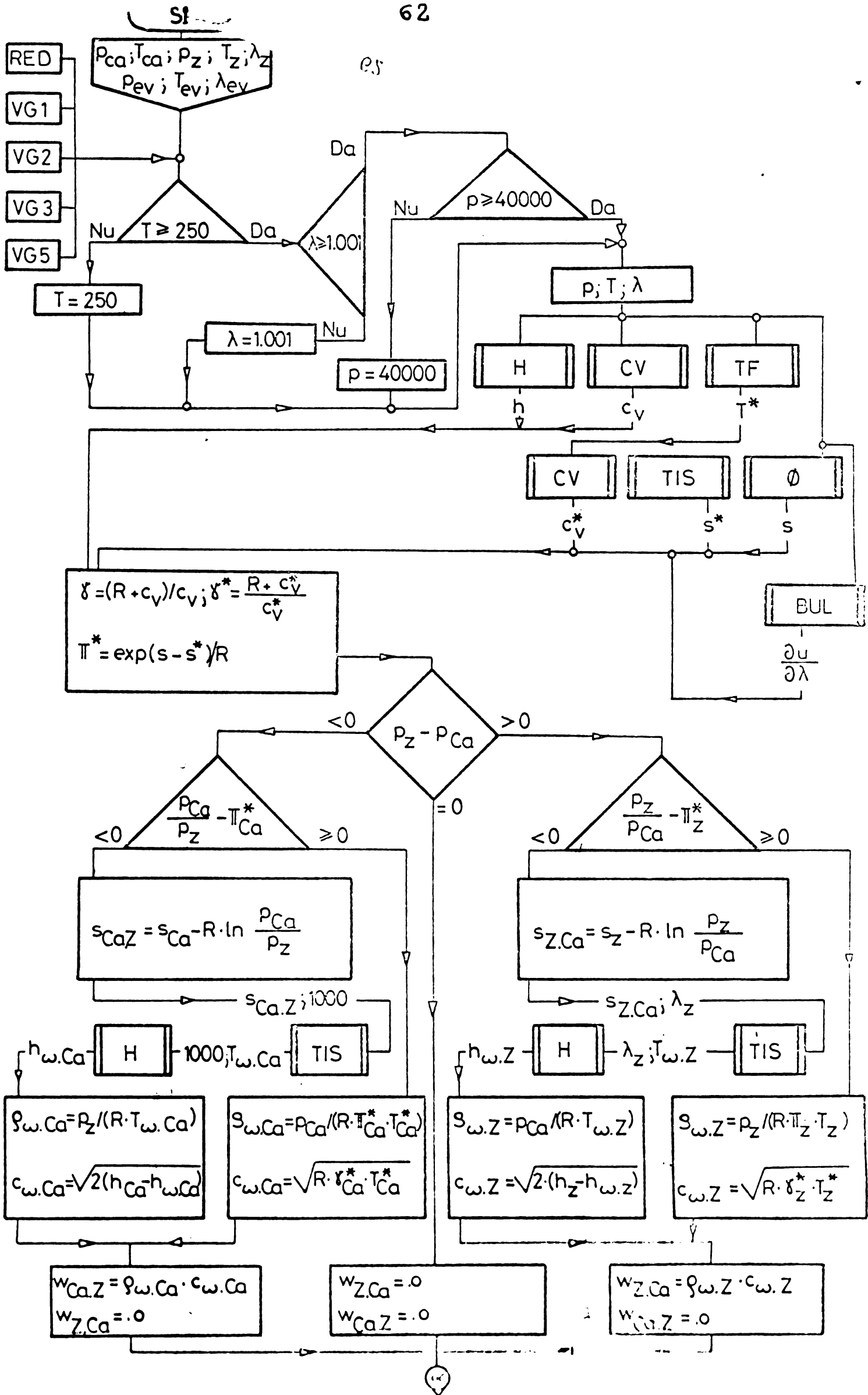
$$\dot{m}_T = A_{e.T} \cdot \rho_{\omega.T} \cdot c_{s.T} / (6 \cdot n) \quad c_{s.T} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{s.T}^*} \quad \rho_{\omega.T} = p_{\omega.T} / (R \cdot T_{\omega.T}) \quad (46, \dots 48)$$

Pe baza formulelor de interpolare pentru proprietățile termodinamice ale fluidului motor, este posibilă determinarea regimului de curgere (critic, subcritic) și implicit a mărimilor $(c; \rho; h; T; \Delta h_{s.T}^*; \rho_T; T_T) \cdot \omega$. Schema logică a subprogramului SI cu ajutorul căreia se calculează mărimile de mai sus este redată în fig. 11, iar cea a subprogramelor ASA, ASE și ATU - pentru calculul ariilor efective izentropice $(A_e)_{Sa, Se}; A_{e.T}$ - în fig. 12,...14.

3.1.5. Disiparea de energie în motor

Energia W_m^* necesară antrenării echipamentelor și instalațiilor antrenate de motor, (pompa de injecție, apă, ulei, ventilator, etc) alături de energia proceselor disipative propriu zise¹⁹⁾, determină în mod uni-

¹⁹⁾ Conform unor reglementări recente [143], W_m^* nu include lucrul mecanic al proceselor de schimbare a gazelor.



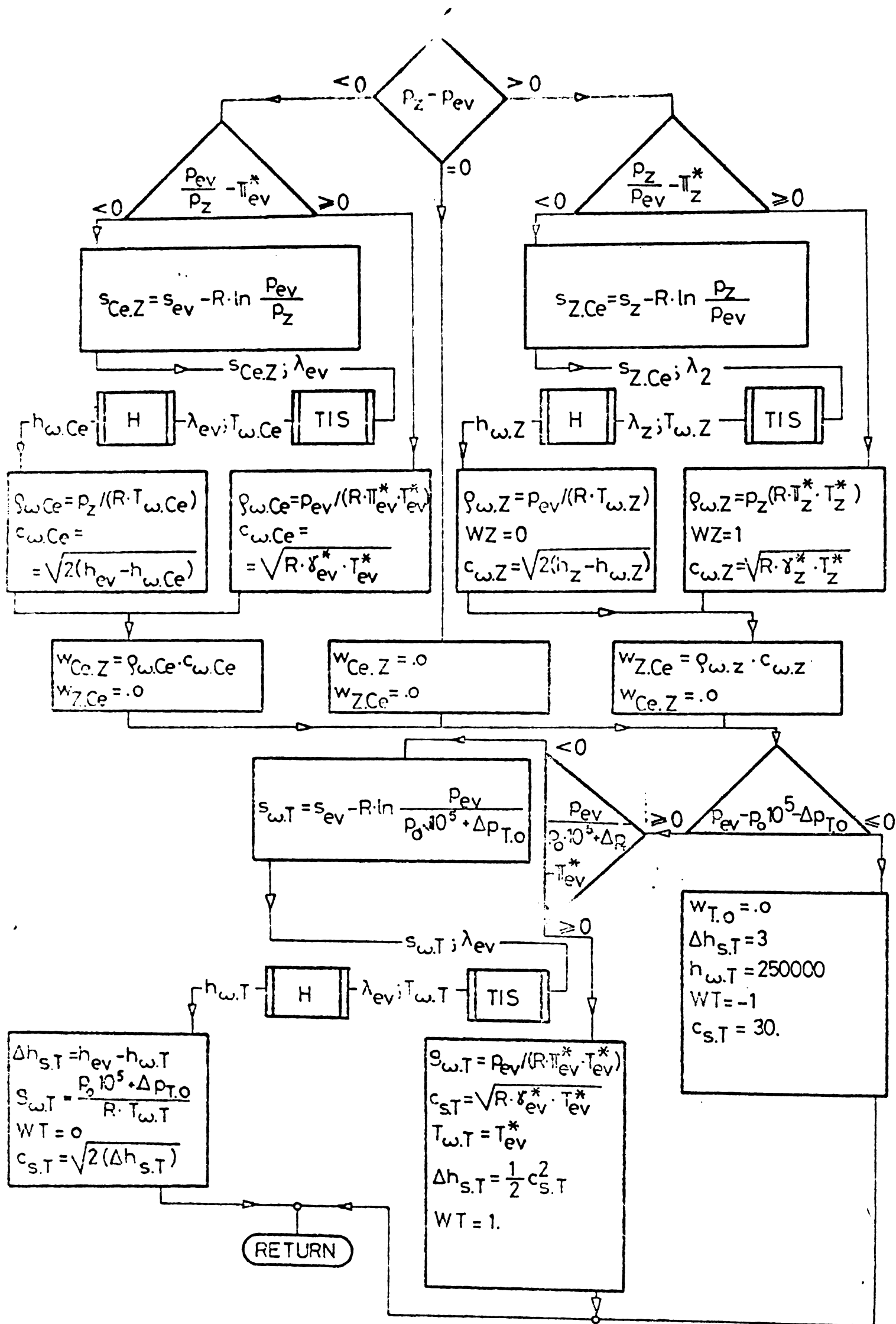


Fig. 11.- Schema logică a subprogramului SI

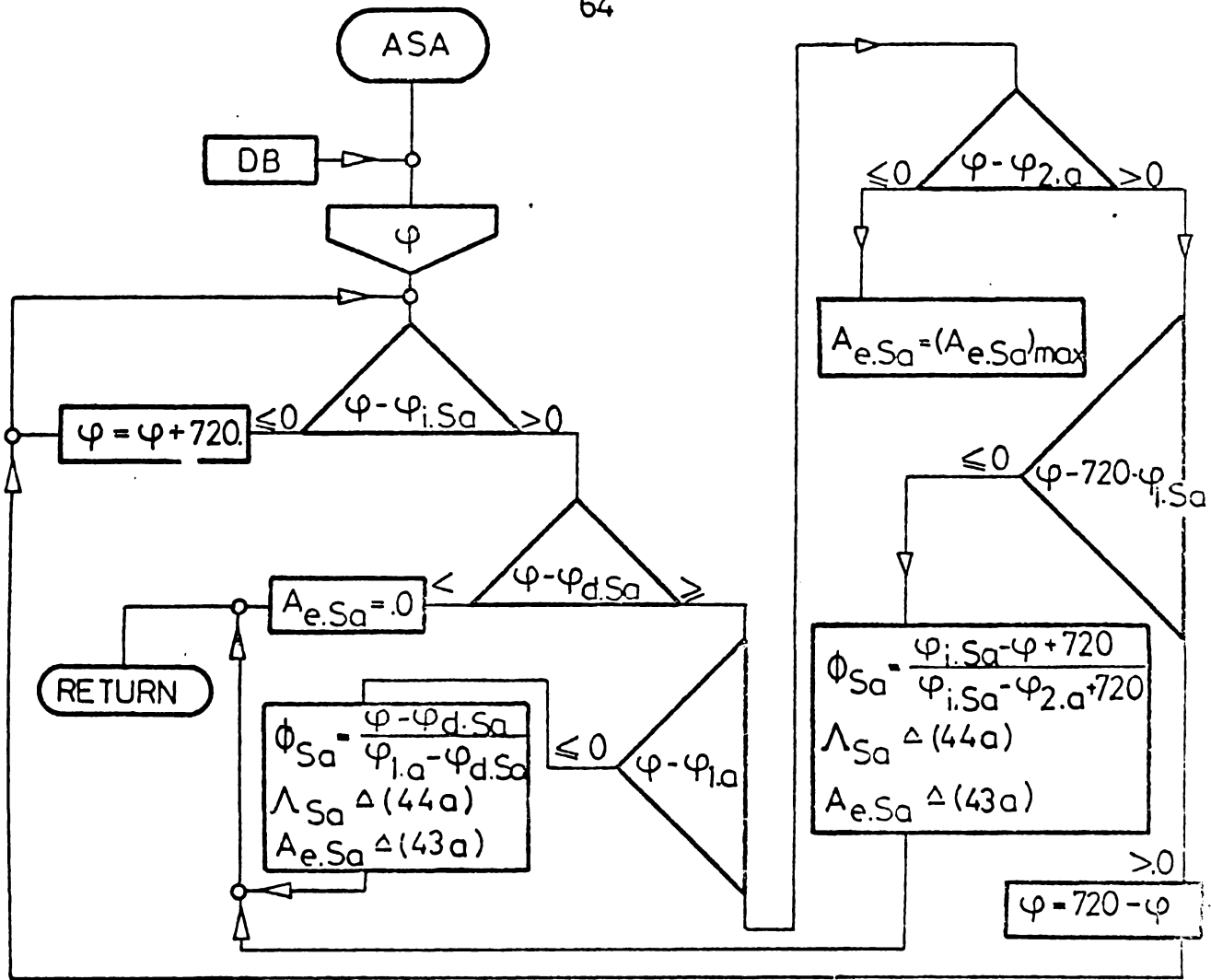


Fig. 12 - Schema logică a subprogramului ASA

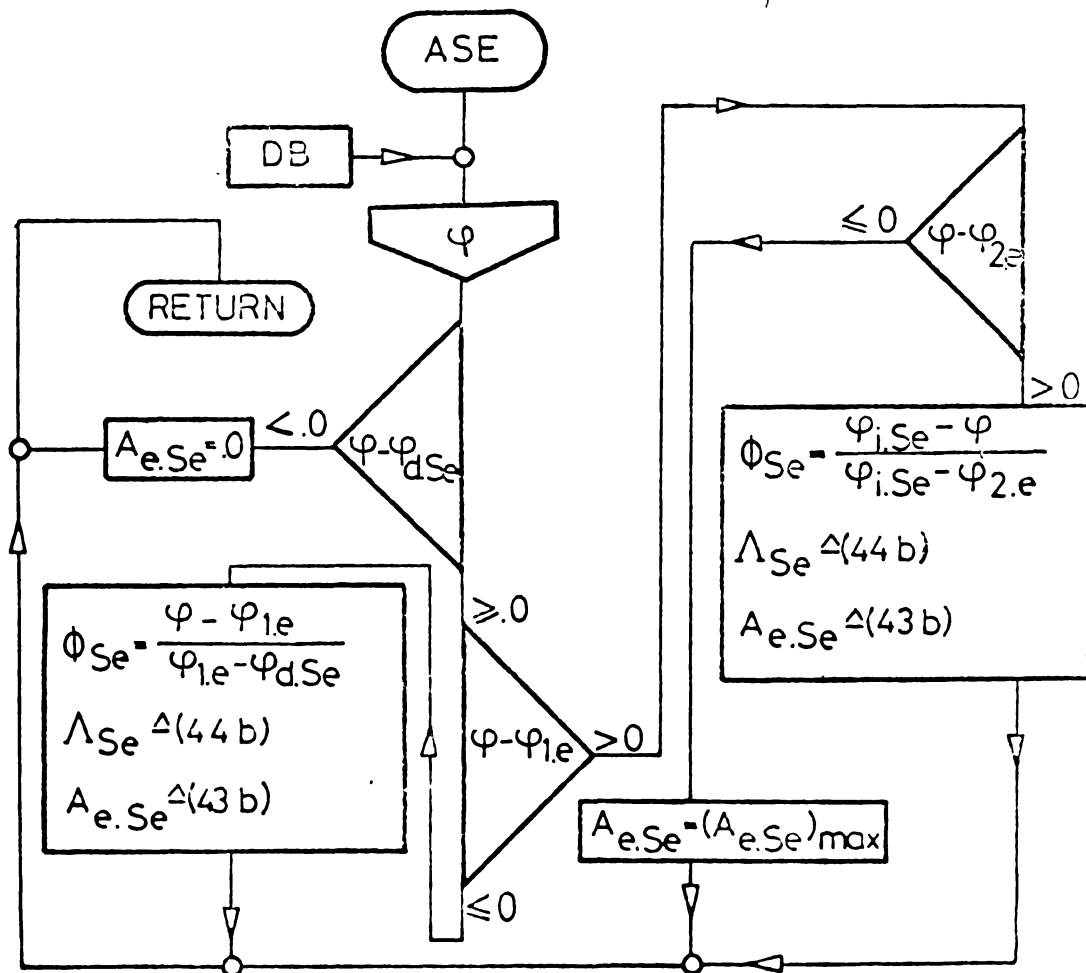


Fig. 13 - Schema logică a subprogramului ASE

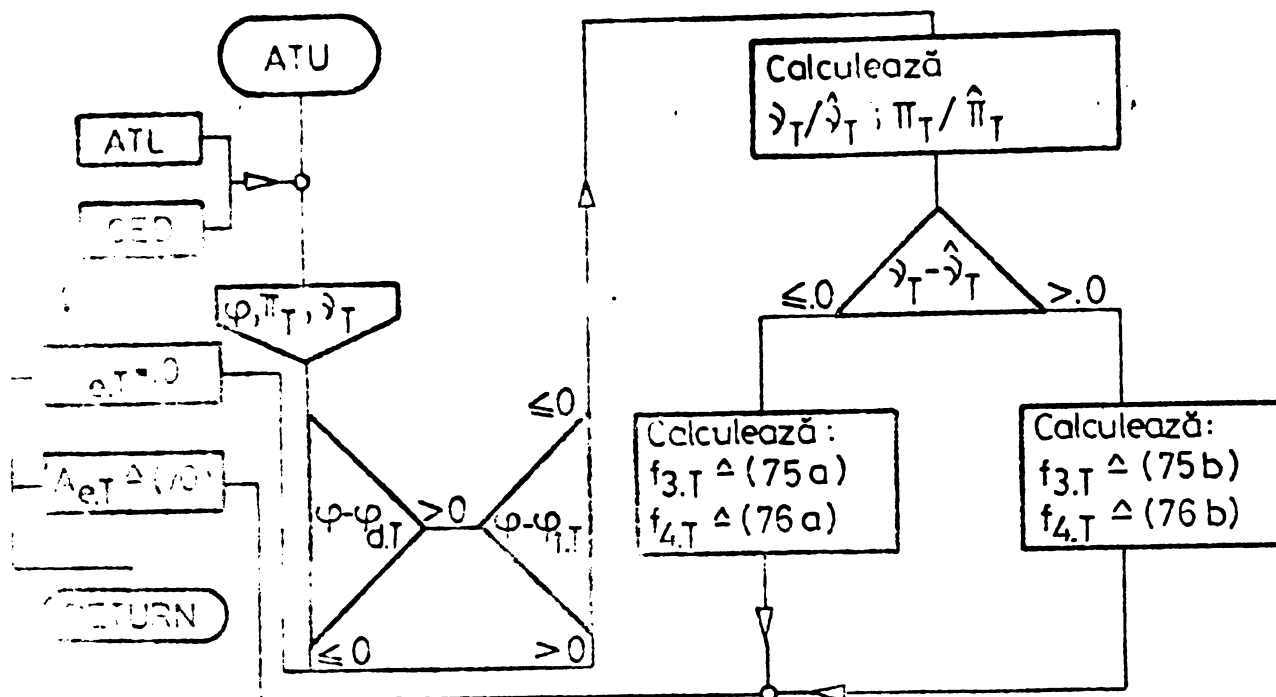


Fig. 14 - Schema logică a subprogramului ATU

prec presiunea medie a "pierderilor mecanice" :

$$p_T = (W_h^* / V_h) / 100. \quad (49)$$

În conformitate cu cercetările experimentale [115] efectuate pe motoare turbosupraalimentate, presiunea p_m se poate explicita printr-o relație de forma :

$$p_m = \hat{p}_m \cdot \beta_{11} \cdot n \cdot \beta_{12} \cdot v_m^2 \cdot \beta_{13} \cdot (p_1 - p_0) \quad (50)$$

Valoarea presiunii \hat{p}_m aferente regimului de funcționare de referință se poate evalua pe baza curbei Willans al motorului, coeficienții $\beta_{11}, \dots, \beta_{13}$ apreciindu-se pe bază de similitudine cu motoare existente [111, 112, 114, 115]. Relația (50) a fost inserată direct în programul principal.

3.1.6. Compresorul turbosuflantei

Pentru un motor turbosupraalimentat, procesul de compresiune al încălzirii proaspete este schematizat în fig. 15, în concordanță cu descrierile firmelor producătoare [54, 118, 120].

Analizând diagrama h-s a procesului de compresiune, se constată că randamentul izentropic $\eta_{s,C}$ și raportul de presiuni Γ_C sînt raportați la starea de stagnare²⁰⁾ a aerului atât la intrarea cît și la ieșirea din

"Total-to-total" efficiency and pressure ratio.

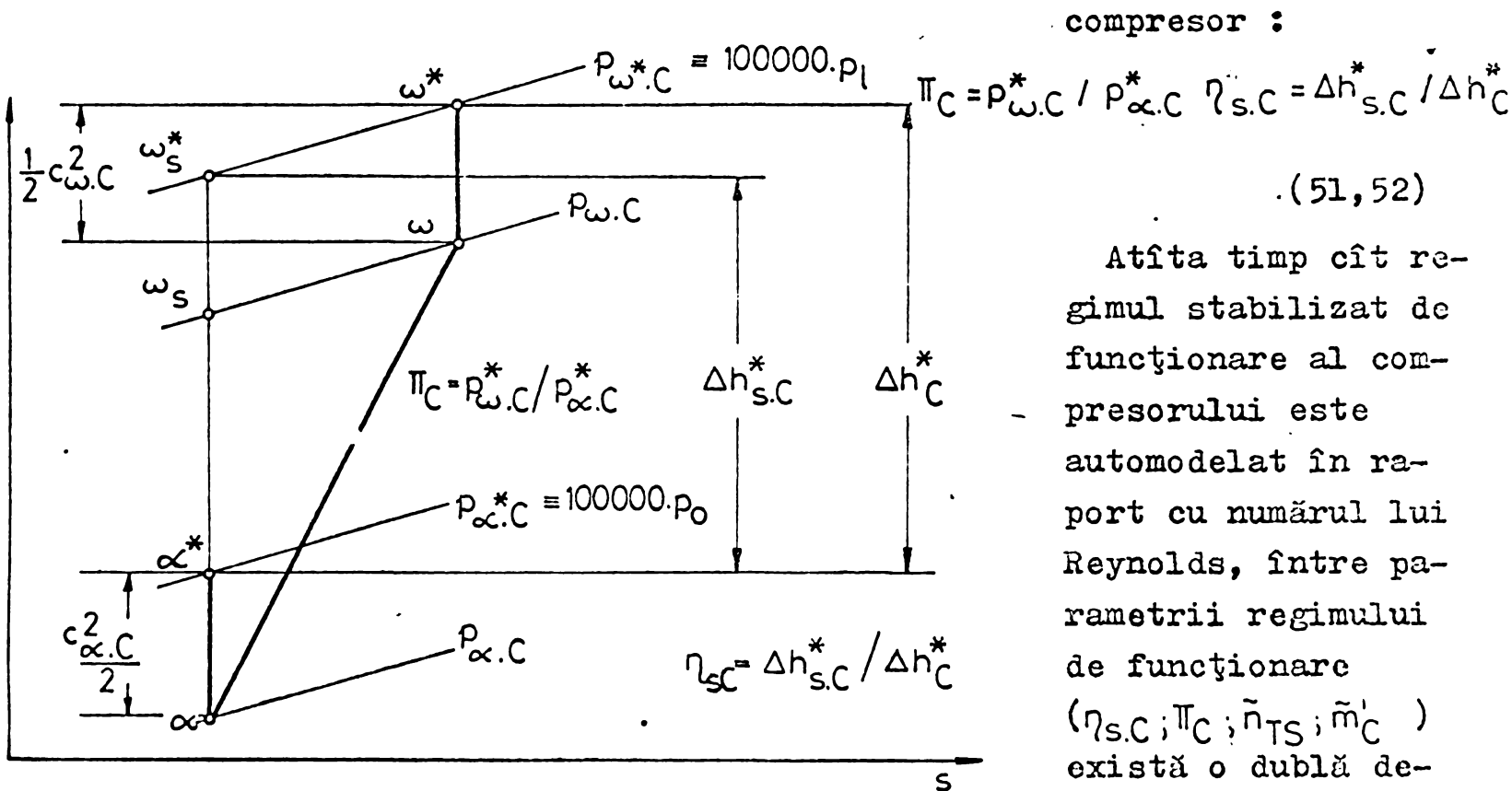


Fig. 15. Diagrama h-s pentru definirea randamentului izentropic $\eta_{s.C}$ și al raportului de presiuni Π_C la care lucrează compresorul.

rați fiind acceptați doi ca independenți.

Prin interacțiunea existentă între motor și turbosuflantă, raportul de presiuni Π_C și debitul masic redus \tilde{m}'_C

$$\tilde{m}'_C = m'_C \cdot \sqrt{(T_0/T_{ref})} / (p_0/p_{ref}) \quad (53)$$

sînt determinați de regimul de funcționare al motorului (presiunea din colectorul de admisiune și caracteristica consumului de aer a motorului). În consecință, autorul a acceptat ca parametrii independenți mărimile enumerate ($\Pi_C; \tilde{m}'_C$), randamentul izentropic $\eta_{s.C}$ și frecvența redusă de rotație a arborelui turbosuflantei

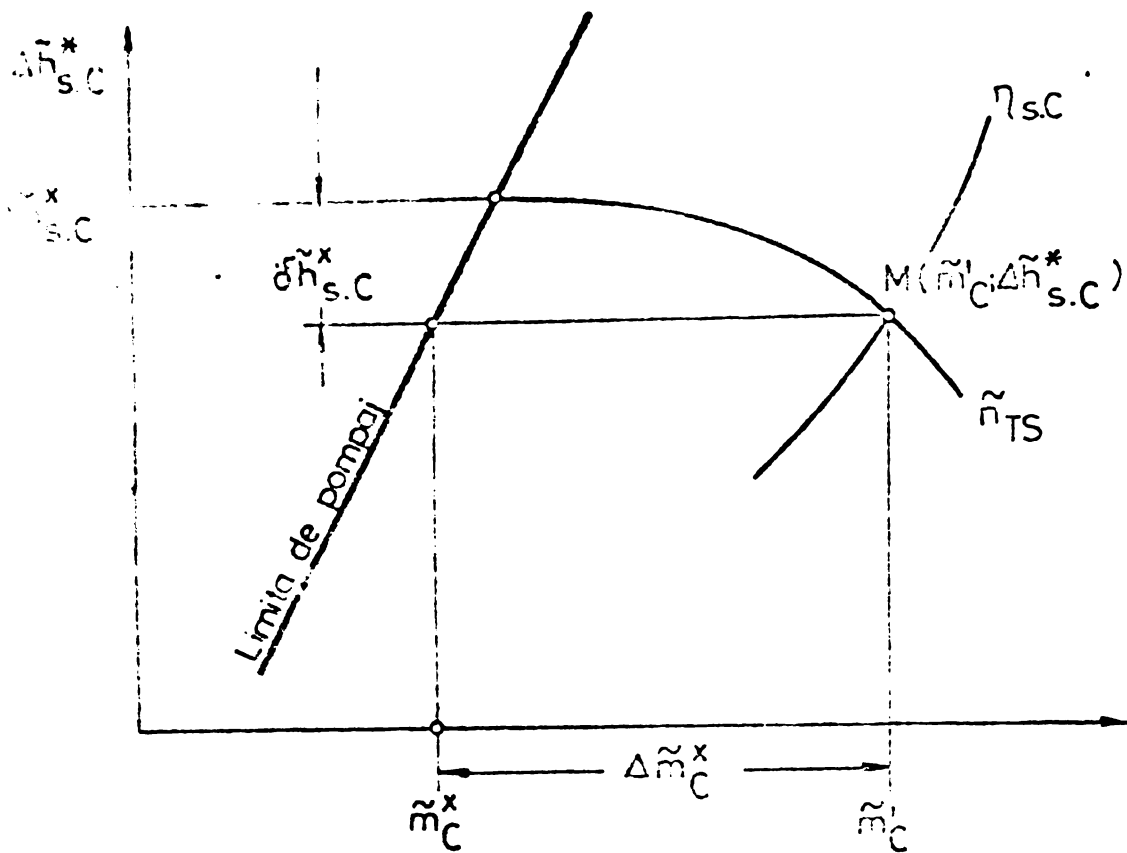
$$\tilde{n}_{TS} = n_{TS} / \sqrt{(T_0/T_{ref})} \quad (54)$$

fiind determinabile pe baza următoarelor relații funcționale :

$$\eta_{s.C} = f_{1.C}(\Pi_C; \tilde{m}'_C) ; \tilde{n}_{TS} = f_{2.C}(\Pi_C; \tilde{m}'_C) \quad (55, 56)$$

Relațiile de mai sus au fost modelate de autor prin liniarizarea pe domenii de presiuni a caracteristicii universale a compresorului - fig. 16. Pentru aceasta, s-a recalculat caracteristica universală în funcție de diferența izentropică de entalpie $\Delta\tilde{h}_{s.C}$ creată de compresor :

$$\Delta\tilde{h}_{s.C} = \Delta\tilde{h}_{s.C} = \gamma_1 \cdot R \cdot T_0 \cdot [\Pi_C^{(\gamma_1-1)/\gamma_1} - 1] / (\gamma_1 - 1) \quad (57)$$



Caracteristica apare liniarizată în raport cu curbele izocinetice ($\bar{n}_{TS} = \text{const.}$), dependențele funcționale $f_{1.C}$ și $f_{2.C}$ explicându-se după următorul algoritm :

- a) - se calculează diferența de entalpie $\Delta\bar{h}_{s.C}$;
- b) - se calculează de-

Fig. 16. Liniarizarea caracteristicii universale a compresorului

debitul compresorului la limita de pompaj (stabilitate) \bar{m}_C^x :

$$\bar{m}_C^x = \beta_{14} \cdot (\Delta\bar{h}_{s.C}^*)^2 + \beta_{15} \cdot \Delta\bar{h}_{s.C}^* + \beta_{16} \quad (58)$$

- c) - se calculează diferența de debit $\Delta\bar{m}_C^x$:

$$\Delta\bar{m}_C^x = \bar{m}_C^x - \bar{m}_C^x \quad (59)$$

- d) - se calculează incrementul diferenței de entalpie izentropică $\delta(\bar{h}_{s.C}^x)$ la limita de pompaj al compresorului :

$$\delta(\bar{h}_{s.C}^x) = \beta_{17} \cdot (\Delta\bar{m}_C^x)^2 + \beta_{18} \cdot \Delta\bar{m}_C^x + \beta_{19} \quad (60)$$

- e) - se calculează diferența de entalpie izentropică $\Delta\bar{h}_{s.C}^x$ la limita de pompaj al compresorului :

$$\Delta\bar{h}_{s.C}^x = \Delta\bar{h}_{s.C}^* \cdot \delta(\bar{h}_{s.C}^x) \quad (61)$$

- f) - se calculează frecvența redusă de rotație a arborelui turbosuflantei :

$$\bar{n}_{TS} = \beta_{20} \cdot (\Delta\bar{h}_{s.C}^x)^3 + \beta_{21} \cdot (\Delta\bar{h}_{s.C}^x)^2 + \beta_{22} \cdot \Delta\bar{h}_{s.C}^x + \beta_{23} \quad (62)$$

Randamentul izentropic al compresorului se determină printr-un procedeu analog, pe baza relațiilor (63, ... 65) :

$$\tau_C^x = \beta_{24} \cdot (\bar{m}_C^x)^2 + \beta_{25} \cdot \bar{m}_C^x + \beta_{26} ; \Delta\pi_C^x = \tau_C^x - \pi_C^x \quad (63, 64)$$

$$\eta_{s.c} = \chi_{16} \cdot (\Delta \pi_C^x)^2 + \chi_{17} \cdot \Delta \pi_C^x + \chi_{18} \quad (65)$$

Modelul matematic pentru determinarea regimului de funcționare al compresorului este materializat prin relațiile (57,...65), relații care determină în mod univoc randamentul izentropic $\eta_{s.c}$ și frecvența redusă de rotație \tilde{n}_{TS} . Coeficienții $\beta_{14,...26}$ respectiv $\chi_{16,...18}$ sînt în mod univoc precizați de caracteristica universală garantată de producător. Modelul elaborat de autor permite determinarea²¹⁾ celor doi parametri dependenți ($\eta_{s.c}; \tilde{n}_{TS}$) cu o eroare relativă sub 1,5 %. Schema logică a subprogramului LADER este redată în fig. 17.

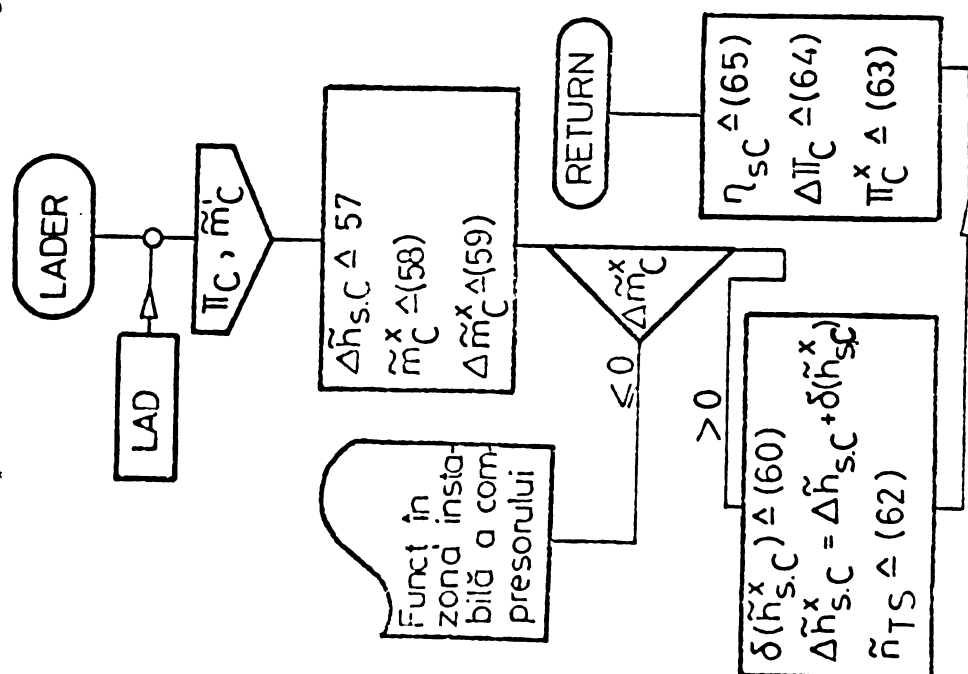


Fig.17. Schema logică a subprogramului LADER

3.1.7. Turbina turbosuflantei

Uzual, turbina turbosuflantelor de supraalimentare funcționează în regim nestaționar din cauza schimbărilor ciclice de presiune și temperatură a gazelor arse aflate în colectorul de evacuare. Cu toate încercările existente [132,139], la ora actuală nu este încă posibilă determinarea pe cale analitică sau experimentală a regimului real de funcționare a turbinei. Din acest motiv autorul a modelat funcționarea turbinei pe baza ipotezei regimului cvasistaționar, avînd la bază caracteristicile universale garantate de producător. Procesul de desprindere în turbină este reprezentat în fig. 18, cu ajutorul

²¹⁾ La supraalimentarea de medie presiune, este suficientă liniarizarea caracteristicii universale pe două domenii de presiuni.

se pot defini raportul de presiuni Π_T^* , randamentul izentropic și viteza periferică raportată ϑ_T^* [54, 120, 129, 132, 133, 137, 140, 171, ...].

$$\Pi_T^* = \frac{P_{\alpha^*}^*}{P_{\omega^*}^*} \quad \vartheta_T^* = \frac{u_T}{\sqrt{225} \cdot s} \quad (66a)$$

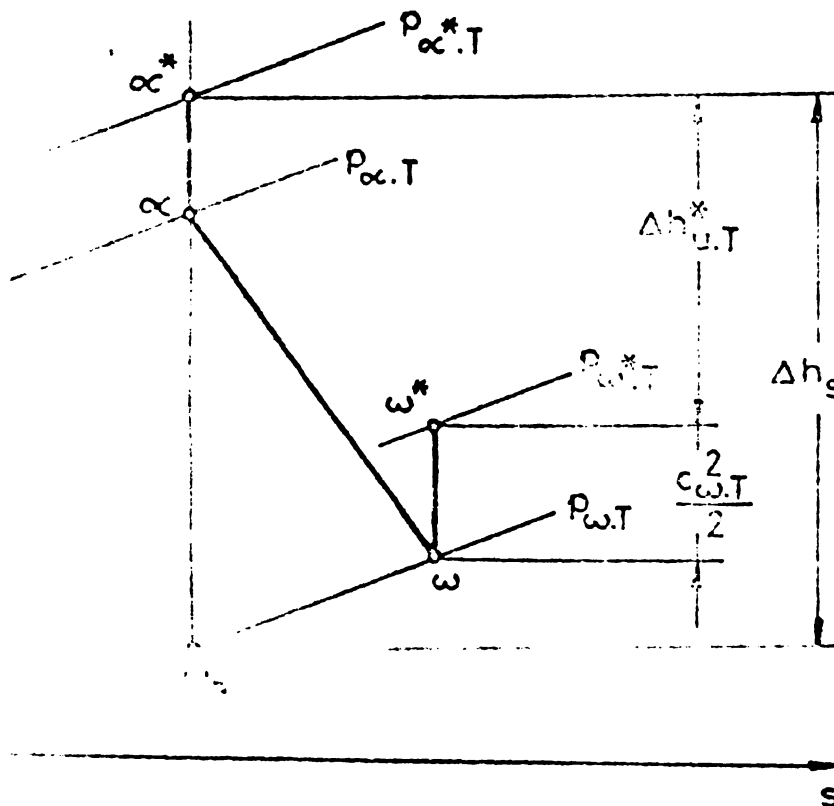


Fig. 18. Diagrama h-s a procesului de turbina a gazelor arse prin turbină

$$\eta_{s.T} = \hat{\eta}_{s.T} \cdot f_{1.T}(\Pi_T / \hat{\Pi}_T) \cdot f_{2.T}(\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T) \quad (69)$$

$$A_{e.T} = A_{g.T} \cdot f_{3.T}(\Pi_T / \hat{\Pi}_T) \cdot f_{4.T}(\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T) \quad (70)$$

$$\Delta h_{v.T} = \Pi \cdot C_{v.T} \cdot d_T \cdot l_T \cdot \varrho_{\alpha.T} \cdot u_T^3 / (12 \cdot m_T^* \cdot n_{TS}) \quad (71)$$

cu:

$$C_{v.T} = \hat{C}_{v.T} \cdot \{1 - \exp[\chi_{19} \cdot (\vartheta_T - \hat{\vartheta}_T)]\} \quad \vartheta_T \geq \hat{\vartheta}_T \quad (72)$$

Funcționalele $f_{1, \dots, 4.T}$ au fost explicitate de autor după cum urmează:

$$f_{1.T}(\Pi_T / \hat{\Pi}_T) = \chi_{20} \cdot (\Pi_T / \hat{\Pi}_T)^2 + \chi_{21} \cdot (\Pi_T / \hat{\Pi}_T) + \chi_{22} \quad (73)$$

$$f_{2.T}(\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T) = \chi_{23} \cdot (\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T)^3 + \chi_{24} \cdot (\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T)^2 + \chi_{25} \cdot (\vartheta_T / \hat{\vartheta}_T) + \chi_{26} \quad (74)$$

Sînt cazuri în care firmele producătoare raportează caracteristicile turbinei la condiții statice în amonte și aval, caz care sînt valabile relațiile:

$$\eta_T = P_{\alpha.T} / P_{\omega.T}; \quad \vartheta_T = u_T / \sqrt{225} \cdot s$$

$$\eta_{s.T} = \Delta h_{u.T} / \Delta h_{s.T} \quad (66b, \dots, 68b)$$

Modelul matematic pentru simularea regimului cvasi-staționar de funcționare al turbinei presupune stabilirea relațiilor analitice între parametrii dependenți ($\eta_{s.T}; A_{e.T}; \Delta h_{v.T}$) și independenți ($\Pi_T; u_T; \vartheta_T; \varrho_{\alpha.T}$), după cum urmează:

$$f_{3.T}(\pi_T / \hat{\pi}_T) = \chi_{27} \cdot (\pi_T / \hat{\pi}_T)^3 + \chi_{28} \cdot (\pi_T / \hat{\pi}_T)^2 + \chi_{29} (\pi_T / \hat{\pi}_T) + \chi_{30} \quad (75)$$

$$f_{4.T}(\nu_T / \hat{\nu}_T) = \chi_{31} \cdot (\nu_T / \hat{\nu}_T)^2 + \chi_{32} \cdot (\nu_T / \hat{\nu}_T) + \chi_{33} \quad (76)$$

Coeficienții 20, ... 33 sînt în mod univoc determinați de caracteristicile de debit și randament ale turbinei.²²⁾ Schema logică a subprogramului RTURB pentru calcularea randamentului $\eta_{s.T}$ și a energiei disipate prin admisiune parțială și ventilație $\Delta h_{v.T}$ este redată în fig. 19. Față de regimul staționar de funcționare, se pot preliminara [121] abateri de pînă la 6 % pentru lucrul mecanic util $W_{u.T}^*$ și cel efectiv $W_{e.T}^*$

$$W_{u.T}^* = \frac{z}{z_T} \cdot m_T^* \cdot \Delta \bar{h}_{u.T} \quad ; \quad W_{e.T}^* = W_{u.T}^* - \frac{z}{z_T} \cdot m_T^* \cdot \Delta \bar{h}_{v.T} \quad (77,78)$$

și sub 2,5 % pentru debitul masic m_T^* :

$$m_T^* = \frac{z}{z_T} \cdot m_T^* \cdot n / 120 \quad (79)$$

aferente unui regim cvasistaționar de funcționare al turbinei.

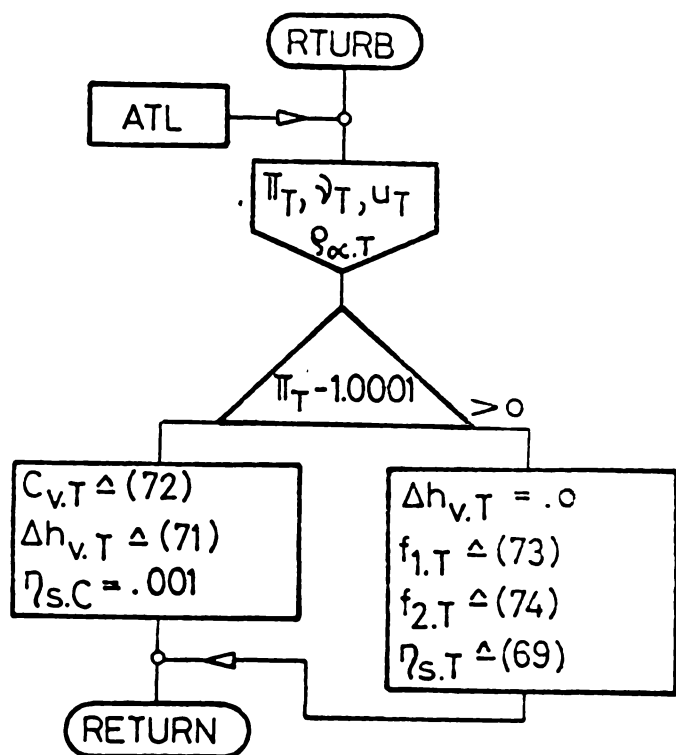


Fig. 19. Schemă logică subprogram RTURB

3.1.8. Răcitorul de aer

Răcirea izobară - în regim staționar - a încărcăturii proaspete a fost modelată de către autor prin relațiile (80, ... 83) înscrise direct în programul principal:

$$T_{Ca} = T_l - \epsilon_R \cdot (T_l - T_{r,i})$$

$$P_{Ca} = P_l \cdot 100000 - \Delta P_R \quad (80, 81)$$

unde:

$$\Delta P_R = \Delta \hat{P}_R \cdot (m'_C / \hat{m}'_C)^2$$

$$\ln [1 / (1 - \epsilon_R)] = (k_R \cdot A_R) / (c_{p,l} \cdot m'_C) \quad (82, 83)$$

3.1.9. Concluzii privind modelele matematice elaborate de autor

Programul de calcul pentru stabilirea interacțiunii motor-turbo-

²²⁾ În vederea sintezei caracteristicilor universale ale turbinelor radiale autorul a creat subprogramul TURBØRAD - Anexa 5.

suflantă constituie un mijloc deosebit de eficient în :

- a) - optimizarea și diversificarea motoarelor existente;
- b) - stabilirea influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra indicilor tehnico-economici ai motoarelor aflate în faza de proiectare;
- c) - stabilirea punctului de acord dintre motor și turbosuflantă în cazul unor condiții de restricție impuse;
- d) - preliminarea direcțiilor principale de cercetare experimentală în vederea satisfacerii condițiilor de restricție.

În cadrul programului, simularea funcționării sistemelor termodinamice componente motorului s-a realizat prin modelarea matematică a proceselor termogazodinamice aferente sistemelor enumerate. În acest sens, la elaborarea modelelor matematice autorul a avut în vedere următoarele aspecte :

- a) - asigurarea unui caracter general valabil al modelelor matematice, particularizarea coeficienților adimensionali (λ) sau dimensionali (β) la anumite tipodimensiuni de motor realizându-se prin module de program;
- b) - realizarea unui compromis judicios între cantitatea de informații cu caracter experimental aferente modelelor matematice și mărimea calculatorului numeric;
- c) - evitarea (din considerente de micșorare a alocăției de memorie internă) modelelor matematice puse sub formă matricială;
- d) - elaborarea și testarea individuală a subprogramelor aferente modelelor matematice;
- e) - crearea fișierelor (bandă magnetică, disc) pentru subprogramele testate.

3.2. Stabilirea regimului de funcționare al motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat

Regimul de funcționare al motorului turbosupraalimentat este definit cantitativ prin vectorul parametrilor funcționali f , calculabil pe baza vectorului valorilor proprii \mathcal{V} :

$$f = F(\mathcal{V} \varrho_{Cd}; P_m; H_U) \quad (84)$$

Elementele vectorului \mathcal{V} se pot calcula în măsura în care se cunoaște soluția proprie γ_p aferentă sistemului de ecuații diferențiale (16). Funcționalele $f_i(x, \gamma, \varphi)_{i=1, \dots, n}$ s-au stabilit de către autor prin aplicarea legilor de conservare ale energiei și masei la sistemele termodinamice componente motorului turbosupraalimentat.

3.2.1. Funcționalele aferente sistemelor termodinamice ale motorului Diesel în patru timpi turbosupraalimentat

Aplicînd primul principiu al termodinamicii cilindrului și colectorului de evacuare - considerate ca sisteme termodinamice macroscopice, deschise și omogene - se obțin următoarele ecuații de conservare a energiei :

$$\dot{U}_Z = \dot{Q}_Z - p_Z \cdot \dot{V}_Z + \sum (\dot{m}_{in.Z} \cdot h_{in.Z}) - \sum (\dot{m}_{Z.ie} \cdot h_Z) \quad (85)$$

$$\dot{U}_{ev} = \dot{Q}_{ev} + \sum (\dot{m}_{in.Ce} \cdot h_{in.Ce}) - \sum (\dot{m}_{Ce.ie} \cdot h_{ev}) \quad (86)$$

în care :

$$\dot{Q}_Z = \dot{Q}_{b.Z} - \dot{Q}_{Z.p} ; \quad \dot{Q}_{ev} = -\dot{Q}_{Ce.p} \quad (87,88)$$

Considerînd ecuațiile de conservare a masei, se pot scrie în continuare :

$$\dot{m}_{in.Z} = \dot{m}_{Ca.Z} + \dot{m}_{Ce.Z} + \dot{m}_b ; \quad \dot{m}_{Z.ie} = \dot{m}_{Z.Ca} + \dot{m}_{Z.Ce} \quad (89,90)$$

$$\dot{m}_{in.Ce} = \dot{m}_{Z.Ce} ; \quad \dot{m}_{Ce.ie} = \dot{m}_{Ce.Z} + \dot{m}_T \quad (91,92)$$

$$\dot{m}_Z = \dot{m}_{in.Z} - \dot{m}_{Z.ie} ; \quad \dot{m}_{Ce} = \dot{m}_{in.Ce} - \dot{m}_{Ce.ie} \quad (93,94)$$

Termenii relațiilor (89,90) se pot explicita în continuare :

$$\dot{m}_{Ca.Z} = A_e \cdot S_a \cdot \frac{c_{\omega.Ca} \cdot \rho_{\omega.Ca}}{6n} ; \quad \dot{m}_{Z.Ca} = A_e \cdot S_a \cdot \frac{c_{\omega.Z} \cdot \rho_{\omega.Z}}{6n} \quad (95,96)$$

$$\dot{m}_{Ce.Z} = A_e \cdot S_e \cdot \frac{c_{\omega.Ce} \cdot \rho_{\omega.Ce}}{6n} ; \quad \dot{m}_{Z.Ce} = A_e \cdot S_e \cdot \frac{c_{\omega.Z} \cdot \rho_{\omega.Z}}{6n} \quad (97,98)$$

Pentru variația compoziției fluidului motor se mai obțin două ecuații:

$$\lambda_Z = \frac{\lambda_Z}{m_Z} \left[\left(1 - \frac{\lambda_Z}{\lambda_{Ca}}\right) \cdot \dot{m}_{Ca.Z} + \left(1 - \frac{\lambda_Z}{\lambda_{ev}}\right) \cdot \dot{m}_{Ce.Z} + (1 - \lambda_Z \cdot \xi_{min}) \cdot \dot{m}_b \right] \quad (99)$$

$$\lambda_{ev} = \frac{\lambda_{ev}}{m_{ev}} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{ev}}{\lambda_Z}\right) \cdot \dot{m}_{Z.Ce} \quad (100)$$

Pe baza funcționalelor deja stabilite, este posibilă determinarea variației temperaturii fluidului motor din cilindru și colectorul de evacuare :

$$\begin{aligned} \dot{T}_Z = & \frac{\dot{Q}_Z}{m_Z \cdot c_{v.Z}} - T_Z \cdot \frac{R}{c_{v.Z}} \cdot \frac{\dot{V}_Z}{V_Z} + \left\{ \left[h_{Ca} - u_Z - \lambda_Z \cdot \left(1 - \frac{\lambda_Z}{\lambda_{Ca}}\right) \cdot \frac{\partial u_Z}{\partial \lambda_Z} \right] \cdot \dot{m}_{Ca.Z} + \right. \\ & + \left[h_{ev} - u_Z - \lambda_Z \cdot \left(1 - \frac{\lambda_Z}{\lambda_{ev}}\right) \cdot \frac{\partial u_Z}{\partial \lambda_Z} \right] \cdot \dot{m}_{Ce.Z} + \left[h_b - u_Z - \lambda_Z \cdot (1 - \lambda_Z \cdot \xi_{min}) \cdot \frac{\partial u_Z}{\partial \lambda_Z} \right] \cdot \dot{m}_b - \\ & \left. - R \cdot T_Z \cdot [m_{Z.Ca} + m_{Z.Ce}] \right\} / (m_Z \cdot c_{v.Z}) \quad (101) \end{aligned}$$

$$\dot{T}_{ev} = \left\{ \dot{Q}_{ev} \cdot \left[h_z - u_{ev} - \lambda_{ev} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{ev}}{\lambda_z} \right) \cdot \frac{\partial u_{ev}}{\partial \lambda_{ev}} \right] \dot{m}_{z.Ce} - R \cdot T_{ev} \cdot (\dot{m}_{Ca.Z} + \dot{m}_T) \right\} / (m_{ev} \cdot c_{v,ev}) \quad (102)$$

Funcționala (87) se poate explicita pe baza relațiilor (10a), (28) și (29) în care :

$$P_{an} = P_{ad} \left[V_{ad} / V_z \cdot 10^{-3} \right]^{\chi_{34}} \cdot 10^5 ; \chi_{34} = [\ln(P_{ad} / P_c)] / [\ln(V_c / V_{ad})] \quad (103, 104)$$

Deoarece cilindrul și colectorul de evacuare sînt considerate sisteme termodinamice macroscopice și omogene, respectiv fluidul motor s-a considerat gaz ideal, se pot lua în considerație ecuațiile termice de stare sub formă integrală :

$$P_z \cdot V_z = m_z \cdot R \cdot T_z ; P_{ev} \cdot V_{ev} = m_{ev} \cdot R \cdot T_{ev} \quad (105, 106)$$

respectiv debitul de aer livrat de compresor, tot sub formă integrală :

$$\dot{m}'_C = \frac{n \cdot z}{120 \cdot z_T} \cdot \oint_D (\dot{m}_{Ca.Z} - \dot{m}_{z.Ca}) d\varphi \quad (107)$$

Prin recapitulație, interacțiunea dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare este stabilită în mod univoc de următoarele dependențe funcționale :

$$\dot{T}_z = f_1(T_z; m_z; \dot{m}_{Ca.Z}; \dot{m}_{z.Ca}; \dot{m}_{Ce.Z}; \dot{m}_{z.Ce}; \dot{m}_b; \lambda_z; \lambda_{ev}; \dot{Q}_{b.Z}; \dot{Q}_{z.p}) \triangleq (101)$$

$$\dot{T}_{ev} = f_2(T_{ev}; m_{ev}; \dot{m}_{Ce.Z}; \dot{m}_{z.Ce}; \dot{m}_T; \lambda_{ev}; \lambda_z) \triangleq (102)$$

$$\dot{m}_{Ce.Z} = f_3(P_{ev}; T_{ev}; \lambda_{ev}; P_z); \dot{m}_{z.Ce} = f_4(P_z; T_z; \lambda_z; P_{ev}) \triangleq (97; 98)$$

$$\dot{m}_{z.Ca} = f_5(P_z; T_z; \lambda_z; P_{Ca}); \dot{m}_{Ca.Z} = f_6(P_{Ca}; T_{Ca}; P_z) \triangleq (96; 95)$$

$$\dot{m}_z = f_7(\dot{m}_{z.Ca}; \dot{m}_{Ce.Z}; \dot{m}_{z.Ca}; \dot{m}_{Ca.Z}) \triangleq (93)$$

$$\dot{m}_{ev} = f_8(\dot{m}_{z.Ce}; \dot{m}_{Ce.Z}; \dot{m}_T) \triangleq (94)$$

$$\dot{m}_T = f_9(P_{ev}; T_{ev}; \lambda_{ev}; n_{TS}) \triangleq (46)$$

$$\dot{m}_b = f_{10}(\varphi); \dot{Q}_{b.Z} = f_{11}(\varphi); \dot{Q}_{z.p} = f_{12}(P_z; T_z; P_{an}) \quad P_{an} = f_{13}(\varphi) \triangleq (34a; 10a; 28; 103)$$

$$\lambda_z = f_{14}(m_z; \lambda_z; \lambda_{ev}; \dot{m}_{Ca.Z}; \dot{m}_{Ce.Z}; \dot{m}_b); \dot{Q}_{ev} = f_{15}(p_{ev}; T_{ev}; \lambda_{ev}) \triangleq \quad (99,88)$$

$$\lambda_{ev} = f_{16}(m_{ev}; \lambda_{ev}; \dot{m}_{Z.Ce}); m'_C = f_{17}(\dot{m}_{Ca.Z}; \dot{m}_{Z.Ca}) \triangleq \quad (100,107)$$

$$p_{Ca} = f_{18}(p_l); \eta_{s.C} = f_{19}(p_l; m'_C); T_{Ca} = f_{20}(p_l; \eta_{s.C}) \triangleq \quad (81,65,80)$$

$$\eta_{TS} = f_{21}(p_l; m'_C); p_z = f_{22}(m_z; T_z); p_{ev} = f_{23}(m_{ev}; T_{ev}) \triangleq \quad (62,105,106)$$

respectiv condiția de margine și funcție de scop $Z(\gamma)$:

$$T_z(\varphi) = T_z(\varphi + 720)$$

$$Z(\gamma) = \left\{ \frac{\Delta h_{s.C}}{\eta_{s.C} \cdot \eta_{m.TS}} \cdot \frac{z}{z_T} \cdot \left[\oint_D (\eta_{s.T} \cdot \Delta h_{s.T} - \Delta h_{v.T}) \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \right] \right\} \triangleq \text{minim}$$

(108,109)

Vectorul parametrilor dependenți γ_p este definit prin următoarele componente puse sub formă integro-diferențială :

$$\gamma_p \in \left\{ T_z; T_{ev}; p_z; p_{ev}; m_z; m_{ev}; \lambda_z; \lambda_{ev}; \dot{m}_{Z.Ca}; \dot{m}_{Ca.Z}; \dot{m}_{Ce.Z}; p_l; \dot{m}_{Z.Ce}; \dot{m}_b; \dot{Q}_{b.Z}; \dot{Q}_{Z.p}; p_{Ca}; T_{Ca}; \eta_{s.C}; m'_C; p_{an}; \eta_{TS}; \dot{Q}_{ev}; \dot{m}_T \right\} \quad (110)$$

Se observă că cele $n=23$ funcționale împreună cu condiția de margine (108) sînt suficiente pentru a determina doar 23 din cele 24 de elemente ale vectorului coordonatelor generalizate γ . Din clasa de soluții aparente γ_0 se detașează cu ajutorul funcției de scop (109) soluția proprie γ_p prin intermediul căreia se precizează cel de al 24-lea element (p_l).

3.2.2. Vectorul valorilor proprii

Elementele vectorului valorilor proprii \mathcal{V} se pot determina cu ajutorul vectorului $\gamma_p(n; \dot{m}_b)$ definit pe cele două subdomenii ($D_{jp}; D_{ip}$) aferente ciclului motor :

$$D = (D_{ip} \cup D_{jp}) \quad (111)$$

Cu această precizare, elementele vectorului valorilor proprii - precizate în partea introductivă a capitolului - se pot calcula pe baza următoarelor relații :

$$m'_t = \int_{D_{jp}} (\dot{m}_{Ca.Z} - \dot{m}_{Z.Ca}) d\varphi \quad (112)$$

$$\dot{m}_{pr} = \int_{D_{jp}} [\dot{m}_{Ca,Z} + (\omega_l)_{ev} \cdot \dot{m}_{Ce,Z} - (\omega_l)_z \cdot (\dot{m}_{Z,Ca} + \dot{m}_{Z,Ce})] \cdot d\varphi \quad (113)$$

$$\dot{m}_{iez} = \int_{D_{jp}} [(\omega_{st})_{ev} \cdot \dot{m}_{Ce,Z} - (\omega_{st})_z \cdot (\dot{m}_{Z,Ca} + \dot{m}_{Z,Ce})] \cdot d\varphi \quad (114)$$

$$\dot{p}_{max} = 10^{-5} \cdot [p_z(\varphi)]_{max} \quad \dot{p}_{max} = 10^{-5} \cdot [\dot{p}_z(\varphi)]_{max}; \quad T_{ad} = T_z(\varphi_{i.Sa}) \quad (115, \dots, 117)$$

$$p_c = T_z(180^\circ); \quad W_{ip}^* = \int_{D_{ip}} p_z \cdot \dot{V}_z \cdot d\varphi; \quad W_{jp}^* = \int_{D_{jp}} p_z \cdot \dot{V}_z \cdot d\varphi \quad (118, \dots, 120)$$

$$\dot{Q}_{z,p} = \phi_D \dot{Q}_{z,p} \cdot d\varphi; \quad \bar{h}_{\omega,Z} = \frac{1}{\dot{m}_{Z,Ce}} \cdot \int_{D_{jp}} (h_{\omega,Z} \cdot \dot{m}_{Z,Ce}) \cdot d\varphi \quad (121, 122)$$

$$\bar{T}_{\omega,Z} = f(\bar{h}_{\omega,Z}, \bar{p}_{\omega,Z}); \quad \Delta \bar{h}_{Z,O} = \int_{D_{jp}} (h_z - \bar{h}_{\omega,T}) \cdot \dot{m}_{Z,Ce} \cdot d\varphi / \int_{D_{jp}} \dot{m}_{Z,Ce} \cdot d\varphi \quad (123, 124)$$

$$\bar{p}_{Ce} = \frac{1}{D_T} \cdot \int_{D_T} p_{ev} \cdot d\varphi; \quad \bar{\lambda}_{Ce} = \frac{1}{\dot{m}_D \cdot \xi_{min}} \cdot \int_{D_j} (\dot{m}_{Ca,Z} - \dot{m}_{Z,Ca}) \cdot d\varphi \quad (125, 126)$$

$$\bar{h}_{Ce} = \frac{1}{\dot{m}_{Z,Ce} - \dot{m}_{Ce,Z}} \cdot \int_{D_T} (h_{\omega,Z} \cdot \dot{m}_{Z,Ce} - h_{ev} \cdot \dot{m}_{Ce,Z}) \cdot d\varphi \quad (127)$$

$$\dot{m}_{s,T} = \frac{z}{z_T} \cdot \int_{D_T} \Delta h_{s,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi; \quad W_{u,T}^* = \frac{z}{z_T} \cdot \int_{D_T} \Delta h_{s,T} \cdot \eta_{s,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (128, 129)$$

$$\dot{m}_{v,T} = \frac{z}{z_T} \cdot \int_{D_T} \Delta h_{v,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi; \quad \bar{A}_{e,T} = \frac{1}{\dot{m}_T^*} \cdot \int_{D_T} A_{e,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (130, 131)$$

$$\dot{m}_{s,v,T} = \frac{1}{\dot{m}_T^*} \cdot \int_{D_T} \Delta h_{s,v,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi; \quad \Delta \bar{h}_{u,T} = \frac{1}{\dot{m}_T^*} \cdot \int_{D_T} \eta_{s,T} \cdot \dot{m}_T \cdot \Delta h_{s,T} \cdot d\varphi \quad (132, \dots, 134)$$

$$p_{\omega,T} = p_0 + \Delta \hat{p}_{T,O} (\dot{m}_T^* / \hat{m}_T^*)^2; \quad \bar{h}_{\omega,T} = \frac{1}{\dot{m}_T^*} \cdot \int_{D_T} h_{\omega,T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (135, 136)$$

$$p_{\alpha,T} = f(\bar{h}_{\omega,T}; \bar{\lambda}_{Ce}); \quad T_{\alpha,C}^* \approx T_0; \quad \bar{c}_{s,T} = \sqrt{2 \Delta \bar{h}_{s,T}} \quad (137, \dots, 139)$$

$$p_{\omega,C} = 10^5 \cdot p_0 - \Delta \hat{p}_{O,C} \cdot (\dot{m}_C^* / \hat{m}_C^*)^2; \quad p_{\omega,C}^* = 10^5 \cdot p_l \quad (140, 141)$$

Se precizată că mărimile $(\omega_{st})_{z,ev}$ se calculează cu relația :

$$(\omega_{st})_{ev,z} = (1 + 1/\xi_{min}) / (\lambda_{ev,z} + 1/\xi_{min}) \quad (142)$$

În mărimile $h_{\omega,Z}, \bar{T}_{\omega,Z}, h_0$ și $h_{\omega,T}$ care intervin în relațiile (122), (123), (124) și (136) nu apar în mod explicit ca elemente ale vectorului γ , ele fiind definite în cadrul subprogramului SI pentru calculul schimbului de substanță. De asemenea, debitul elementar \dot{m}_T se referă la un singur cilindru al motorului. Relația de apartenență (143) permite identificarea elementelor vectorului valorilor proprii ψ :

$$\mathcal{V} \in \left\{ m_t^* ; m_{pr}^* ; m_{rez}^* ; P_{max} ; \dot{P}_{max} ; T_{ad} ; T_c ; W_{ip}^* ; W_{jp}^* ; Q_{z.p}^* ; \bar{T}_{\omega.Z} ; \bar{\Delta}h_{z.o} ; \bar{h}_{\omega.Z} ; \bar{P}_{Ce} ; \bar{\lambda}_{Ce} ; W_{s.T}^* ; W_{u.T}^* ; W_{v.T}^* ; \Delta\bar{h}_{s.T} ; \Delta\bar{h}_{u.T} ; \bar{A}_{e.T} ; \bar{P}_{\omega.T} ; \bar{h}_{\omega.T} ; \bar{T}_{\omega.T} ; \bar{c}_{s.T} ; P_{\alpha.C} ; T_{\alpha.C}^* ; P_{\omega.C}^* ; \bar{h}_{Ce} ; \Delta\bar{h}_{v.T} \right\} \quad (143)$$

3.2.3. Concluzii privind stabilirea regimului de funcționare al motorului turbosupraalimentat

Indicii tehnico-economici ai motoarelor turbosupraalimentate sînt date de obicei sub formă integrală, fapt care presupune cunoașterea variației în timp a unor mărimi specifice motorului și turbosuflantei. Probabilitatea ca funcționalele deduse în acest subcapitol să descrie variația reală a parametrilor cercetați este cu atît mai mare, cu cît elementele vectorului valorilor proprii \mathcal{V} corespund cu cele măsurate pe cale experimentală. Determinarea acestora nu este însă întotdeauna posibilă printr-o metodă directă de măsurare, fapt care afectează direcțiile de modificare ale ipotezelor de modelare. Cu toate acestea, autorul este de părere că rezultatele obținute în urma integrării sistemului de ecuații diferențiale (16) corespund cu valorile indicilor tehnico-economici ai motorului, abaterile constatate fiind practic acceptabile atît în activitatea de proiectare cît și în cea de exploatare.

3.3. Stabilirea pe cale numerică a interacțiunii motor - turbosuflantă

Prin precizarea vectorului parametrilor independenți $\mathcal{X}(n; m_b^*)$, elementele componente vectorului \mathcal{V} vor fi în mod univoc determinați de relația (143). Utilizînd terminologia consacrată de practica inginerască [21,143], se poate defini - rel. (84) - vectorul parametrilor funcționali $f(n; m_b^*)$. La rîndul lor, vectorii f constituiesc liniile matricii parametrilor funcționali $MF(n; m_b^*)$, matrice care stabilește cantitativ interacțiunea dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflantă.

3.3.1. Vectorul parametrilor funcționali

În cazul unui motor Diesel în patru timpi turbosupraalimentat cu z_T turbosuflante și z_{Ce} colectoare de evacuare racordate la o turbosuflantă, elementele vectorului parametrilor funcționali f se pot defini pe baza următoarelor relații [156]:

a) - coeficientul de umplere λ_1 :

$$\lambda_1 = 10^3 \cdot m_{pr}^* / (\rho_{Ca} \cdot V_{ad}) \quad (144)$$

b) - gradul de utilizare a încărcăturii proaspete λ_a :

$$\lambda_a = 10^3 \cdot m_t^* / (q_{Ca} \cdot V_{ad}) \quad (145)$$

c) gradul de umplere λ_s :

$$\lambda_s = m_t^* / (m_{pr}^* + m_{rez}^*) \quad (146)$$

d) - presiunea medie indicată și efectivă (p_i ; p_e) :

$$p_i = 10^{-2} \cdot (W_{ip}^* + W_{jp}^*) / V_h ; \quad p_e = p_i - p_m \quad (147, 148)$$

e) - randamentul indicat și efectiv al ciclului (η_i ; η_e) :

$$\eta_i = (W_{ip}^* + W_{jp}^*) / (m_b^* \cdot H_u) ; \quad \eta_e = (W_{ip}^* + W_{jp}^* - p_m \cdot V_h \cdot 10^2) / (m_b^* \cdot H_u) \quad (149, 150)$$

f) - coeficientul căldurii transferate pereților cilindrului $\xi_{z.p}$:

$$\xi_{z.p}^* = Q_{z.p}^* / (m_b^* \cdot H_u) \quad (151)$$

g) - debitul de aer aspirat de compresor și consumul de aer al motorului (m'_C ; $(m'_C)^*$) :

$$m'_C \triangleq (10^7) \quad \tilde{m}'_C \triangleq (53) \quad (\hat{m}'_C)^* = z_T \cdot m'_C \quad (152)$$

h) - raportul de presiuni la care lucrează compresorul π_C :

$$\pi_C \triangleq (51)$$

i) - frecvența de rotație a arborelui turbosuflantei n_{TS} și randamentul izentropic $\eta_{s.C}$, corespunzătorii punctului de funcționare (π_C ; \tilde{m}'_C) :

$$\eta_{s.C} \triangleq (65) \quad n_{TS} = \tilde{n}_{TS} \sqrt{(T_0 / T_{ref})} \quad (153)$$

j) - temperatura aerului la ieșirea din compresorul turbosuflantei T_l :

$$T_l = T_0 \cdot \left[1 + (\pi_C^{\frac{\gamma_l - 1}{\gamma_l}} - 1) / \eta_{s.C} \right] \quad (154)$$

k) - lucrul mecanic izentropic și cel efectiv ($W_{s.C}^*$; $W_{e.C}^*$) aferent punctului de funcționare al compresorului :

$$W_{s.C}^* = \frac{z}{z_T} [h(T_l, \lambda_{Ca}) - h_0] \cdot m_t^* ; \quad W_{e.C}^* = W_{s.C}^* (\eta_{s.C} \cdot \eta_{m.TS}) \quad (155)$$

l) - presiunea și temperatura aerului (p_{Ca} ; T_{Ca}) din colectorul de admisiune, determinați pe baza relațiilor (80, 81);

m) - randamentul mediu efectiv $\bar{\eta}_{e.T}$ și viteza medie periferică raportată \bar{v}_T , respectiv randamentul global al turbosuflantei $\bar{\eta}_{TS}$

$$\bar{\eta}_{e.T} = W_{e.T}^* / W_{s.T}^* ; \quad \bar{\gamma}_T = u_T / \bar{c}_{s.T} \quad \bar{\eta}_{TS} = \bar{\eta}_{e.T} \cdot \eta_{s.C} \cdot \eta_{m.TS} \quad (157, \dots, 159)$$

n) - factorul izentropic de impuls a turbinei $\mu_{s.T}$, definit de autor prin relația (161) :

$$\mu_{s.T} = \Delta \bar{h}_{s.T} / \Delta \bar{h}_{Z.O} \quad (160)$$

o) - temperatura, presiunea și coeficientul mediu a excesului de aer al gazelor arse din colectorul de evacuare $(T_g; p_g; \lambda_g)$:

$$T_g = T(\bar{h}_{Ce}; \bar{\lambda}_{Ce}) ; \quad p_g = \bar{p}_{Ce} / 10^5 ; \quad \lambda_g = \bar{\lambda}_{Ce} \quad (161, \dots, 163)$$

Pe baza ecuațiilor (144, ... 163) (51, 65, 80, 81) se poate defini relația de apartenență pentru vectorul parametrilor funcționali f ai motorului turbosupraalimentat :

$$f \in \{ \lambda_l; \lambda_a; \lambda_s; n; p_i; p_e; \eta_e; \bar{\gamma}_{Z.P}; (m'_C)^* ; \pi_C; \eta_{TS}; \eta_{s.C}; T_l; W_{s.C}^* ; W_{e.C}^* ; p_{Ca}; T_{Ca}; \bar{\eta}_{e.T}; \bar{\gamma}_T; \bar{\eta}_{TS}; \mu_{s.T}; T_g; p_g; \lambda_g \} \quad (164)$$

3.3.2. Matricea parametrilor funcționali

Interacțiunea dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare a fost stabilită cantitativ de către autor prin intermediul matricii parametrilor funcționali MF . Liniiile acestei matrici sînt formate din vectorii $f_j(x, \gamma_p)_{j=1, \dots, k}$ aferenți celor k regimuri distincte de funcționare ale motorului turbosupraalimentat :

$$MF \in \{ f_j \}_{j=1, \dots, k} \quad (165)$$

3.3.3. Concluzii privind stabilirea prin calcul a interacțiunii motor - turbosuflantă

Așa după cum rezultă și din relația (164), vectorul parametrilor funcționali f cuprinde aproape totalitatea indicilor tehnico-economici ai motorului turbosupraalimentat. Avantajul deosebit al programelor de calcul pentru stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă constă în faptul că se pot urmări cu multă ușurință influența unor factori de natură constructivă (fazele și geometria distribuției; variante de rețele de profil ²³⁾ la compresor și/sau turbină; număr de supape de admisiune

²³⁾ Materializate prin diferite caracteristici universale, știut fiind faptul că în mod uzual fiecare carcasă de turbosuflantă poate fi echipată cu diferite variante constructive de statori și rotorii.

și/sau evacuare; numărul turbosuflantelor și al colectoarelor de evacuare) sau funcțională (caracteristica de debitare și injecție; calitățile aerodinamice ale supapelor; regimul de funcționare al turbinei; introducerea răcirii intermediare; condiții de stare ale mediului înconjurător etc).

Factorii enumerați pot fi considerați ca independenți, optimizarea lor realizându-se pe baza unor condiții de restricție impuse motorului, în mod uzual : temperatura medie a gazelor arse din fața turbinei (T_g); viteza periferică limită a rotorului turbinei (u_T); evitarea curgerii fluidului motor din colectorul de evacuare spre cel de admisiune la sarcini parțiale sau mers în gol; presiunea maximă de ardere precum și gradientul maxim de creștere a presiunii din cilindru, alături de consumul specific de combustibil precum și rezerva cuplului motor μ_M . Optimizările în sensul celor expuse mai sus - se pot efectua într-un timp relativ scurt. Soluția definitivă se poate adopta atunci pe baza unor cercetări experimentale de scurtă durată, în urma calculului fiind eliminate de la început acele variante care nu corespund condițiilor inițiale impuse.

PROGRAMUL PENTRU CALCULUL INTERACȚIUNII MOTOR -
TURBOSUFLANTA

Conform celor expuse în § 3.2., regimul de funcționare al motorului turbosupraalimentat este simulat printr-un sistem neliniar de ecuații diferențiale de ordinul unu. Prin soluționarea sistemului se determină corespondența univocă între domeniul tridimensional al variabilelor independente $\Gamma(D, X)$ și domeniul multidimensional \emptyset al soluțiilor proprii γ_p , deci implicit interacțiunea motor-turbosuflantă.

Ținând cont de complexitatea funcționalelor $(f_i)_{i=1, \dots, n}$, timpul de calcul necesar determinării matricii MF trebuie minimizat, motiv pentru care procedeul de integrare numerică trebuie să fie rapid convergent. Eliminarea instabilităților parțiale împreună cu inițializarea adecvată a fiecărui ciclu de iterații constituie calea principală pentru reducerea timpului de calcul.

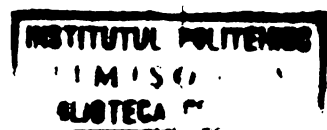
Capacitatea limitată a memoriei interne a calculatoarelor numerice aflate în exploatare impune segmentarea programului sursă aferent calculului interacțiunii motor - turbosuflantă. Restricții asemănătoare sînt impuse și subprogramelor de tip FUNCȚIUN și SUBRUTINE aferente segmentelor programului sursă SUPRAMO.

Programul sursă elaborat de autor s-a particularizat pentru motorul Diesel în patru timpi 6LMB 836 Bb echipat cu turbosuflanta VTR 200/24, interacțiunea motor-turbosuflantă fiind stabilită prin intermediul matricii MF.

În ultima parte a prezentului capitol sînt prezentate unele rezultate privind influența parametrilor constructivi și funcționali asupra indicilor tehnico-economici ai motorului turbosupraalimentat. Avînd un caracter cantitativ, studiile de influență efectuate de autor sînt de un real folos în activitatea de proiectare a unor noi tipodimensiuni de motor.

4.1. Integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale

Integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale (16) presupune stabilirea unor criterii adecvate de convergență pe tot domeniul de integrare Γ , respectiv mijloace de evitare a instabilităților parțiale. Pe lîngă aceste deziderate, metoda de integrare numerică adoptată trebuie să mențină în limite rezonabile timpul de calcul aferent unui pas de integrare $\Delta \varphi$.



4.1.1. Existența soluțiilor și criterii de unghiitate

Conform teoremei lui Peano [174], condiția necesară și suficientă ca sistemul de ecuații diferențiale (16) să admită soluții este ca funcționalele $f_i(x, y, \varphi)_{i=1, \dots, n}$ să fie continue și mărginite pe Γ .

Pe baza celor prezentate în Anexa 1 și 2, modelul matematic pentru funcțiile termodinamice ale fluidului motor asigură o continuitate de ordinul doi pe tot domeniul ²⁴⁾ de definiție Δ . Spre deosebire de acest model matematic, caracteristica de degajare a căldurii precum și funcționalele f_3, \dots, f_6 respectiv f_{11} , pot prezenta pe subdomeniile D_{ba} și D_{ar} discontinuitate și implicit instabilitate în procesul de integrare numerică.

Artfel, dacă se consideră coeficientul excesului de aer precizat de caracteristica de degajare a căldurii (l_{oa}), gradientul acestei mărimi va fi :

$$\lambda_z = a \cdot \lambda_z (1 - \lambda_z \cdot \xi_{\min}) \frac{\lambda_{gr} \cdot \xi_{\min} \cdot \Delta \varphi_{ar}}{\lambda_{gr} \cdot \xi_{\min} \cdot \Delta \varphi_{ar}} \left(\frac{\varphi - \varphi_{i,ar}}{\Delta \varphi_{ar}} \right)^m / e^{a \left(\frac{\varphi - \varphi_{i,ar}}{\Delta \varphi_{ar}} \right)^{m+1}} \quad (166)$$

Se observă ușor că funcția de mai sus prezintă discontinuitate în punctul $\varphi_{i,ar}$ pentru $\Delta \varphi \rightarrow \Delta \varphi^*$

$$\lim_{\Delta \varphi \rightarrow \Delta \varphi^*} (\lambda_z + \Delta \varphi \cdot \dot{\lambda}_z) \rightarrow 1 \quad (167)$$

În mod analog, pe subdomeniul D_{ba} fluidul motor își poate modifica sensul de curgere. Această situație este caracterizată prin relațiile (168, ... 170) :

$$\lim_{\varphi \rightarrow \varphi_{inv}} T_{\alpha, \omega} \rightarrow 1 ; \quad \lim (\partial \varphi / \partial T_{\alpha, \omega}) \rightarrow \infty \quad \lim (\partial c_p / \partial T)_{\lambda} \rightarrow 0 \quad (168, \dots, 170)$$

respectiv prin ecuația de debit pusă sub formă canonică:

$$(171)$$

Pentru a elimina instabilitățile inerente puse în evidență de relațiile (167) și (169), autorul a procedat după cum urmează :

- a) - a determinat coeficientul excesului de aer λ_z pe baza caracteristicii de injecție (34). În acest fel $\lambda_z(\varphi_{i,ar})$ scade în timpul întârzierii la autoaprindere, fapt care conduce la

24)

$$\Delta \in \{T_{\min} \div T_{\max}\} \cup \{h_{\min} \div h_{\max}\} \cup \{s_{\min} \div s_{\max}\}$$

creșterea pasului de integrare critic $\Delta\varphi^*$;

- b) - a limitat printr-o "integrare forțată" debitele elementare de fluid aferente unui pas de integrare la :

$$(\dot{m}_{\alpha,\omega})_{inv} \leq .05 \cdot m_z(\varphi_{inv}) \quad (172)$$

Artificiul de calcul nu modifică procesul de schimbare al gazelor, stabilizînd doar presiunea din cilindru pe timpul unui pas de integrare²⁵⁾.

Condiția de margine (108), respectiv cerințele impuse de teorema lui Peano :

$$|\varphi - \hat{\varphi}| < \Delta\varphi \quad ; \quad |\gamma_i - \hat{\gamma}_i| < \Delta\varphi \cdot f_i(x, \gamma, \hat{\varphi}) \quad (173, 174)$$

pot conduce la mai multe soluții γ_0 dintre care una singură γ_p îndeplinește și funcția de scop (109). Formulată sub acest aspect, sistemul de ecuații diferențiale (16) îndeplinește în mod obligatoriu și condițiile de unicitate impuse de teorema lui Lipschitz [175].

Deoarece funcționalele $(f_i)_{i=1, \dots, 23}$ sînt continue, mărginite și derivabile pe Γ , elementele vectorului soluție proprie γ_p vor rezulta - conform teoremelor enunțate - ca mărimi continue, mărginite și derivabile pe tot domeniul de integrare Γ .

4.1.2. Integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale

Dintre metodele de integrare numerică ale sistemelor de ecuații diferențiale ordinare și neliniare, autorul a optat pentru metoda de integrare Romberg. Considerentele care au stat la baza acestei opțiuni au fost :

- a) - în raport cu metodele indirecte de integrare cu corector - predictor care impun pe lîngă un pas constant de integrare și inițializarea integrării [176], metoda de integrare Romberg acceptă un pas de integrare optimal, ales pe baza criteriilor de convergență;
- b) - în raport cu metodele directe de integrare care admit pași de integrare variabili [175, 177], metoda de integrare aleasă permite un control riguros al erorilor de trunchiere;

²⁵⁾ Metoda de integrare numerică necesită calcularea de patru ori a debitului $\dot{m}_{\alpha,\omega}$ aferent unui pas de integrare. Deoarece ariile efective controlate de supape au încă valori ridicole, iar volumul cilindrului este relativ micșorat, este posibil ca sensul de curgere să se inverseze de mai multe ori în timpul unui pas de integrare.

$$\begin{array}{cccccccccccccccccccc}
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{11}^I & 2y_{11}^I & 2y_{11}^I & y_{11}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{12}^I & 2y_{12}^I & 2y_{12}^I & y_{12}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{13}^I & 2y_{13}^I & 2y_{13}^I & y_{13}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{14}^I & 2y_{14}^I & 2y_{14}^I & y_{14}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{15}^I & 2y_{15}^I & 2y_{15}^I & y_{15}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{16}^I & 2y_{16}^I & 2y_{16}^I & y_{16}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{17}^I & 2y_{17}^I & 2y_{17}^I & y_{17}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{18}^I & 2y_{18}^I & 2y_{18}^I & y_{18}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & y_{19}^I & 2y_{19}^I & 2y_{19}^I & y_{19}^{\bar{I}} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & y_{20}^I & 2y_{20}^I & 2y_{20}^I & y_{20}^{\bar{I}} \\
 0 & 1 & 0 & 0 & y_{21}^I & 2y_{21}^I & 2y_{21}^I & y_{21}^{\bar{I}} \\
 0 & 1 & 0 & y_{22}^I & 2y_{22}^I & 2y_{22}^I & y_{22}^{\bar{I}} \\
 0 & 1 & y_{23}^I & 2y_{23}^I & 2y_{23}^I & y_{23}^{\bar{I}} \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1
 \end{array}$$

ΔMC

(100)

in care mărimile $(y_i^I, \dots, \bar{y}_i^I)_{i=1, \dots, 23}$ sînt determinate de următoarele relații canonice^{*)}:

$$\gamma_i^I = (\Delta\varphi)^{\chi_i} \cdot f_i[\Gamma(\chi \hat{\varphi} - \Delta\varphi), \gamma(\hat{\varphi} - \Delta\varphi)]/6 \tag{181}$$

^{*)} $\chi = .0$ pt. $i = 13; 17, \dots, 23$
 $\chi = 1$ pt. $i = 1, \dots, 12; 14, \dots, 16$

$$\gamma_i^{\text{II}} = (\Delta\varphi)^X \cdot f_i \left[\Gamma(x, \hat{\varphi} - \Delta\varphi/2), \gamma(\hat{\varphi} - \Delta\varphi) + \gamma_i^{\text{I}} \cdot (\Delta\varphi)^X / 2 \right] / 6 \quad (182)$$

$$\gamma_i^{\text{III}} = (\Delta\varphi)^X \cdot f_i \left[\Gamma(x, \hat{\varphi} - \Delta\varphi/2), (\hat{\varphi} - \Delta\varphi) + \gamma_i^{\text{II}} \cdot (\Delta\varphi)^X / 2 \right] / 6 \quad (183)$$

$$\gamma_i^{\text{IV}} = (\Delta\varphi)^X \cdot f_i \left[\Gamma(x, \hat{\varphi}), (\hat{\varphi} - \Delta\varphi) + \gamma_i^{\text{III}} \cdot \Delta\varphi \right] / 6 \quad (184)$$

Pentru $\hat{\varphi} = \varphi_\omega$, vectorul $\mathfrak{Z}^{(k)}$ permite - prin relația de recurență (175) - calculul unei valori $\mathfrak{Z}_r^{(k)}$ mai apropiate de soluția reală :

$$\mathfrak{Z}_r^{(k)} = \left[\frac{4^r \cdot \mathfrak{Z}_{r-1}^{(k+1)} - \mathfrak{Z}_{r-1}^{(k)}}{4^r - 1} \right]_{r=2,3,\dots;k=4,\dots,7} \quad (185)$$

Se obține în acest fel următorul tablou al vectorilor parametrilor dependenți :

$$\begin{array}{cccc} \gamma_1^{(4)} & \gamma_1^{(5)} & \gamma_1^{(6)} & \gamma_1^{(7)} \\ \gamma_2^{(4)} & \gamma_2^{(5)} & \gamma_2^{(6)} & \\ \gamma_3^{(4)} & \gamma_3^{(5)} & & \\ \gamma_4^{(4)} & & & \end{array}$$

Eroarea de trunchiere $E(r,k)$ prin care vectorul $\gamma_{r-1}^{(k)}$ aproximează valoarea sa reală [178] scade rapid odată cu creșterea lui r și k , în așa fel încât pentru $k=7; E(r,k) \leq 10^{-8}$ [179], vectorii $\gamma_r^{(k)}$ fiind rapid convergenți după linie ($r = \text{cst.}$), coloană ($k = \text{cst.}$) și în mod special după diagonală ($\gamma_r^{(k)}, \gamma_{r+1}^{(k+1)}$).

4.1.3. Concluzii privind metoda de integrare a sistemului de ecuații diferențiale (16).

În alegerea metodei de integrare autorul a considerat drept criterii de triere convergența - asociată cu posibilitatea controlului erorilor de trunchiere - și minimizarea timpului de calcul. Criteriile enumerate sînt satisfăcute numai de metoda Romberg, adoptată de autor pentru integrarea numerică a sistemului de ecuații diferențiale (16).

Autorul a constatat pe de altă parte că prin cele două artificii de "integrare forțată" - pe perioada arderii și baleiajului - s-a putut elimina complet instabilitatea inerentă pusă în evidență de relațiile (167,169). În final, timpul de calcul aferent celor două segmente KOMAREX și EXCHANGE se încadrează - prin valorile de 33" și 84" - în limitele preliminate de autor.

4.2. Structura generală a programului SUPRAMØ

Elementele matricii MF pot fi determinate numai prin intermediul unui calculator de medie sau mare capacitate. Deoarece autorul a avut acces la calculatorul IRIS 50, lungimea unui segment de program a fost limitat la 64 K. Pe de altă parte au existat și restricții în ceea ce privește durata de calcul aferent unui regim stabilizat de funcționare, motive care au impus adoptarea următoarelor ipoteze de programare :

- a) - condiții de margine și restricție identice pentru toți cilindrii motorului;
- b) - volumul echivalent al colectorului de evacuare V_{ev} și perioada de timp în care un sector al turbinei comunică cu colectorul sînt date de relațiile (186,187) :

$$V_{ev} = V_{Ce} ; D_T \approx 720^\circ \text{ RAM} \quad (186,187)$$

pentru un regim staționar de funcționare al turbinei, respectiv de relațiile (188,189) pentru un regim cvasistaționar :

$$V_{ev} = V_{Ce} \frac{z_{Ce} \cdot z_T}{z} ; D_T = 720 \frac{z_{Ce} \cdot z_T}{z} \quad (188,189)$$

- c) - stocarea pentru un singur ciclu de iterații a mărimilor termice și calorice de stare aferente cilindrului, colectorului de evacuare și unui segment de turbină;
- d) - respectarea condiției de margine (108) cu o abatere de $\pm 2\%$ și a funcției de scop (109) cu o abatere de $\pm 1\%$.

Programul SUPRAMØ elaborat de autor pe baza ipotezelor enunțate, este format din două segmente independente - KOMAREX și EXCHANGE - inițializate și controlate sub aspectul stabilității și al convergenței de către programul rădăcină.

4.2.1. Structura și funcțiile segmentului KOMAREX.

Segmentul de program KOMAREX permite integrarea sistemului de ecuații diferențiale (16) definit pe perioada de înaltă presiune a ciclului :

$$D_{ip} \in \{ \varphi_{i.Sa} - \varphi_{d.Se} \} \quad (190)$$

După cum rezultă și din fig. 20, integrarea este începută în momentul închiderii supapelor de admisiune $\varphi_{i.Sa}$ de către subrutina KOMPRESS. Cunoscînd mărimile termice de stare ale fluidului motor în momentul începerii injectiei $\varphi_{i.in}$, precum și caracteristica de injectie m_b , respectiv de degajare a căldurii $\dot{Q}_{b.z}$, subrutina ARDEX integrează mai departe sistemul de ecuații pînă în momentul deschiderii supapelor de evacuare. Subprogramele KOMPRESS și ARDEX apelează altele subprograme de tip închis (AZ, VZ, DVZ, DCTZ, DLTZ, DQP, DØB, H,

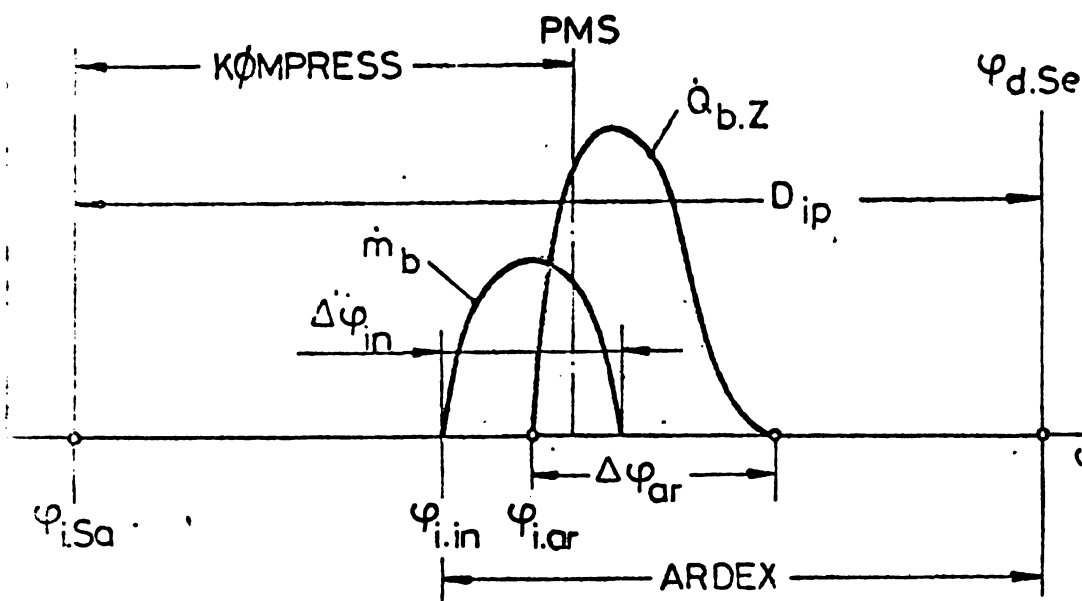


Fig. 20. Subdomeniul de integrare al segmentului KØMAREX.

CV și BUL). De asemenea, în cadrul segmentului KØMAREX sînt definite un număr de 9 blocuri CØMMØN. Autorul a redat în Tab. 6, 7 lungimea, funcțiunea și tipul fiecărui subprogram în parte, împreună cu blocurile CØMMØN atașate segmentului.

Tab. 6. Subprogramele segmentului KØMAREX

nr. ord.	Denumirea	Tip	Lung. [K]	Blocuri CØMMØN	Funcțiunea
10	VZ	F	.256	RM	$V_Z(\varphi)$
11	AZ	F	.256	RM	$A_{BU}(\varphi)$
12	DVZ	F	.208	RM	$\dot{V}_Z(\varphi)$
14	H	F	.704	VG1	$h(T, \lambda)$
15	CV	F	.64	VG1	$c_v(T, \lambda)$
20	BUL	F	.728	VG1	$\frac{\partial u(T, \lambda)}{\partial \lambda}$
28	DQP	S	.848	RM, QWA, PIST, ØP, SPEC	$(\dot{Q}_{Z.P})_D$
37	DØB	S	1.352	ØP	$[\dot{Q}_{b.Z}(\varphi); \dot{m}_b(\varphi)]_{Dip}$
41	DCTZ	S	.432	VG1, RM, QWA, PIST	$[\dot{T}_Z(\varphi)]_{Dc}$
43	DLTZ	S	.856	VG1, RM, PIST, ØP, SPEC	$[\dot{z}(\varphi)]_{Dar}$
45	KØMPRESS	S	13.856	VG1, RM, QWA, PIST, SPEC, IZ, KØ	Dc
47	ARDEX	S	14.368	VG1, RM, QWA, PIST, ØP, SPEC, IZ, KØ, AREX	Dc

Tab.7. Blocuri COMMON atașate segmentului KØMAREX.

Nr. crt.	Denumirea	Tip	Lungime [K]	Subprograme deservite	Inițializate în
1	VGI	C	.064	DCTZ, ARDEX, CV, DLTZ, KØMPRESS, BUL, H	PP
2	RM	C	.036	DCTZ, ARDEX, AZ, VZ, DVZ, DQP, DLTZ, KØMPRESS	PP
3	QWA	C	.056	DCTZ, ARDEX, DQP, KØMPRESS	PP
4	PIST	C	.016	DCTZ, ARDEX, DQP, DLTZ, KØMPRESS	PP
5	SPEC	C	.016	ARDEX, DQP, DLTZ, KØMPRESS	PP
6	IZ	C	.032	ARDEX, KØMPRESS	KØMPRESS
7	KØ	C	.024	ARDEX, KØMPRESS	KØMPRESS
8	QP	C	.020	ARDEX, DØB, DQP, DLTZ	PP
9	AREX	C	.032	ARDEX, EXCHANGE	ARDEX

Schema logică a segmentului KØMAREX și a subprogramelor DCTZ, DLTZ, KØMPRESS și ARDEX este redată în fig. 21, ...25.

Inițializarea sistemului de ecuații diferențiale se realizează prin blocul SPEC care definește mărimile termice de stare ale fluidului motor la începutul compresiunii - $(p_{ad}; T_{ad}; \lambda_{ad})$. La mărimile de mai sus se adaugă o parte a parametrilor funcționali ai motorului - $p_i; p_{Co}; T_{Co}; m_C; \lambda_1; \lambda_0$ - calculați în ciclul de iterații precedent, ele fiind accesibile segmentului prin linia de definiție²⁷⁾, respectiv instrucțiunea ENTRY.²⁸⁾

Se apelează prima dată subprogramul KØMPRESS care integrează sistemul de ecuații diferențiale (16) pe subdomeniul D_c . Cu această ocazie sînt inițializate elementele blocurilor KØ - $p_c; T_c; (W_{i,p}^*; Q_{z,p}^*; \alpha)_c; T_{or}$ - și IZ : $(p_z; T_z; Q_{z,p}^*; Q_{z,p}; W_{i,p}^*; \alpha_z; p_z; \lambda_z) \varphi_{i.in}$. Cu ajutorul mărimilor de mai sus se pot preciza parametrii $m, \Delta \varphi_{or}$ și $\varphi_{i.or}$ aferenți caracteristicii de degajare a căldurii \dot{Q}_{bz} . După această etapă, segmentul KØMAREX apelează în continuare subprogramul ARDEX care integrează sistemul de ecuații diferențiale pe subdomeniul D_{or} pînă în momentul deschiderii supapei de evacuare. Mărimile de stare $(p_z; T_z; \lambda_z; \alpha_z; Q_{z,p}^*) \varphi_d$. Se aferente cilindrului în punctul φ_d . Se $\in D$ împreună cu parametrii $p_{max}; p_{max}; T_{max}; (W_{i,p}^*; Q_{z,p}^*)_{D_{or}}$ sînt reținuți în blocul AREX.

Blocurile de date comune RM, ØP, QWA, PIST, VGI se referă la : datele constructive și funcționale ale motorului $(a; d; n; c; \lambda; z; z_{so}; z_{se}; V_H)$

27) La prima iterație ($m=1$).

28) La iterațiile următoare ($m>1$).

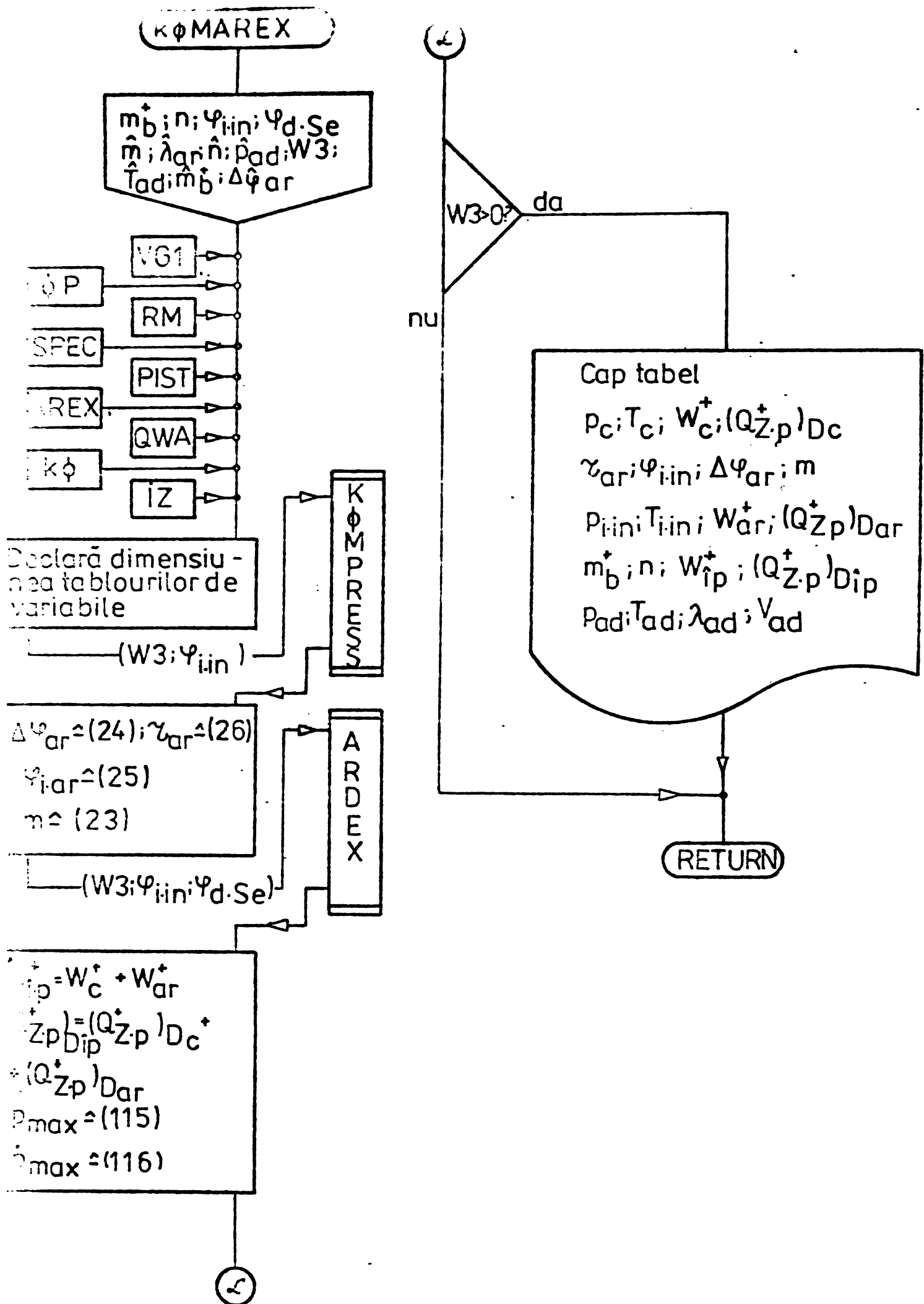


Fig.21. Schema logică a segmentului KΦMAREX

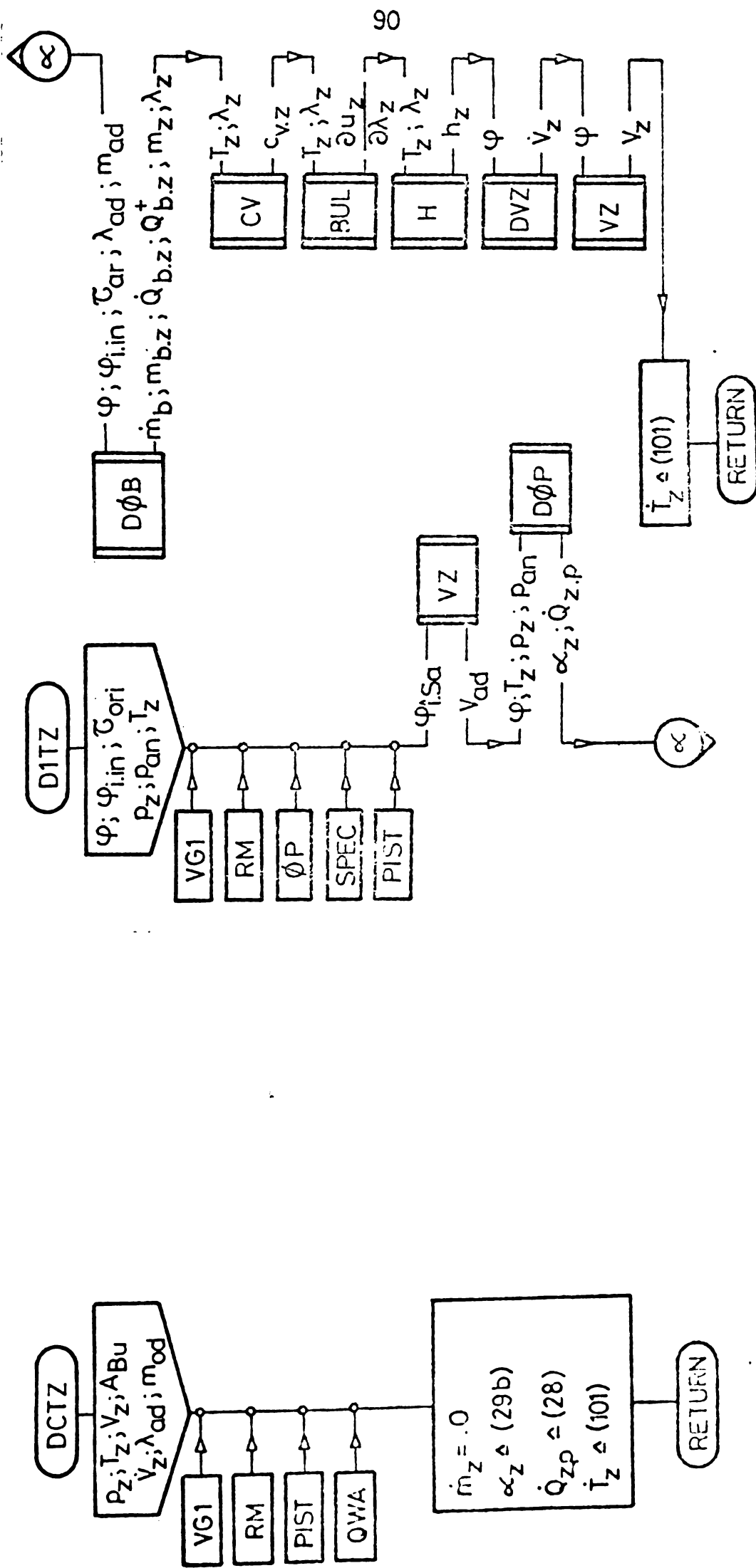


Fig.22. Schema logică a subprogramului DCTZ

Fig.23. Schema logică a subprogramului D1TZ

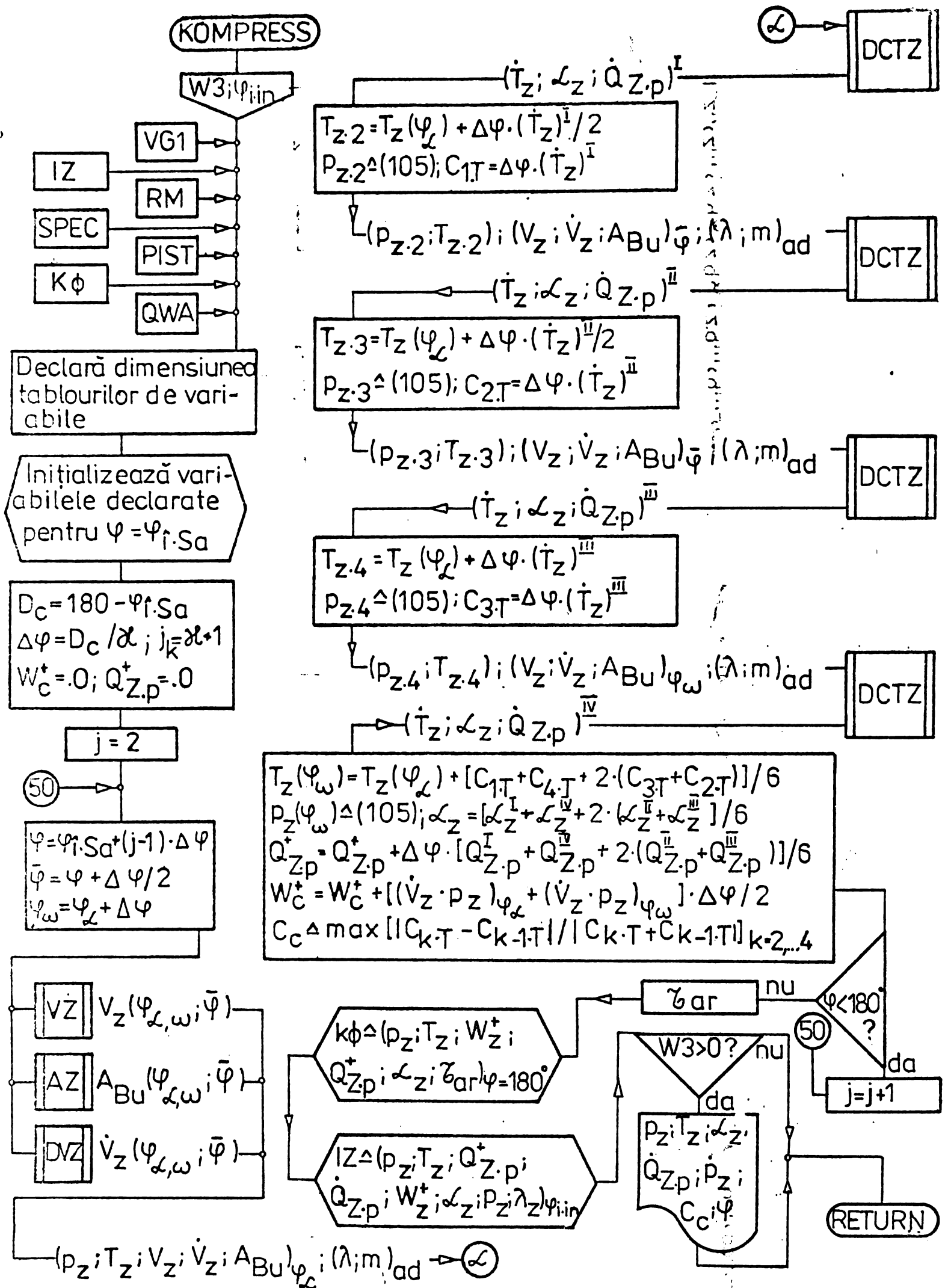


Fig.24. Schema logică a subprogramului KOMPRESS

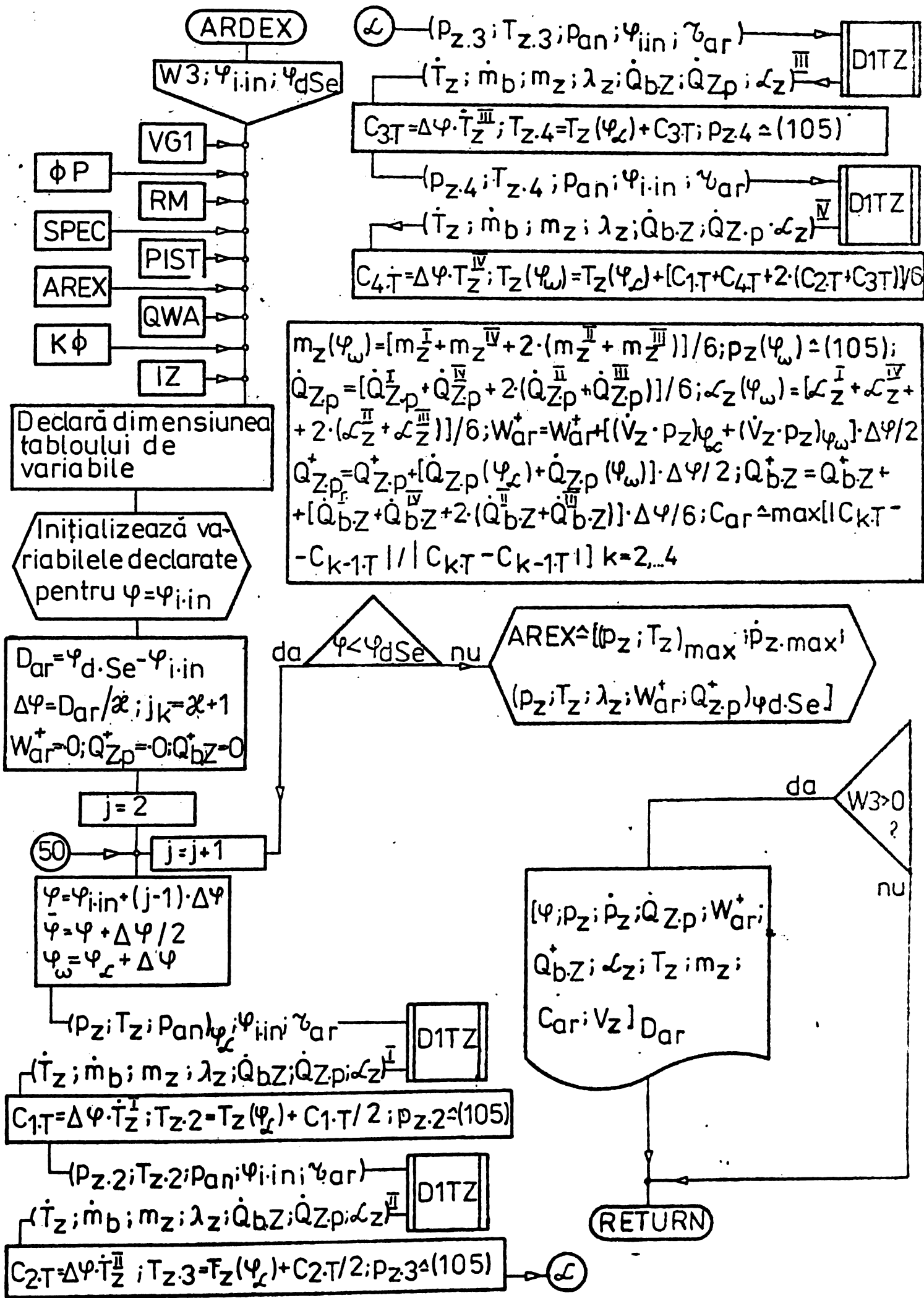


Fig.25. Schema logică a subprogramului ARDEX.

parametrii caracteristicilor de injecție și degajare a căldurii (m_b^* ; $\Delta\varphi_{ar}$; $\Delta\varphi_{in}$; m ; $\varphi_{i,ar}$); parametrii dimensionali aferenți transferului de căldură (T_p ; T_{Bu} ; T_{Ch} ; T_{Se} ; $\beta_{1,2,3}$; v_m ; A_p ; A_{Ch} ; A_{Se} ; $G_{1,2}$); neuniformitatea distribuției de temperatură la piston ($T_{p,i}$; $T_{p,e}$; $A_{p,i}$; $A_{p,e}$); respectiv coeficienții polinoamelor de interpolare pentru entalpie masică a fluidului motor. Lungimea în stare edidată a segmentului KCMAREX este de 47.544 K.

4.2.2. Structura și funcțiile segmentului EXCHANGE.

Segmentul de program EXCHANGE integrează sistemul de ecuații diferențiale (16) pe subdomeniul D_{jp} :

$$D_{jp} \in D_{ev} \cup D_{ba} \cup D_{ad} \quad (191)$$

conform schiței din fig. 26.

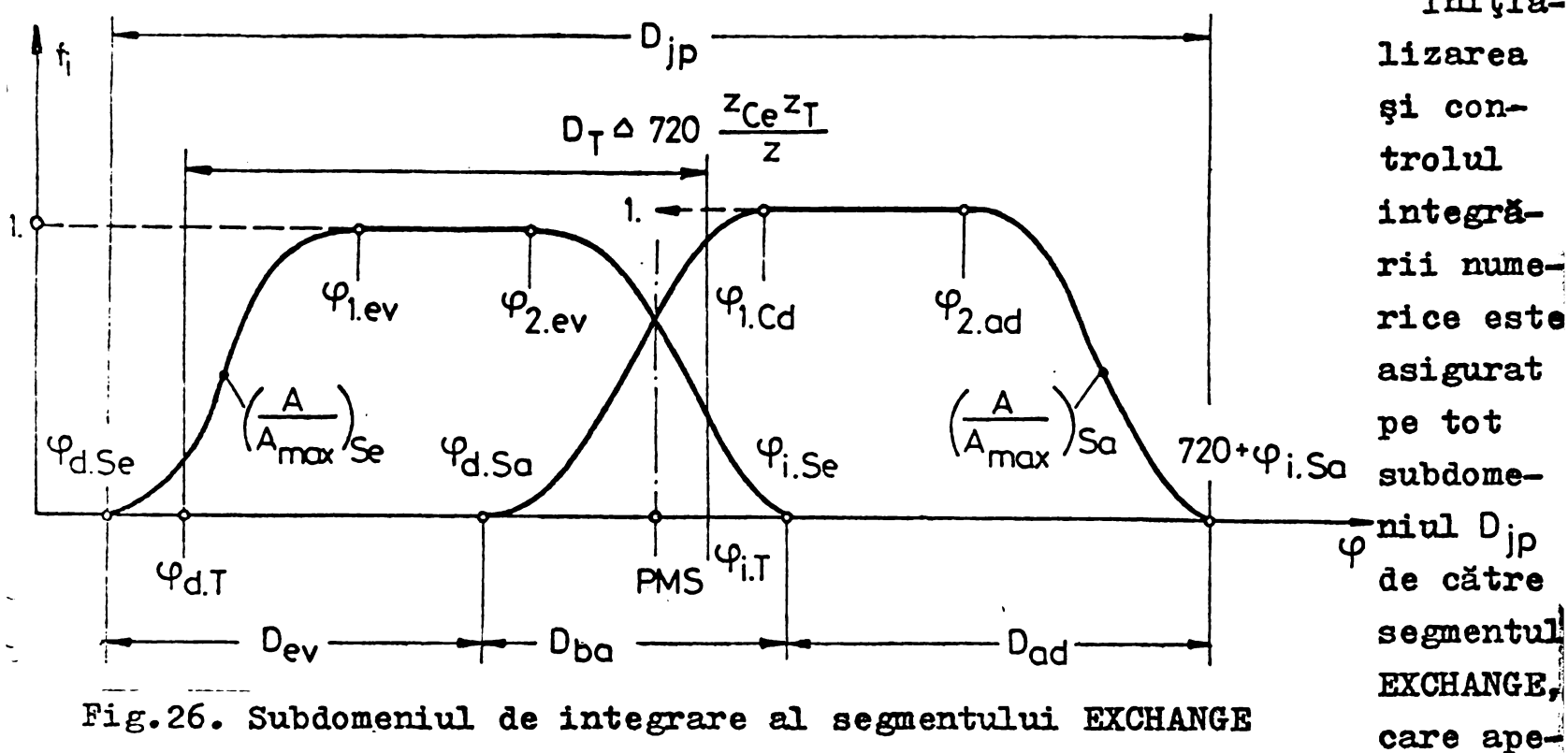


Fig.26. Subdomeniul de integrare al segmentului EXCHANGE

lează pe subdomeniile parțiale $D_{ev,ba,ad}$ subprogramul SPL. Elementele vectorului parametrilor dependenți γ sînt definiți printr-o relație de echivalență în punctele $\varphi_{d,sa}$ și $\varphi_{d,se}$, respectiv prin intermediul blocurilor EVA, AREX și BEGIN. Subrutina SPL apelează la rîndul său subprogramele PAS, ZU și SI cu care se integrează în mod efectiv sistemul de ecuații pe subdomeniile parțiale $(D_j)_{j=ev,ba,ad}$. Structura și funcțiile subprogramelor segmentului EXCHANGE sînt redade în Tab. 8, iar cea a blocurilor COMMON în Tab. 9. Schema logică a segmentului EXCHANGE și a subprogramelor ZU, PAS și SPL este reprezentată în fig. 27, ... 30.

Tab.8. Subprogramele ²⁹⁾ segmentului EXCHANGE

Nr. Instr.	Denumirea	Tip	Lung. [K]	Blocuri CØMPON	Funcþi
22	Ø	F	.576	VG2	s(T, A)
20	TIS	F	.528	VG3	T(s, A)
19	TUF	F	.512	VG4	T(T, T)
25	TF	F	.6	VG5	T(T, T)
25	TIH	F	.552	VG	T(h, A)
26	ASA	S	.536	DB	Acc(C)
21	ASE	S	.48	DB	Asa(C)
20	ATU	S	.312	ATL; CED	Atu(C)
17	RTURB	S	.36	CED	Rs(T)
147	SI	S	3.584	VG1; VG2; VG3; VG5; RED	Wu(S)
41	ZU	S	1.8	VG1, ... VG, CED, RM, DB, RED, QWA, PIST	(Z)
128	PAS	S	4.168	VG1, ... VG; ATL; CED; RM; DB; RED; QWA; PIST	(P)
193	SPL	S	19.136	VG1, ... VG; ATL; CED; RM; DB; RED; QWA; PIST	(S)

Tab.9. Blocuri ³⁰⁾ CØMPON ataþate segmentului EXCHANGE

Nr. crt.	Denumirea	Tip	Lung. [K]	Subprograme deservite
1	VG2	C	.048	Ø
2	VG3	C	.064	TIS
3	VG4	C	.064	TUF
4	VG5	C	.064	TF
5	VG	C	.064	TIH
6	RED	C	.032	SPL, ZU, SI, PAS
7	DB	C	.04	SPL, ZU, ASA, ASE, PAS
8	ATL	C	.044	SPL, RTURB, ATU, PAS
9	CED	C	.016	SPL, ATU, ZU, PAS
10	VG1	C	.064	CV, BUL, H, SPL, ZU, SI, PAS
11	RM	C	.036	AZ, VZ, DVZ, SPL, ZU, PAS
12	PIST	C	.016	SPL, ZU, PAS
13	QWA	C	.056	SPL, ZU, PAS

29) Subprogramele AZ, VZ, DVZ, H, CV, BUL sînt redato în Tab.6.

30) VG2 RM, P

Funcþi sînt redato în Tab.7.

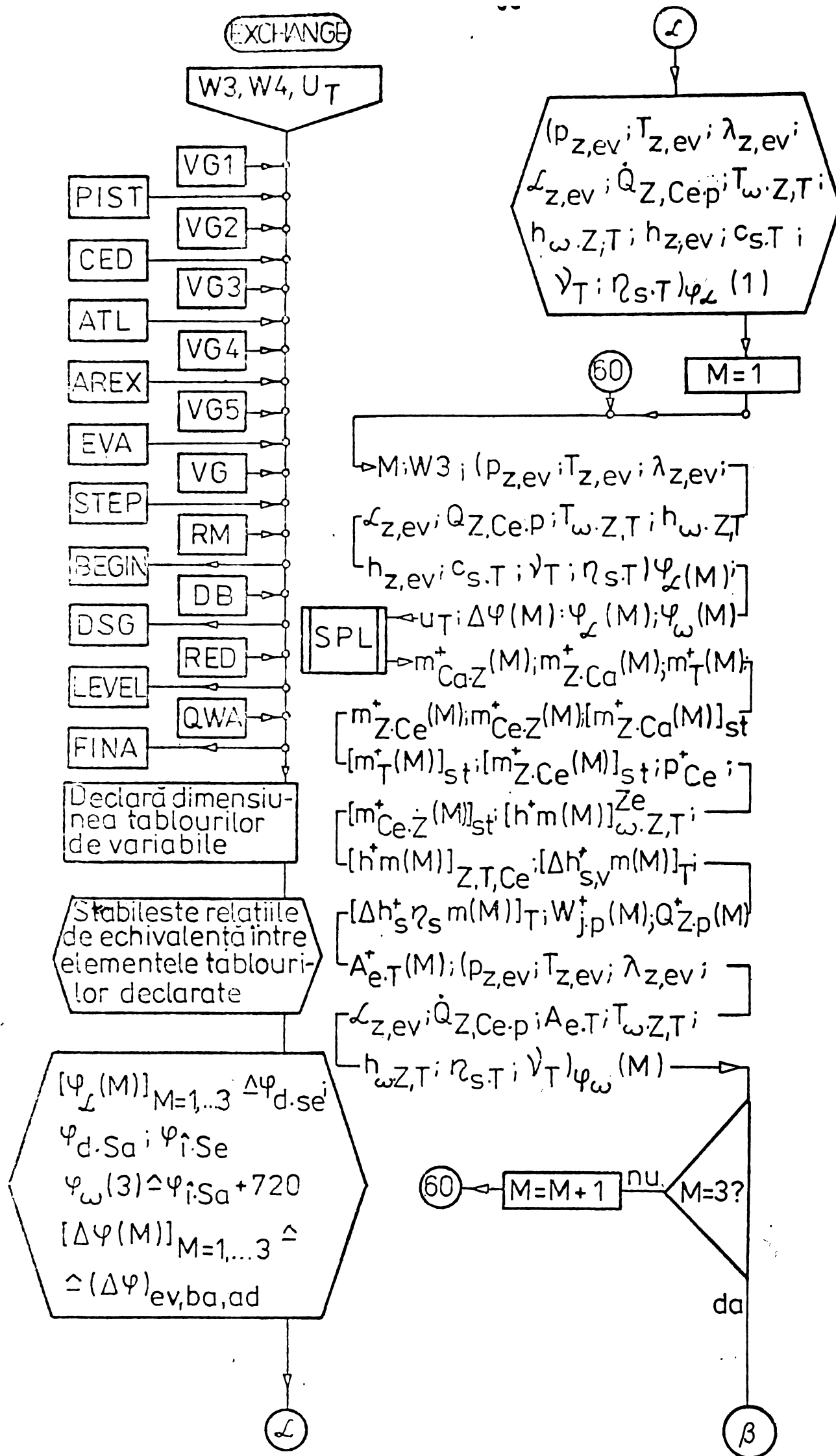


Fig.27. Schema logică segment EXCHANGE

β

$$m_{\omega}^+ = \sum_{M=1}^3 m_{\omega}^+(M); [m_{\omega}^+]_{st} = \sum_{M=1}^3 [m_{\omega}^+(M)]_{st}; W_{jp}^+ = \sum_{M=1}^3 W_{jp}^+(M);$$

$$Q_{Zp}^+ = \sum_{M=1}^3 Q_{Zp}^+(M); m_t^+ = m_{Ca.Z}^+ - m_{Z.Ca}^+; m_{pr}^+ = m_t^+ + [m_{Ce.Z}^+ - (m_{Ce.Z}^+)_{st}] -$$

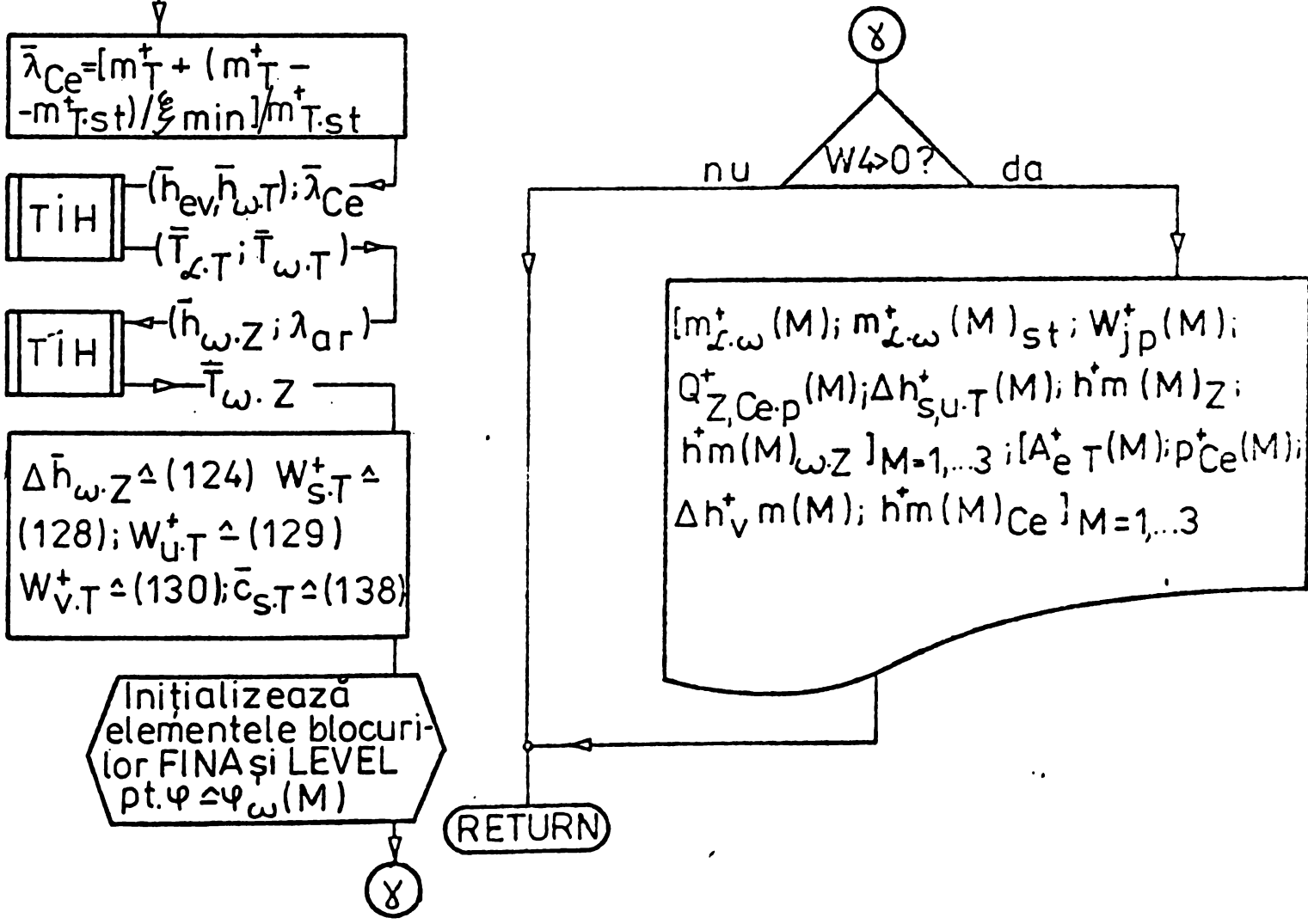
$$- [m_{Z.Ce}^+ - (m_{Z.Ce}^+)_{st}]; m_{rez}^+ = m_Z^+ - m_{pr}^+; \bar{p}_{Ce} = \frac{1}{D_{jp}} \cdot \sum_{M=1}^3 p_{Ce}^+(M);$$

$$\Delta h_{s,v.T}^+ = \sum_{M=1}^3 [\Delta h_{s,v}^+ m(M)]; \Delta h_{u.T}^+ = \sum_{M=1}^3 [\Delta h_{s,\eta_s}^+ m(M)];$$

$$\bar{A}_{e.T} = \frac{1}{D_{jp}} \cdot \sum_{M=1}^3 A_{e.T}^+(M); \bar{h}_{\omega.T} = \frac{1}{m_T^+} \cdot \sum_{M=1}^3 [h^+(M)]_{\omega.T}; \bar{h}_{\omega.Z} =$$

$$= \frac{1}{m_{Z.Ce}^+} \cdot \sum_{M=1}^3 [h^+(M)]_{\omega.Z}; \bar{h}_{ev} = \sum_{M=1}^3 \{ [h^+(M)]_Z - [h^+(M)]_{Ce} -$$

$$- [h^+(M)]_T \} / [m_{Z.Ce}^+ - m_{Ce.Z}^+ - m_T^+]; \bar{h}_{Z.Ce} = \frac{1}{m_{Z.Ce}^+} \cdot \sum_{M=1}^3 [h^+(M)]_Z$$



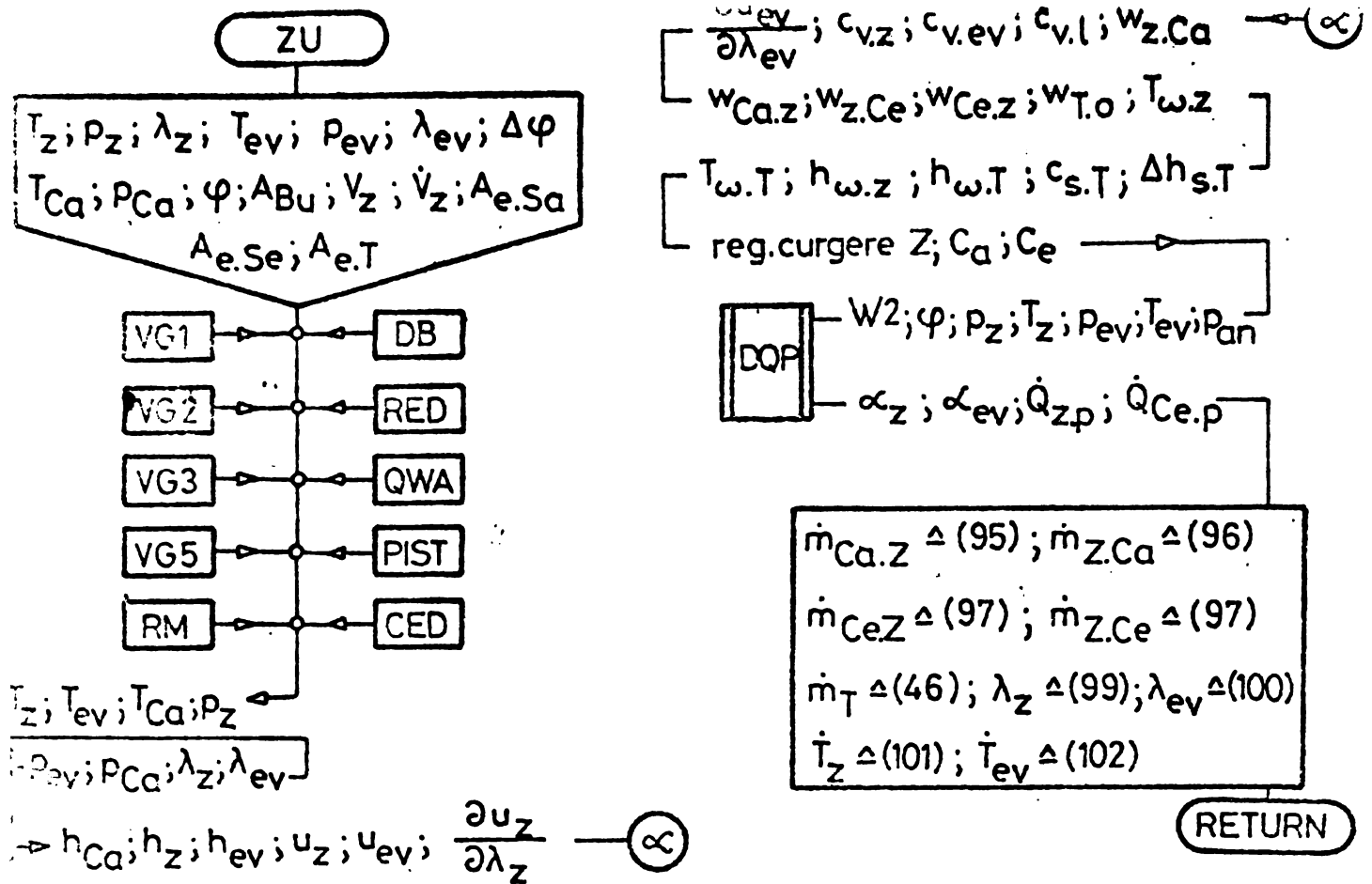
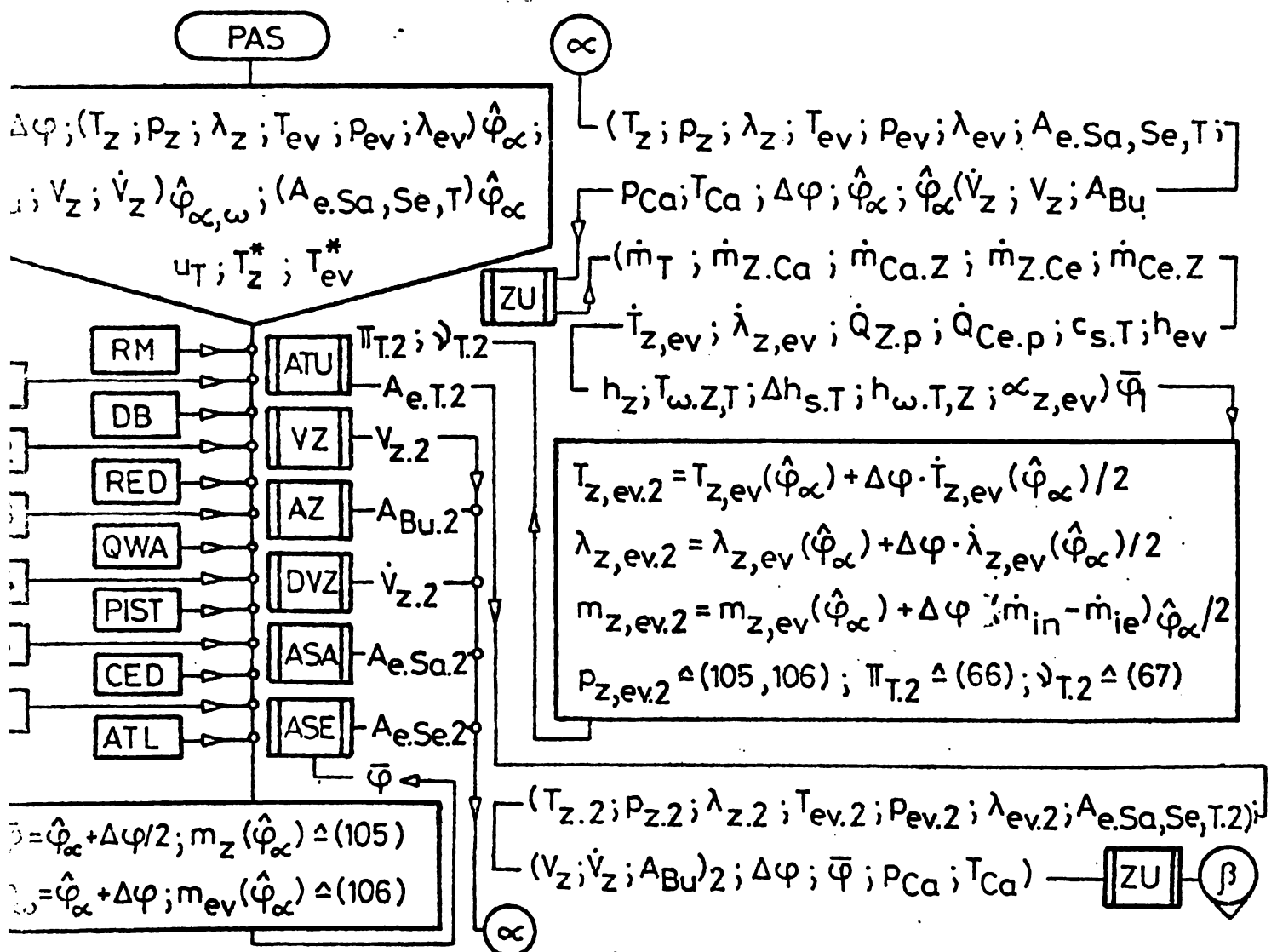


Fig. 28. Schema logică a subprogramului ZU



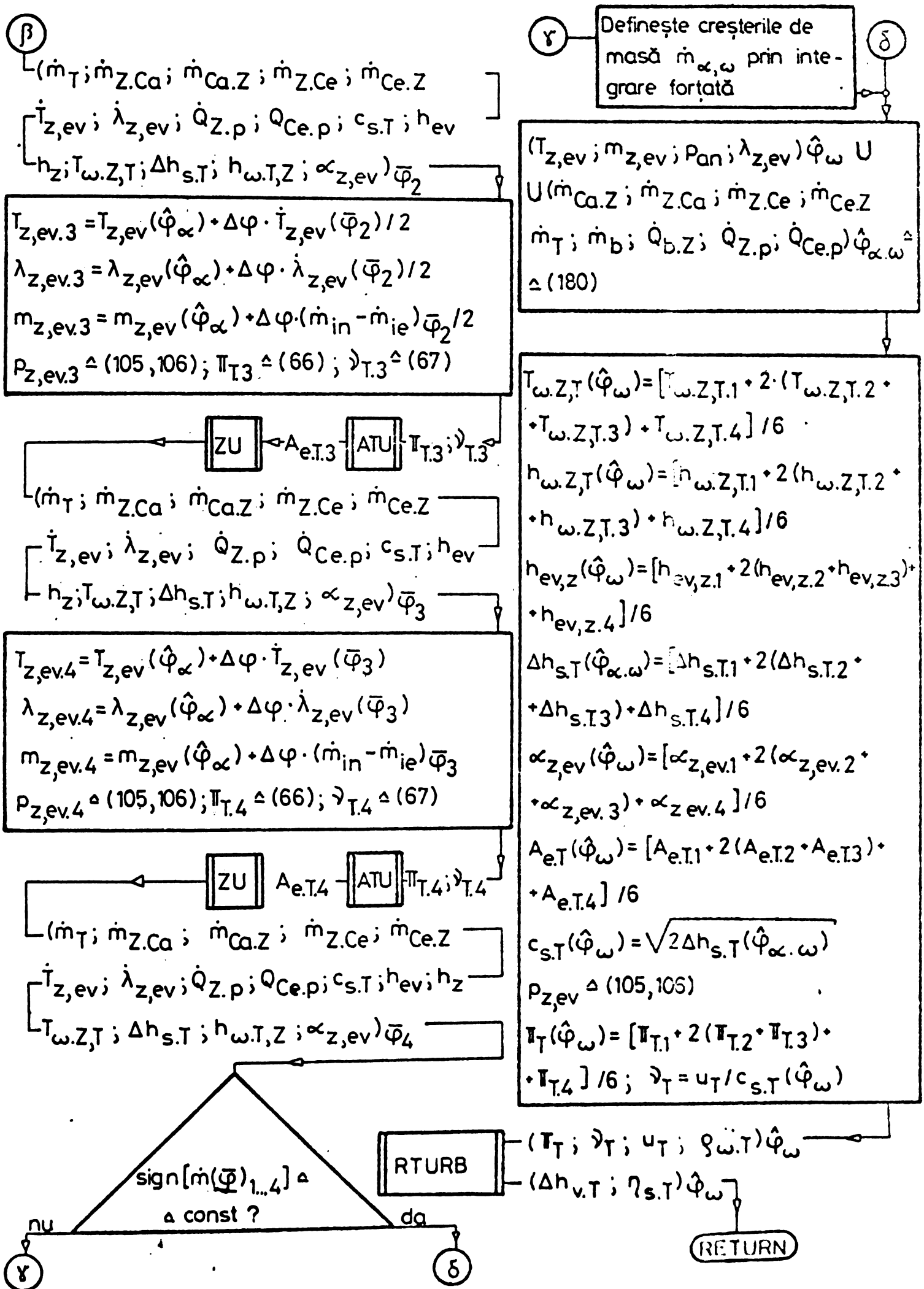


Fig.29. Schema logică a subprogramului PAS

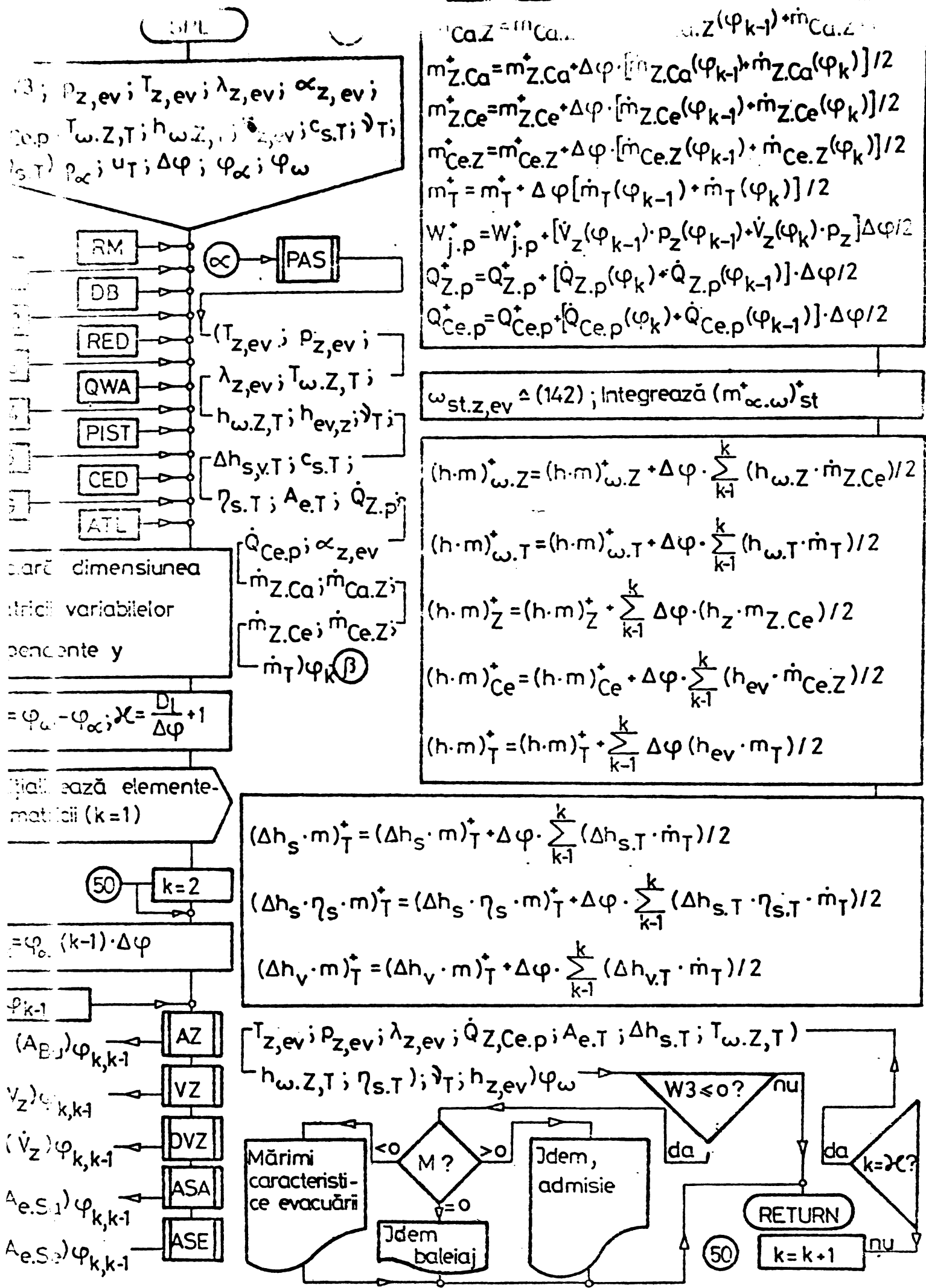


Fig.30. Schema logică a subprogramului SPL

Prin analizarea fig. 20,26 se constată ușor că inițializarea integrării numerice pe subdomeniul D_{jp} se realizează prin mărimile termice de stare aferente cilindrului și colectorului de evacuare (blocurile AREX și EVA), respectiv prin elementele $(\alpha_z; T_z; \dot{Q}_{z.p}; \eta_{s.T}; \dot{V}_T; c_{sT}) \varphi_d$ Se vectorului γ reținute în blocul BEGIN. În cadrul subprogramului SPL - apelat de trei ori ($j=1, \dots, 3$) de segmentul EXCHANGE sînt calculate pe lîngă elementele vectorului $\gamma(\Gamma)$ și mărimile integrale mai jos definite :

$$m_{Z.Ca}^*(j) = \int_{D_j} \dot{m}_{Z.Ca} \cdot d\varphi ; [m_{Z.Ca}^*(j)]_{st} = \int_{D_j} \omega_{z.st} \cdot \dot{m}_{Z.Ca} \cdot d\varphi \quad (192,193)$$

$$m_{Z.Ce}^*(j) = \int_{D_j} \dot{m}_{Z.Ce} \cdot d\varphi ; [m_{Z.Ce}^*(j)]_{st} = \int_{D_j} \omega_{z.st} \cdot \dot{m}_{Z.Ce} \cdot d\varphi \quad (194,195)$$

$$m_{Ce.Z}^*(j) = \int_{D_j} \dot{m}_{Ce.Z} \cdot d\varphi ; [m_{Ce.Z}^*(j)]_{st} = \int_{D_j} \omega_{ev.st} \cdot \dot{m}_{Ce.Z} \cdot d\varphi \quad (196,197)$$

$$m_T^*(j) = \int_{D_j} \dot{m}_T \cdot d\varphi ; [m_T^*(j)]_{st} = \int_{D_j} \omega_{ev.st} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (198,199)$$

$$m_{Ca.Z}^*(j) = \int_{D_j} \dot{m}_{Ca.Z} \cdot d\varphi ; [hm(j)]_Z^* = \int_{D_j} h_z \cdot \dot{m}_{Z.Ce} \cdot d\varphi \quad (200,201)$$

$$[hm(j)]_{\omega.Z}^* = \int_{D_j} h_{\omega.Z} \cdot \dot{m}_{Z.Ce} \cdot d\varphi ; [hm(j)]_{Ce.Z}^* = \int_{D_j} h_{ev} \cdot \dot{m}_{Ce.Z} \cdot d\varphi \quad (202,203)$$

$$[hm(j)]_{Ce}^* = \int_{D_j} h_{ev} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi ; [hm(j)]_{\omega.Ce}^* = \int_{D_j} h_{\omega.T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (204,205)$$

$$\Delta [hm(j)]_{s.T}^* = \int_{D_j} \Delta h_{s.T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi ; \Delta [hm(j)]_{u.T}^* = \int_{D_j} \eta_{s.T} \cdot \Delta h_{s.T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (206)$$

$$\Delta [hm(j)]_{v.T}^* = \int_{D_j} \Delta h_{v.T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad W_{jp}^*(j) = \int_{D_j} p_z \cdot \dot{V}_z \cdot d\varphi \quad (208,209)$$

$$Q_{Z.p}^*(j) = \int_{D_j} \dot{Q}_{Z.p} \cdot d\varphi \quad p_e^*(j) = \int_{D_j} p_{ev} \cdot d\varphi \quad (210,211)$$

$$A_{e.T}^* = \int_{D_T} A_{e.T} \cdot \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (212)$$

$$(m_{Z.Ce}^*)^* = \int_{D_{ev}^*} \dot{m}_{Z.Ce} \cdot d\varphi ; (m_T^*)^* = \int_{D_T^*} \dot{m}_T \cdot d\varphi \quad (213,214)$$

Mărimile de mai sus sînt reținute de segmentul EXCHANGE prin intermediul blocului DSG, sub forma unei matrici cu 3 x 23 elemente, fiecare linie a matricii corespunzînd cu cîte un subdomeniu parțial D_j : $\Delta ev, ba, ad$

În final, elementele vectorului $\gamma(\varphi_{1, Sa} + 720)$ sînt reținute în blocurile FINA și LEVEL, ele servind la inițializarea următorului ciclu de iterații, care va începe cu segmentul KØMAREX.

Prin intermediul blocurilor VG2, VG3, VG4, VG5, VG, ATL, CED, DB, RED sînt definiți: coeficienții polinoamelor de interpolare pentru proprietățile termodinamice ale fluidului motor (VG2, VG3, VG4, VG5, VG6); datele constructive și funcționale ale turbinei - $A_{g,T}; \hat{\gamma}_T; \gamma_{T,max}; (\eta_{s,T})_{max}; \epsilon_T; d_T; l_{p,T}; \bar{T}_T; z_{pl}; u_T; C_{v,T}$ - reținute în blocul ATL; datele constructive ale colectorului de evacuare - $V_{ev}; \varphi_{d,T}; \varphi_{i,T}; l_{ce}$ - reținute în blocul CED; fazele distribuției și ariile efective maxime controlate de supape - $\varphi_{i, Sa}; \varphi_{d, Sa}; \varphi_{i, Se}; \varphi_{d, Se}; (A_{e, Sa, Se})_{max}; \varphi_{1, ev}; \varphi_{2, ev}; \varphi_{1, ad}; \varphi_{2, ad}$ - reținute în blocul DB; mărimile termice de stare ale aerului înconjurător și datele răcitorului intermediar - $T_0; p_0; T_{ri}; \Delta P_R; \epsilon_R; A_R$ - reținute în blocul RED.

Lungimea segmentului EXCHANGE - în stare editată - este de 61.864 K.

4.2.3. Etapele de elaborare și schema logică a programului

SUPRAMØ

Ținînd cont de complexitatea proceselor termogazodinamice aferente motorului turbosupraalimentat, autorul a preliminat un număr de aproximativ 1500 - 2000 instrucțiuni³¹⁾ FØRTRAN pentru programul SUPRAMØ.

Din punct de vedere al programării s-a impus ca algoritmul de calcul să fie fragmentat pe diviziuni specifice integrării numerice - inițializare, integrare, controlul convergenței și ciclare - respectiv elaborarea segmentelor de program și a programului principal după tehnica subprogramelor închise.

În al doilea rînd, la elaborarea programului sursă s-a ținut cont și de capacitatea limitată a memoriei interne a calculatorului IRIS 50. Pe această bază s-a considerat oportună segmentarea programului și anume după principiul de funcționare al motorului (perioada de înaltă și joasă presiune a ciclului).

În al treilea rînd, exploatarea unui asemenea program exclude utilizarea cartelelor drept suport de informații, ivindu-se astfel necesitatea utilizării fișierelor. Pentru a elimina operații repetate în fișier, subprogramele trebuie să aibe un caracter general, specifice pro-

³¹⁾ Cu exactitate 1824 de instrucțiuni, nesocotind programele INTERPØL, GAZARD, AUSWERT, LAGPAL și ARØM.

ceselor termogazodinamice și nu unui anumit tip constructiv de motor. Din acest motiv s-au creat blocuri de date comune pentru : parametrii funcționali și constructivi ai motorului, răcitorului intermediar și turbosuflantei; proprietățile termodinamice ale fluidului motor respectiv pentru mărimile termice de stare ale aerului înconjurător.

În contextul celor expuse, autorul a elaborat și testat inițial subprogramele - de tip FUNCTION - pentru calculul proprietăților termodinamice ale fluidului motor (H, CV, BUL, ϕ , TP, TIS, TUF, TIH). Elaborarea subprogramelor de calcul pentru funcțiile termodinamice inverse (TIS, TUF, TIH) a presupus utilizarea unui procedeu de interpolare bazat pe funcții spline³²⁾, fiind singura modalitate de a asigura continuitatea de ordinul doi la funcțiile enumerate. Stabilirea propriu-zisă a coeficienților polinoamelor de interpolare s-a realizat cu ajutorul programului³³⁾ VERGAS, independent de programul SUPRAMØ.

Etapă imediat următoare a fost elaborarea și testarea individuală a subprogramelor DØB, DQP, DCTZ, DLTZ, AZ, VZ, DVZ. După elaborarea subprogramelor KOMPRESS și ARDEX a fost posibilă testarea segmentului KOMAREX, ocazie cu care s-au făcut studiile de influență redată în §. 4.4.1.

La elaborarea subprogramelor segmentului EXCHANGE autorul a întâmpinat dificultăți - legate de stabilitatea integrării numerice - eliminate numai în faza de testare a segmentului.

S-a trecut prima dată la elaborarea subprogramelor ASA, ASE, LADER, RTURB și ATU, testate fiecare în parte pe tot domeniul lor de integrare D_{jp} . Pasul următor l-a constituit elaborarea subprogramului SI necesar determinării schimbului de substanță între sisteme precum și a mărimilor calorice de stare ale fluidului motor la ieșirea din secțiunile de control.

Pentru calculul incrementelor $\dot{T}_Z; \dot{\lambda}_Z; \dot{T}_{ev}; \dot{\lambda}_{ev}; \dot{m}_{Co,Z}; \dot{m}_{Ce,Z}; \dot{m}_{Z,Co}; \dot{m}_{Z,Ce}; \dot{m}_T$ și a vectorului $\vec{y}(\varphi, \Delta\varphi, X)$ s-au elaborat subprogramele ZU și PAS. În final, prin elaborarea subprogramului SPL și a segmentului EXCHANGE, procesele termogazodinamice aferente motorului și turbosuflantei au putut fi precizate și cantitativ, pe toată perioada de schimbare a gazelor.

De menționat este faptul că testarea segmentului EXCHANGE s-a făcut separat pe cele trei subdomenii parțiale $D_{jz, ev, ba, od}$, prin crearea programelor independente AUS, SPUL și EIN. Timpul suplimentar necesar

³²⁾ Anexa A1

³³⁾ Anexa A2

elaborării și testării programelor menționate a fost compensat prin faptul că au fost depistate și înlăturate în mod operativ cauzele care au condus la instabilități în procesul de integrare numerică (§ 4.1.1.).

Pe măsură ce se testau subprogramele, s-a creat câte un fișier BT pe bandă magnetică și disc. Pentru eliminarea erorilor în exploatare, s-au utilizat două benzi, dintre care una era utilizată pentru salvarea fișierului creat pe discul de manevră al calculatorului.

Schema logică a programului SUPRAMØ este redată în fig. 31. Se observă cele patru secțiuni distincte ale programului (inițializare, ciclare, convergență și tipărirea rezultatelor) precum și modul de segmentare al programului.

4.2.4. Concluzii privind programul SUPRAMØ destinat stabilirii interacțiunii motor - turbosuflantă

Interacțiunea dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflanta de supraalimentare se poate stabili prin integrarea numerică a sistemului de ecuații (16) și (17). Funcționalele aferente acestui sistem de 24 de ecuații integro-diferențiale cu 24 de necunoscute fiind deosebit de complexe, soluția proprie χ_p se obține prin metodele specifice analizei numerice, cu ajutorul calculatoarelor de medie sau mare capacitate.

Programul sursă SUPRAMØ elaborat de autor în acest scop este constituit din două segmente independente - KOMAREX și EXCHANGE - care integrează sistemul de ecuații diferențiale (16) pe subdomeniile D_{ip} și D_{jp} . Controlul stabilității, convergenței și a funcției de scop $Z(\chi)$ este asigurat de programul principal. La fiecare rulare a programului rezultă câte un regim stabilizat de funcționare a motorului, regim definit de vectorul parametrilor independenți $(m_b^*; n)$. În cazul în care motorul se încarcă după caracteristici funcționale (exterioară, de elice sau generator), între elementele $(m_b^*; n)$ vectorului \mathcal{X} există o dependență biunivocă precizată de natura caracteristicii funcționale³⁴⁾. Introducându-se în acest mod încă o condiție de restricție, înseamnă că un singurelement al vectorului \mathcal{X} poate fi considerat independent.

Implementarea programului SUPRAMØ a necesitat crearea unor fișiere BT/RBN³⁵⁾ - inițial pe bandă magnetică și ulterior pe disc - fapt ca-

³⁴⁾ $m_b^* = \text{cst}$; $p_e = k \cdot n^3$, respectiv $n = \text{cst}$.

³⁵⁾ Crearea unor fișiere SØU sau IMT este recomandabilă numai în cazul în care programul sursă se exploatează pentru un singur tip de motor.

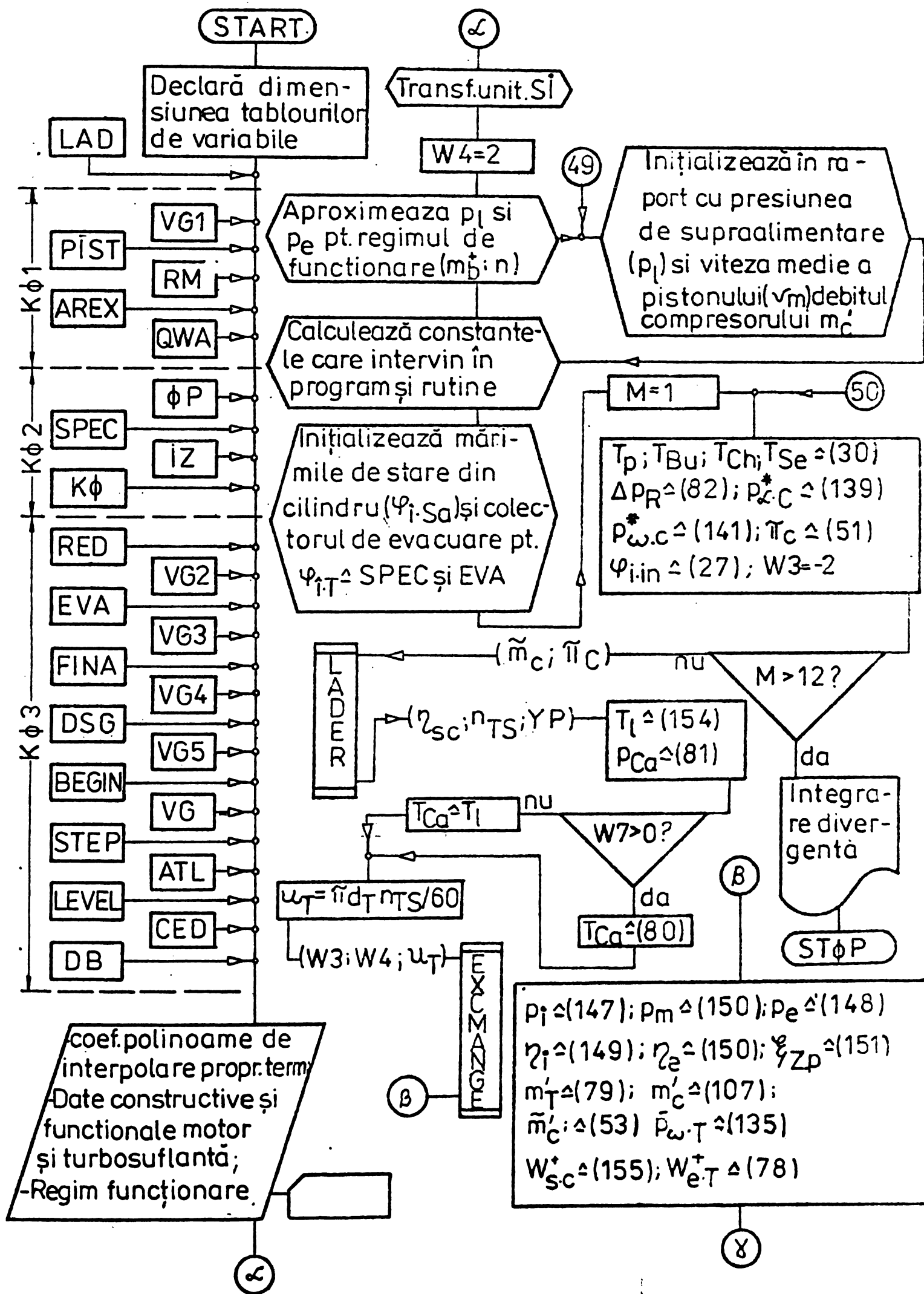
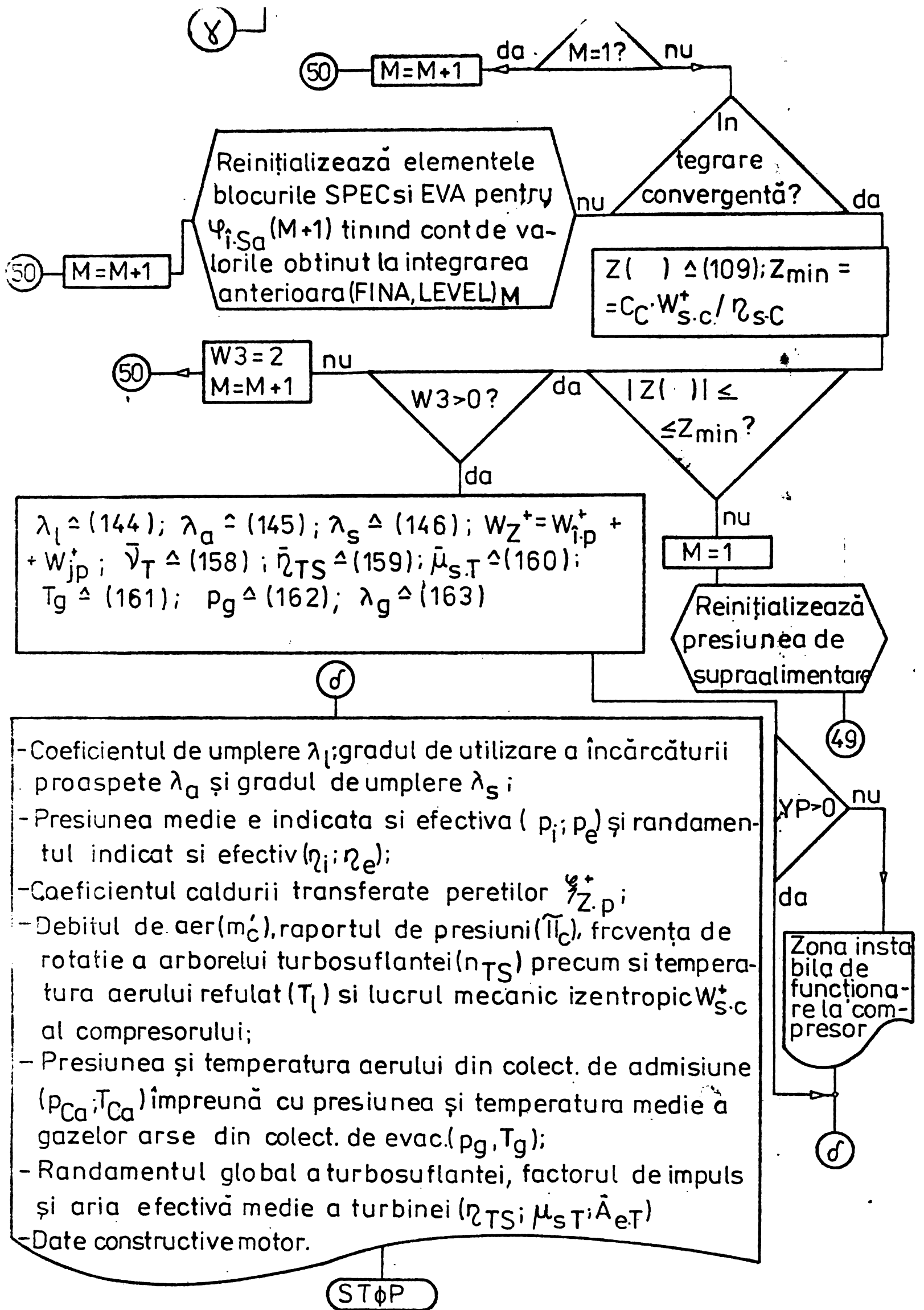


Fig.31. Schema logică a programului SUPRAMO.



- Coeficientul de umplere λ_l ; gradul de utilizare a încărcăturii proaspete λ_a și gradul de umplere λ_s ;
- Presiunea medie e indicata si efectiva ($p_i; p_e$) și randamentul indicat si efectiv ($\eta_i; \eta_e$);
- Coeficientul caldurii transferate peretilor $\psi_{z.p}^+$;
- Debitul de aer (m_c), raportul de presiuni ($\bar{\Pi}_c$), frecvența de rotație a arborelui turbosuflantei (n_{TS}) precum și temperatura aerului refulat (T_l) și lucrul mecanic izentropic $W_{s.c}^+$ al compresorului;
- Presiunea și temperatura aerului din colect. de admisiune ($p_{Ca}; T_{Ca}$) împreună cu presiunea și temperatura medie a gazelor arse din colect. de evac. (p_g, T_g);
- Randamentul global a turbosuflantei, factorul de impuls și aria efectivă medie a turbinei ($\eta_{TS}; \bar{\mu}_{s.T}; \bar{A}_{e.T}$);
- Date constructive motor.

re a eliminat timpul de compilare. În privința timpului de calcul, autorul consideră că s-a încadrat în limitele preliminate. Astfel, trecerea subprogramelor create pe fișier în memoria internă a calculatorului se realizează în 107", editarea legăturilor (faza LINK) durează 66", iar determinarea unui regim stabilizat de funcționare al motorului turbosupraalimentat durează în medie 20'.

4.3. Particularizarea programului SUPRAMØ la un motor Diesel în patru timpi turbosupraalimentat

Modelele matematice elaborate în cadrul § 3.1. au un caracter general, ele fiind formal valabile pentru toate motoarele Diesel în patru timpi echipate cu una sau mai multe turbosuflyante legate în paralel.

La motoarele existente, modelele matematice se particularizează pe baza datelor constructiv - funcționale și experimentale ale motorului (diagrama indicată la regimul de funcționare de referință, diagramele ariilor efective izentropice controlate de supape, caracteristica de debitare a pompei de injecție, temperaturile pereților cilindrului și colectoarelor) și turbosuflyantei (caracteristicile universale ale compresorului și turbinei).

În absența datelor experimentale, modelele matematice aferente motoarelor turbosupraalimentate aflate în faza de proiectare se pot particulariza prin similitudine cu construcții existente, soluțiile definitive pentru fazele distribuției și ariile efective izentropice controlate de supape - respectiv caracteristicile universale ale compresorului și turbinei - fiind stabilite pe baza unui calcul de optimizare.

4.3.1. Date constructive și funcționale ale motorului 6 MB 836Bb echipat cu turbosuflyanta VTR 200/Z4

Motorul 6 LMB 836 Bb este un motor Diesel în patru timpi cu șase cilindri în linie, cu supraalimentare medie. Motorul este tarat de către producător³⁶⁾ la o putere continuă $P_e = 270 \text{ kW}$ dezvoltată la $n = 1350 \text{ min}^{-1}$. Firma licențiatoare³⁷⁾ a tarat același tip de motor - indicativ 6 MB 493 - la $P_e = 404 \text{ kW}$ și $n = 1500 \text{ min}^{-1}$. În ambele execuții nu s-a utilizat răcirea intermediară a încărcăturii proaspete.

Datele constructive și parametrii funcționali - la regimul de referință - al motorului și turbosuflyantei sînt redată în Tab. 10 - 14.

³⁶⁾ Intreprinderea "23 August" București

³⁷⁾ M.T.U., Friedrichshafen, R.F.G.



Tab.10. Principalele date constructive ale motorului
6 LMB 836 Bb

nr. crt.	Denumirea	Symbol	U.M.	valoarea	Sursa
1.	Cursa pistonului	s	mm	205.	[180]
2.	Alezajul cilindrului	d	mm	175.	"
3.	Raport de compresiune	ϵ	-	16.	"
4.	Numărul cilindrilor	z	-	6.	"
5.	Volumul colectorului de evacuare	V_{Ce}	dm ³	9.8	"
6.	Cilindreea unitară	V_h	dm ³	4.93	"
7.	Cilindreea totală	z	dm ³	29.6	"
8.	Numărul cilindrilor	z_{Sa}	-	6	"
9.	Numărul supapelor de admisiune pe cilindru	z_{Se}	-	2	"
10.	Idem, de evacuare	z_T	-	2	"
11.	Numărul turbosuflantelor		-	1	"
12.	Numărul colectoarelor de evacuare la o turbosuflantă	z_{Ce}	-	2	"
13.	Inceputul injectiei	$\varphi_{i.in}$	°RAM	155.	"
14.	Unghiul de deschidere a supapelor de evacuare	$\varphi_{d.Se}$	°RAM	315.	"
15.	Idem, a supapelor de admisie	$\varphi_{d.Sa}$	°RAM	468.	"
16.	Unghiul de închidere a supapelor de evacuare	$\varphi_{i.Se}$	°RAM	594.	"
17.	Idem, a supapelor de admisie	$\varphi_{i.Sa}$	°RAM	49.5	"

Tab. 11. Parametrii funcționali ³⁸⁾ ai motorului 6 RMB 493

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	U.M.	Valoarea	Sursa
1.	Putere efectivă	\hat{P}_e	kW	404.	[181]
2.	Turația arborelui motor	\hat{n}	min ⁻¹	1500.	"
3.	Consum specific de combustibil	\hat{b}_e	g/kWh	165.	"
4.	Presiune maximă de ardere	P_{max}	bar	90.	"
5.	Lucrul mecanic indicat a perioadei de înaltă presiune a ciclului	\hat{W}_{ip}^*	$\frac{J}{ciclu\ cil.}$	6900	A4
6.	Temperatura medie a gazelor arse după turbină	$\hat{T}_{\omega.T}$	K	770.	"
7.	Consum de aer al motorului	\hat{m}'_C	kg/s	.745	"
8.	Presiunea de supraalimentare	\hat{P}_l	bar	1.975	"
9.	Temperatura de referință a aerului înconjurător	T_{ref}	K	293.15	"
10.	Idem, presiunea	P_{ref}	bar	.96525	"
11.	Temperatura gazelor arse la ieșirea din cilindru	$\hat{T}_{\omega.Z}$	K	630	[180]

Tab.12. Principalele date constructive și funcționale ale turbosuflantei VTR 200/24

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	U.M.	Valoarea	Sursa
1.	Diametrul exterior al rotorului compresorului	d_C	mm	200.	[120]
2.	Număr palete turbină	z_{pl}	-	53	[120]
3.	Randamentul optim al turbinei	$\hat{\eta}_T$	-	.724	[130]
4.	Viteza periferică raportată (optimă)	\hat{s}_T	-	.62	[130]
5.	Coeficientul de disipare prin ventilație	$\hat{C}_{v.T}$	-	.06	[131]
6.	Viteza periferică limită a rotorului compresorului	$(u_C)_{max}$	m/s	250	[120]

³⁸⁾ Regim de funcționare de referință, supraalimentare cu turbosuflanta RR 150/CH 3300.

Tab.12. Continuare

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	U.M.	Valoarea	Sursa
7.	Temperatura maximă a gazelor arse din fața turbinei	$(T_g)_{max}$	K	920	[120]
8.	Aria secțiunii geometrice echivalente rețelei de palete a turbinei	$(A_g)_T$	cm ²	42.	[130]

În plus față de datele tabelate, în fig. F 1 ÷ F6 sînt redăte diagramă indicată aferentă regimului de referință, diagramele ariilor efective izentropice controlate de supape precum și caracteristicile universale ale turbosuflantelor VTR 200/24 și RR150.

4.3.2. Particularizarea modelelor matematice la motorul

6LMB 836 Bb/6 RMB 493

Prin particularizarea modelelor matematice la datele constructive și funcționale ale motorului de referință, este posibilă stabilirea interacțiunii existente între turbosuflantă și motor. În acest sens se dau în continuare principiile pe baza cărora s-a particularizat fiecare model în parte:

a) - Proprietățile termodinamice ale Fluidului motor.

Acest model are un caracter general, fiind valabil în egală măsură pentru motor și turbosuflantă.

b) - Procesul de ardere. Modelul matematic pentru procesul de ardere s-a particularizat pe baza parametrilor (\hat{m} ; $\Delta\hat{\phi}_{ar}$; $\hat{\phi}_{i,in}$; \hat{z}_{in} ; \hat{m}_b ; \hat{p}_{ad} ; \hat{T}_{ad} ; $\hat{\lambda}_{ad}$) precizați prin prelucrarea diagramei indicate și efectuarea unui calcul termic pentru regimul de referință. Coeficienții $\lambda_{1, \dots, 5}$ s-au adoptat pe bază de similitudine [56]

c) - Transferul de căldură. Căldura transferată de la fluidul motor la pereții cilindrului depinde în mod direct de temperaturile de referință (\hat{T}_p ; \hat{T}_{Bu} ; \hat{T}_{Ch} ; \hat{T}_{Se}) precum și de regimul de funcționare al motorului (p_e ; n). Valorile coeficienților $\beta_{1, \dots, 10}$ și ale temperaturilor de referință s-au stabilit prin similitudine cu construcții existente [167, 182].

d) - Schimbul de substanță între cilindru și colectoare.

Modelul matematic pentru schimbul de substanță este definit prin fazele distribuției și modul în care variază - pe subdomeniul D_{jp} de integrare - ariile efective ($A_{e.Sa}$; $A_{e.Se}$) izentropice. Valorile

ariilor $(A_{e,Sa,Se})_{\max}$ și ale unghiurilor $(\varphi_{1,2})_{a,e}$ respectiv structura funcțiilor $\Lambda(\phi)_{Sa,Se}$, s-au adoptat pe baza unor măsurători efectuate pe model.

e) - Disiparea de energie în motor.

Valoarea presiunii medii aferente proceselor disipative de energie s-a stabilit cu ajutorul curbei Willans - fig. F7 - ridicată de autor pentru motorul cercetat. Coeficienții de influență $\beta_{11, \dots, 13}$ s-au stabilit pe bază de similitudine [115] cu construcții existente de motoare turbosupraalimentate.

f) - Compresorul turbosuflantei.

Pentru același motor (6 LMB 836 Bb resp. 6 RMB 493) s-a luat în considerare de către autor două turbosuflante: RR 150 pentru regimul de funcționare de referință și VTR 200/Z4 pentru celelalte regimuri de funcționare stabilite și pe cale experimentală de autor.

Caracteristicile universale ale compresoarelor sînt redată în fig. F3 și F5. Prin metoda liniarizării expusă în § 3.1.6. este posibilă determinarea coeficienților $\beta_{14, \dots, 29}$ și $\chi_{16, \dots, 18}$.

g) - Caracteristica turbinei.

Modelul matematic pentru caracteristica de randament și consum a turbinei se particularizează pe de o parte prin valorile de referință ale randamentului izentropic $\hat{\eta}_{s,T}$ și al raportului optim de destindere $\hat{\pi}_T$ prin valoarea de referință a vitezei periferice raportate \hat{v}_T , a coeficientului $\hat{C}_{v,T}$ și a ariei geometrice $A_{g,T}$, respectiv prin valorile coeficienților $\chi_{19, \dots, 23}$.

4.3.3. Matricea regimului de funcționare al motorului

6 LMB836 Bb resp. 6 RMB 493

Așa după cum s-a arătat în § 3.3.2., liniile matricii parametrilor funcționali MF sînt vectorii parametrilor funcționali (m_p, n) . Ținînd cont de mărimea timpului de calcul aferent unui regim stabilizat de funcționare, autorul a calculat 4 regimuri distincte de funcționare (fig. 8 - 9), regimurile în cauză fiind vizualizate prin puncte în caracteristica universală a compresorului (fig. F3, F11) în concordanță cu valorile numerice aferente matricii MF (fig. F10.)

4.3.4. Studii de influență

Regimul de funcționare al motoarelor turbosupraalimentate depinde de factorii constructivi și funcționali.

Pentru a determina în mod cantitativ aceste influențe, autorul a

precizat corelația existentă între indicii tehnico-economici ai motorului și o parte a parametrilor constructivi și funcționali, după cum urmează :

- a) - geometria și fazele distribuției;
- b) - caracteristicile universale ale turbinei și compresorului;
- c) - volumul colectorului de evacuare;
- d) - mărimile de stare ale fluidului motor la începutul compresiei;
- e) - caracteristica de degajare a căldurii;
- f) - cantitatea de căldură schimbată cu pereții cilindrului.

Studiile de influență sînt materializate prin fig. F12 ÷ F17.

4.3.5. Concluzii privind particularizarea programului SUPRAMØ la tipodimensiuni de motoare Diesel în patru timpi turbosupraalimentate

Este de subliniat în primul rînd faptul că programul SUPRAMØ se poate particulariza relativ simplu, prin precizarea unor constante - dimensionale sau adimensionale - cunoscute pe bază de experiment sau acceptate pe bază de similitudine. În acest sens, studiile de influență efectuate de autor au căutat să pună în evidență acei factori - de natură constructivă sau funcțională - care influențează în mod nemijlocit indicii tehnico-economici ai motorului turbosupraalimentat. Trebuie de asemenea arătat faptul că efectuarea acestor studii de influență este deosebit de costisitoare, fiecare regim distinct de funcționare ³⁹⁾ obținîndu-se după cca. o treime de oră de calculator.

³⁹⁾ - determinat de o singură valoare a parametrului independent studiat

Cap.5. STABILIREA EXPERIMENTALA A INTERACTIUNII MOTOR - TURBOSUFLANTA

Indiferent de caracterul cercetării (fundamental sau aplicativ), rezultatele teoretice trebuiesc confruntate cu cele determinate pe cale experimentală. Prin coroborare se validează atunci - sau se infirmă - ipotezele acceptate la modelarea matematică a proceselor cercetate. Pe această cale se pot efectua corecții, respectiv reconsidera nivelul simplificărilor acceptate "a priori". Programul sursă elaborat va prezenta atunci fiabilitate, putându-se folosi pe de o parte în activitatea curentă de proiectare a noilor familii de motoare Diesel în patru timpi turbosupraalimentate, iar pe de altă parte la diversificarea tipodimensiunilor aflate deja în fabricație.

În acest context general se înscriu și experimentările efectuate de autor pe motorul 6 LMB 836 Bb supraalimentat cu turbosuflanta VTR 200/Z 4. Cercetările experimentale au urmărit în principiu următoarele obiective:

- a) - alegerea parametrilor și a regimului măsurătorii pentru fiecare mărime în parte, în concordanță cu adoptarea unor principii corespunzătoare de măsurare;
- b) - elaborarea unor instalații experimentale capabile să stabilească în mod cantitativ interacțiunea motor turbosuflantă, schema principială a instalațiilor fiind în conformitate cu prescripțiile oficiale în vigoare;
- c) - analiza erorilor și concluzii privind stabilirea pe cale experimentală a interacțiunii motor - turbosuflantă.

5.1. Parametrii fizici măsurati în vederea stabilirii pe cale experimentală a interacțiunii motor - turbosuflantă

Așa cum s-a arătat în Cap.3., la fiecare regim stabilizat de funcționare a motorului turbosupraalimentat se pot atașa vectorii \mathcal{V} și \mathcal{F} , variația mărimilor de stare ale sistemelor termodinamice componente motorului - pe domeniul de integrare D - fiind materializată prin vectorul valorilor proprii $\mathcal{V}_p(x, \varphi)$.

Este cunoscut faptul că interacțiunea motor-turbosuflantă se definește în caracteristica universală a compresorului, ca loc geometric a punctelor reprezentative regimurilor de funcționare $(x, \tilde{m}_c; \pi_c; p_e)$. Suplimentar se pot măsura presiunile și temperaturile fluidului motor care evoluează în sistemele termodinamice, frecvențele de rotație ale arborelui motor și ale rotorului turbosuflantei precum și momentul motor efectiv M_e .

5.1.1. Alegerea parametrilor funcționali ai motorului și metodele de măsurare a acestora

Lista parametrilor măsurați a rezultat pe baza necesității definirii regimului stabilizat de funcționare al motorului pe de o parte, respectiv pe baza necesității confruntării rezultatelor determinărilor experimentale cu cele obținute pe cale teoretică. Cu unele precizări suplimentare, lista în sine este redată în Tab. 13.

Tab.13. Parametrii măsurați la motor

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Vector	Regimul măsurătorii ⁴⁰⁾	Eroare tolerată/prag sensibilitate ⁴¹⁾	Metoda de măsurare
1.	Frecvența de rotație a arborelui motor	n	α	Static: D	$\pm 2 \%$	Indirectă
2.	Consum de combustibil	m_B	α	Static: I	$\pm 2 \%$	"
3.	Cuplul motor efectiv	M_e	f	Dinamic: D, IR	$\pm 2 \%$	"
4.	Consumul de aer al motorului	m_i	f	Static : I	$\pm 2 \%$	"
5.	Presiunea maximă de ardere	P_{max}	v	Dinamic: IR, IM	$\pm 2 \%$	"
6.	Presiunea din colectorul de admisiune	P_{Ca}	f	Dinamic: D, IR, IM	$\pm 270 \text{ Pa}$	"
7.	Idem, din colectorul de evacuare	P_{ev}	γ_p	Dinamic: IR, IM	$\pm 2 \%$	"
8.	Temperatura aerului din colectorul de admisiune	T_{Ca}	f	Static : IL	$\pm 2 \text{ K}$	"
9.	Temperatura medie a gazelor arse la ieșirea din cilindru	$\bar{T}_{\omega Z}$	v	Static : IL	$\pm 2 \text{ K}$	"
10.	Idem, în colectorul de evacuare	T_{Ce}	f	Static : IL	$\pm 2 \text{ K}$	"
11.	Domeniul de integrare	D	-	Dinamic: IR, IM	$\pm 1^\circ \text{ RAM}$	"
12.	Presiunea aerului înconjurător	P_o	-	Static: I	$\pm 270 \text{ Pa}$	"
13.	Idem, temperatura	T_o	-	Static : I	$\pm 2 \text{ K}$	"
14.	Cursa cremalierii pompei de injecție	s_{Cr}	-	Dinamic : IR, IM		Direct

⁴⁰⁾ D - afișare digitală a rezultatului; IL - înregistrator lent; IR - înregistrator rapid; IM - înregistrare pe bandă magnetică; I - indicator.

⁴¹⁾

5.1.2. Alegerea parametrilor funcționali ai turbosuflantei și metodele de măsurare a acestora.

În analogie cu cele expuse la § 5.1.1., autorul a măsurat și parametrii funcționali - Tab. 14 - specifici compresorului și turbinei turbosuflantei de supraalimentare.

Tab.14. Parametrii măsurați la turbosuflantă

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Vector	Regimul măsurătorii	Eroare tolerată/ prag sensibilitate	Metoda de măsurare
15.	Frecvența de rotație a rotorului turbosuflantei	n_{TS}	f	Static: D	$\pm 2 \%$	Indirect
16.	Debitul de aer aspirat de compresor	m'_C	f	Static: I	$\pm 2 \%$	"
17.	Presiune statică în amonte de compresor	$P_{\alpha.C}$	v	Static: I	$\pm 270\text{Pa}$	"
18.	Idem, de supraalimentare	P_l	f	Static: I		
19.	Presiunea medie a gazelor arse în amonte de turbină	P_g	f	Static: I	$\pm 270\text{Pa}$	"
20.	Idem, după turbină	$\bar{P}_{\omega.T}$	v	Static: I	$\pm 270\text{Pa}$	"
21.	Temperatura aerului în amonte de compresor	$T_{\alpha.C}$	v	Static: IL	$\pm 2 \text{K}$	
22.	Idem, de refulare	T_l	f	Static: IL	$\pm 2 \text{K}$	
23.	Temperatura medie a gazelor arse din fața turbinei	T_g	f	Static: IL	$\pm 2 \text{K}$	
24.	Idem, după turbină	$\bar{T}_{\omega.T}$	v	Static: IL	$\pm 2 \text{K}$	

5.2. Măsurarea parametrilor funcționali ai motorului și turbosuflantei

În conformitate cu datele precizate în Tab. 13 - 14, în fig. 32 se redă amplasamentul traductorilor primari. Traductorii utilizați au fost produse de firme specializate, respectiv proiectate de autor special în acest scop.

Mijloacele de măsurat utilizate de autor au permis determinarea parametrilor funcționali ai motorului în regim static sau dinamic, procedeul de măsurare fiind analog sau digital. Mărimile măsurate în regim dinamic s-au înregistrat pe bandă magnetică și/sau hîrtie sensibilă la raze ultraviolete.

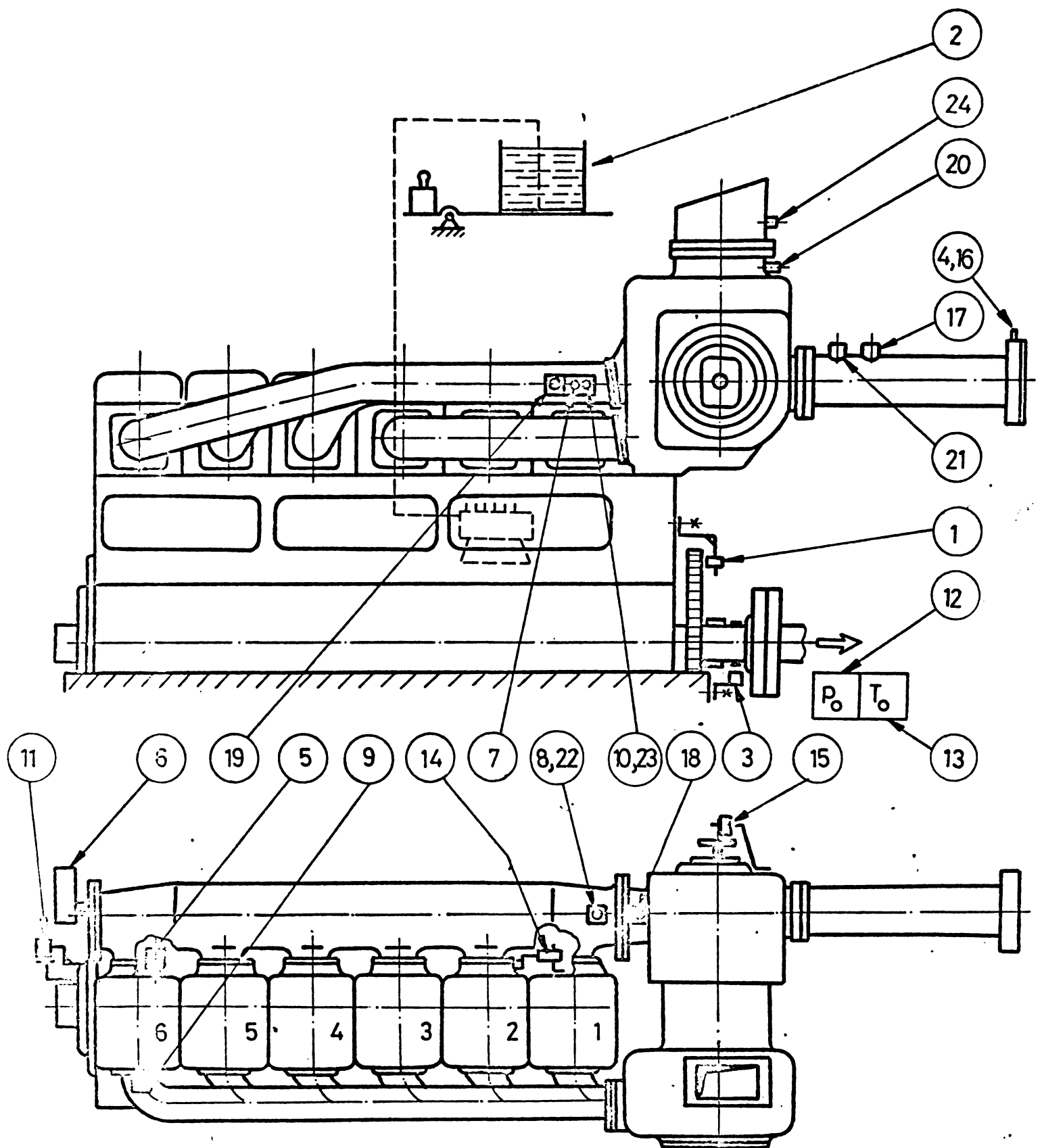


Fig.32. Amplasarea traductorilor primari pe motorul turbosupra-alimentat

Motorul în sine a fost încărcat după trei curbe caracteristice : de elice, generator și de sarcină totală ⁴²⁾. Fiecare caracteristică în parte a fost determinată de opt regimuri distincte de funcționare ⁴³⁾,

42) ~101% din puterea nominală.

43) Caracteristica de sarcină numai în 6 puncte.

mărimile primare măsurate fiind redată în fișele de încercări F.1. 1, ... 3 respectiv în fișele de prelucrare a rezultatelor experimentale F.P. 1, ... 3. Reunind datele acestor fișe se obține matricea regimurilor funcționale ale motorului turbosupraalimentat, matrice determinată pe cale experimentală.

5.2.1. Mijloace de măsurat

Autorul a măsurat mărimile fizice trecute în Tab. 13 - 14, după cum urmează :

A. Frecvențele de rotație n , n_{TS} - Poz. 1,15 - s-au măsurat indirect prin determinarea numărului de impulsuri generate de câte un traductor inductiv de cursă fără contact tip IWB 202/R.F.T. Impulsurile în sine sînt generate prin variațiile periodice ale inductanței proprii. Acest lucru se realizează în practică prin amplasarea traductorilor - fig. 33 - în dreptul unor alezaje practicate în materiale feromagneti-



Fig. 33. Măsurarea frecvențelor de rotație n și n_{TS}



ce. În cazul motorului s-au utilizat alezajele date în coroana dințată ($Z_{Cr} = 16$) respectiv decupările practice

într-o placă feromagnetică - solidară cu axul unei fraze bi-ax - în cazul turbosuflantei ($Z_{Ax} = 2$). De menționat faptul că frecvența limită de rotație a dispozitivului redat în fig. 33.b este de $(n_{TS})_{max} = 45000 \text{ min}^{-1}$.

Schema principială⁴⁴⁾ a instalației de măsurat este redată în fig. 34.

⁴⁴⁾ P.T. Δ punte tensometrică; N.U. Δ numărător universal; V.N. Δ voltmetru numeric; I.L. Δ înregistrator lent; I.R.H. Δ înregistrator rapid pe hîrtie fotosensibilă; I.R.B. Δ înregistrator rapid pe bandă magnetică; C.C. Δ cutie de comutație; C.E. Δ celulă de echilibrare și protecție; D Δ discriminator; A Δ antenă; G Δ oscilator; R Δ receptor; S.C. Δ sursă independentă cu curent continuu; S.T. Δ sursă stabilizată.

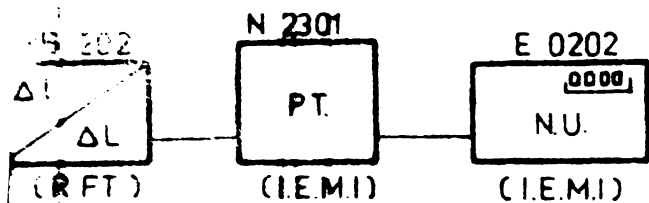


Fig. 34. Instalația de măsurat frecvențele de rotație

B. Debitul de combustibil
 - poz. 2 - s-a măsurat gravimetric (cu un cântar de 10 kg) timpul măsurându-se cu un cronometru obișnuit. Citirile s-a sincronizat prin semnalizări luminoase.

C. Cuplul motor efectiv M_e

s-a măsurat de asemenea indirect, prin măsurarea alungirii specifice angrenajale a arborelui motor. Particularitățile de montaj ale motorului și frinei electrice - generator trifazat de 250 kVA - nu au permis montarea unei cuple torsionometrice, fapt care a implicat utilizarea arborelui ca element sensibil. Transmiterea semnalului de la timbrele torsionometrice montate pe arbore la instrumentele de măsurat și înregistrat s-a realizat fără contact, prin intermediul unui câmp electromagnetic. Schema principală a instalației de măsurat este redată în fig. 35.

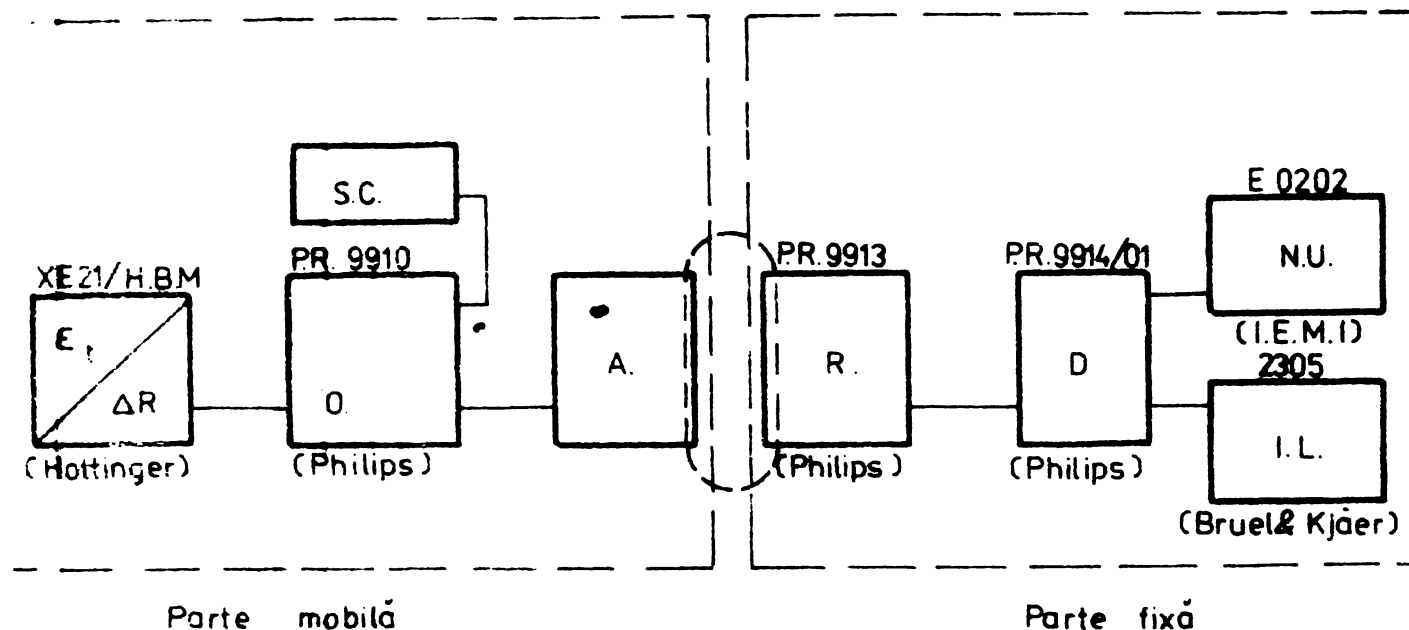


Fig. 35. Instalația de măsurat momentul efectiv M_e

Traductorul primar este constituit din două rozete ⁴⁵⁾ tensometrice - tip XE 21 cu baza de 3 mm - aplicate direct pe arborele motor, după direcțiile tensiunilor principale. Cele două rozete formează o punte completă legată la oscilatorul PR 9910. Ecartul de frecvență Δf al oscilatorului este proporțională cu alungirea specifică ϵ_t măsurată de traductorul primar. Semnalul modulat în frecvență este transmis mai departe la

2 elemente sensibile decalate la 90° și montate pe același suport epoxidic.

Antena A - câteva spire de Cu emailat înfășurate pe arborele motor - le unde printr-un câmp electromagnetic ajunge la receptorul PR 9913 și mai departe la discriminatorul PR 9914/01. Acest din urmă dispozitiv amplifică semnalul de ieșire al receptorului - de frecvență f_{di} egală cu cea dată de oscilator - și îl demodulează. Discriminatorul are trei semnale de ieșire : direct (semnal modulat în frecvență), în curent și în tensiune. Pentru măsurători autorul a utilizat semnalul modulat în frecvență, pentru calibrare fiind folosit și semnalul modulat în amplitudine (tensiune).

Pentru a mări autonomia de funcționare a instalației autorul a renunțat la sursa proprie de tensiune PR 9912, utilizând 4 baterii de buzunar legate în serie - paralel⁴⁶⁾. Prin această modificare, după 12 ore de funcționare tensiunea sursei a scăzut numai cu 1.6V. Montarea părții mobile a instalației este arătată în fig. 36.



Fig. 36. Partea mobilă și receptorul instalației de măsurat momentul motorului

D. Debitul de aer m'_C - Poz. 4,16 - s-a măsurat cu ajutorul unei diafragme de capăt. Autorul a optat pentru această variantă constructivă de diafragmă - agreată de standardul englezesc BS 1042 [184] - din cauza lungimii din amonteale diafragmei normalizate în STAS 7347/74. Conducta în aval de diafragmă s-a realizat cu o lungime de 740 mm. Autorul a executat două diafragme, cu rapoarte de strangulare β diferite. Pentru a respecta condițiile severe impuse de normativ (§ 51-52 din [184]), suprafața cilindrică interioară s-a prelucrat - pe o lungime de $2D$ -

împreună cu suprafața frontală de așezare și partea activă a diafragmei dintr-o singură prindere, prin utilizarea unor știfturi de centrare. Construcția și dimensiunile diafragmei sînt redată în fig. 37, montarea dispozitivului fiind redată în fig. 38.

Diferența de presiune generată de dispozitiv s-a măsurat cu ajutorul unui piezometru cu apă.

E. Presiunile p_{Co} , p_{ev} și p_{max} - Poz. 5 ÷ 7 - s-au măsurat cu tractometri cu membrană de concepție originală.

⁴⁶⁾ S-au achiziționat numai baterii care au avut un curent în scurt-circuit mai mare de 3.5 A.

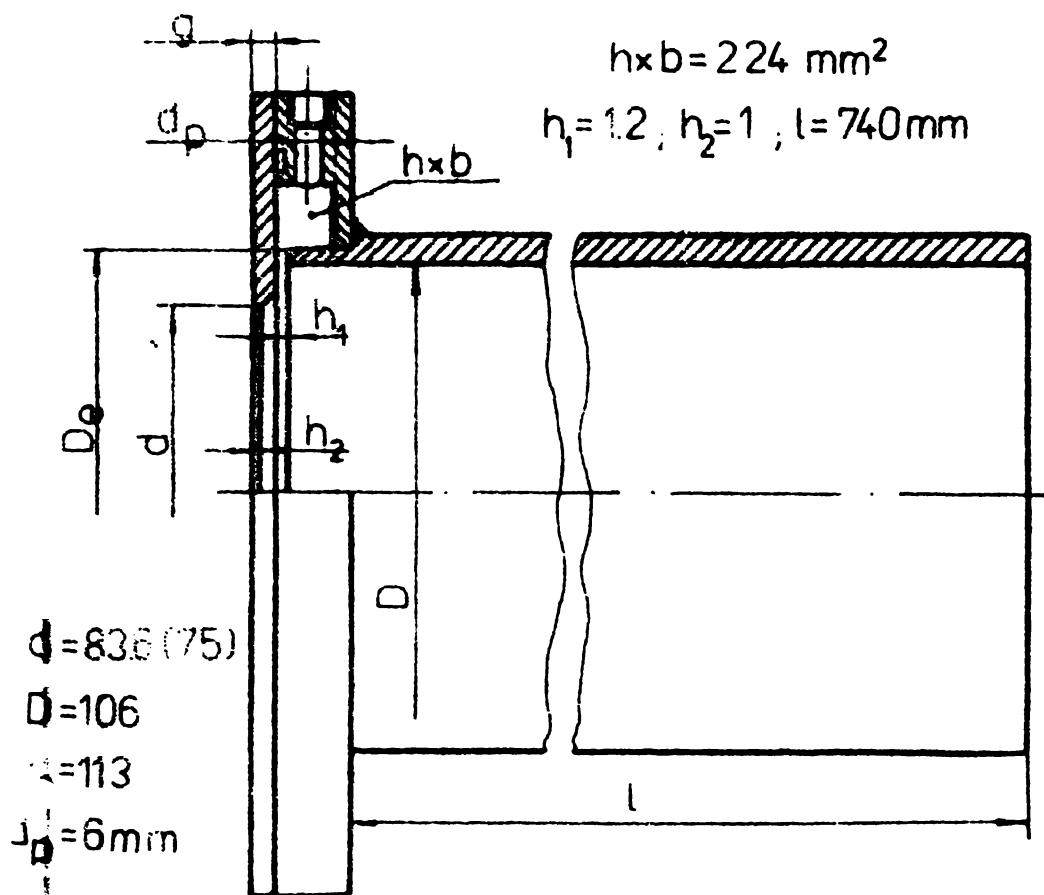


Fig. 37. Construcția și dimensiunile principale ale diafragmei pentru măsurarea debitului de aer

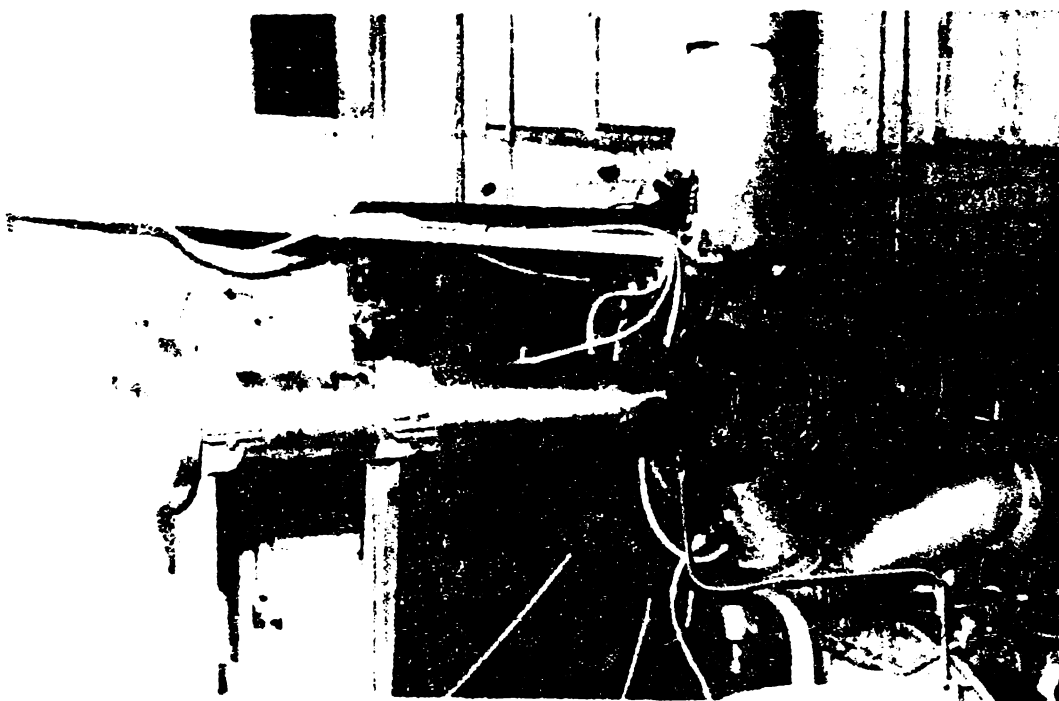


Fig. 38. Montarea diafragmei pe partea de aspirație a compresorului

ului motor fiind eliminate prin introducerea unor circuite de răcire. Din același motiv corpul traductorilor s-a uzinat dintr-un oțel anticoroziv și refractar ⁴⁷⁾ stabilizat cu Nb, etanșarea circuitului de

⁴⁷⁾ Oțel Krupp, indicativ V2A/W4541

Traductorul de joasă presiune racordat la colectorul de amisiune a constituit - fig. 39 - dintr-o membrană prelucrată chibă din corpul traductorului. Săgeata membranei - proporționată cu presiunea - s-a măsurat cu ajutorul unui set de traductori inductivi diferențiali, fără contact, tip IWB lo2. Schema principală a instalației de măsurare este redată în fig. 40, montajul traductorului fiind arătat în fig. 41.

Principiul de măsurare a presiunilor P_{ev} și P_m a fost identic cel expus anterior. Dificultățile suplimentare cauzate de temperaturile ridicate ale

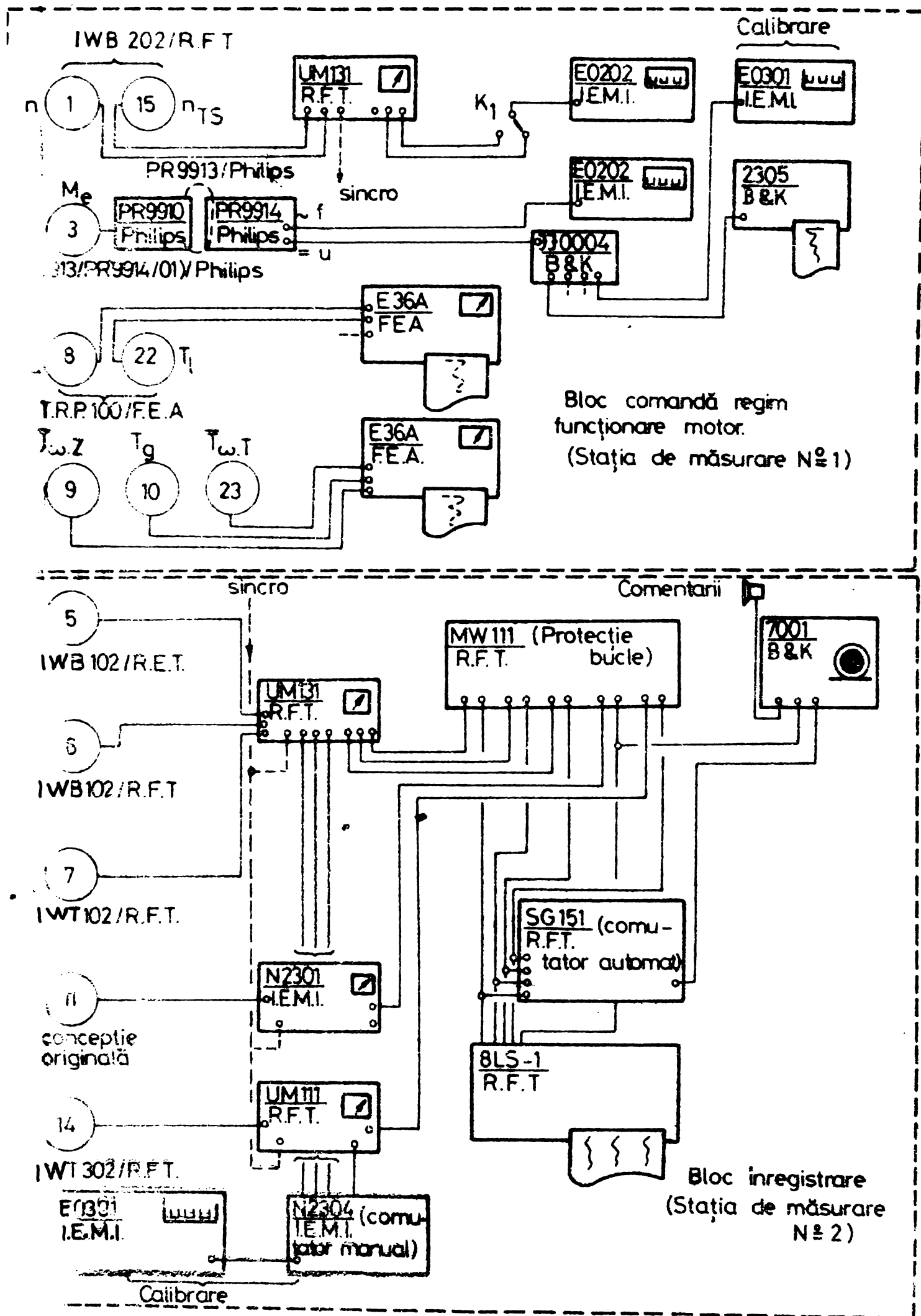


Fig.52. Schema instalației experimentale pentru stabilirea interacțiunii motor - turbosuflantă

G. Temperaturile $\bar{T}_{\omega.Z}$, \bar{T}_{Ce} și $\bar{T}_{\omega.I}$ - poz. 9, 10 $\hat{=}$ 23 și 24 - s-au măsurat cu ajutorul unor termocupluri fier-constantan ($\bar{T}_{\omega.Z}$ și $\bar{T}_{\omega.I}$) respectiv cromel-alumel (\bar{T}_{Ce}) racordați tot la un înregistrator cu 6 canale tip E 36 A/FEA. Montarea celor trei termocuple este arătată respectiv în fig. 43, 42 și 44.

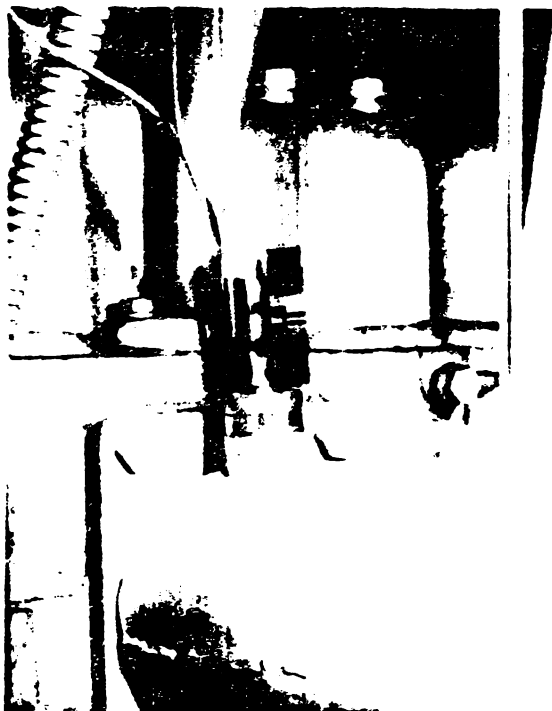


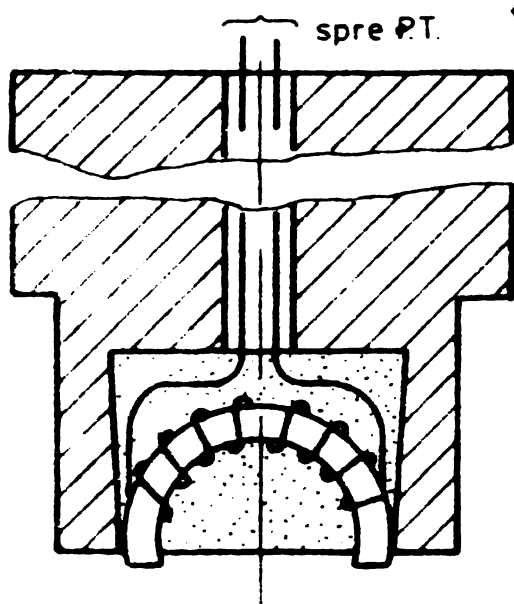
Fig. 43, 44 - Montarea termocuplelor pentru măsurarea temperaturilor $\bar{T}_{\omega.Z}$ și $\bar{T}_{\omega.I}$

H. Domeniul de integrare D

- poz. 11 - s-a precizat prin poziția punctului mort superior afec-
rent cilindrului Nr.

6⁴⁹⁾, determinat de un traductor inductiv fără contacte de concepție originală. Tra-

ductorul - fig. 45 - s-a realizat prin bobinarea unui semitor de ferită - cu diametrul de 14 mm și de secțiune $1.5 \times 1.5 \text{ mm}^2$ - cu sîrmă de cupru emailată avînd un diametru de 0.02 mm. Inductivitatea traductorului a fost de 86 mH. În cealaltă ramură a semipunții s-a legat un



rezistor inductiv reglabil, bobinat pe un miez de ferită de tip "oală". Pe roata de curea montată pe capătul liber al arborelui motor s-a solidarizat - fig. 46 - o lamă feromagnetică cu secțiunea de $1.5 \times 1.6 \text{ mm}^2$ în așa mod încît întrefierul dintre lamă și traductor să fie de

Fig. 45 - 46 Schema traductorului inductiv pentru determinarea PMS și montarea acestuia pe motor

⁴⁹⁾ La care s-a racordat traductorul de înaltă presiune

cca 0,8 mm. Marginea traductorului inductiv s-a amplasat la o distanță de cca 150 mm de axa de rotație a arborelui motor.

Schema principială a instalației de măsurat este identică cu cea redată în fig. 40, în locul traductorului IWB lo2, respectiv a punții UM 131 fiind utilizați traductorul propriu și o punte UM 111/RPT.

I. Presiunile $p_0, p_{\alpha.C}, p_l, p_g, p_{\omega.T}$ - Poz. 12, 17 - 20 - s-au măsurat respectiv cu un barometru cu tub Bourdon - Fig. 47 - și cu ajutorul unui panou cu piezometre - Fig. 38 - cu apă ($p_{\alpha.C}, p_{\omega.T}$), respectiv mercur (p_l, p_g).

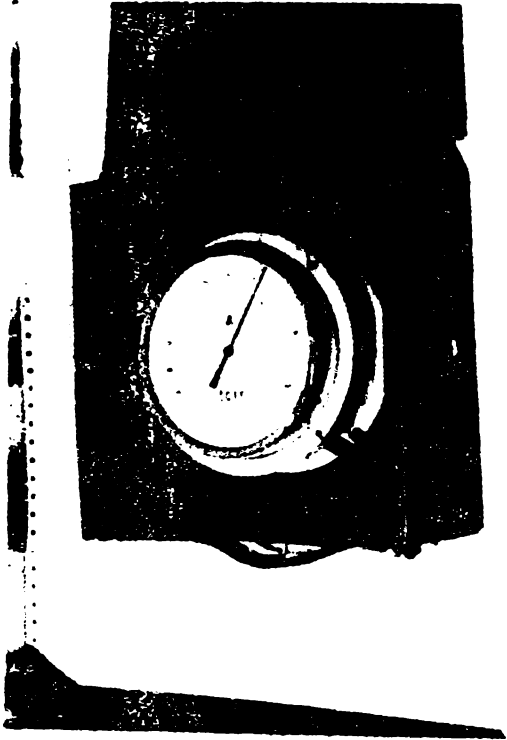


Fig. 47. Măsurarea presiunii aerului înconjurător

J. Temperatura $T_0 \approx T_{\alpha.C}$ - Poz. 13 și 21 - s-a măsurat cu un termometru cu mercur.

K. Cursa cremalierii - Poz. 14 - s-a măsurat cu un traductor de cursă tip IWT 302, R.F.T. legat la o punte UM 131 - fig. 48.

5.2.2. Calibrarea mijloacelor de măsurat și analiza erorilor

A. Considerînd baza de timp \checkmark a numărătorului universal egală cu 10^{-8} s, frecvențele de rotație vor fi determinate de relațiile (215, 216):

$$n = \frac{60}{\checkmark \cdot z_{Cr}} \cdot I_{Cr} ; n_{TS} = \frac{60}{\checkmark \cdot z_{Ax}} \cdot I_{Ax} \quad (215, 216)$$

în care $I_{Cr, Ax}$ sînt numerele afișate de către numărătoarele universale EO 202. Rezoluția

acestor instrumente este de

$\pm 50 \mu_s$, ceea ce echivalează cu $24.3 \text{ RAM}^{50)}$ sau $\sim 1^\circ$ de rotație a arborelui turbosuflantei⁵¹⁾.

Se observă că eroarea instrumentală este neglijabilă, alte tipuri de erori neintervenind.

Față de aceste valori, STAS 7140/65 acceptă o eroare relativă de $\pm 2\%$ în cazul măsurării frecvențelor de rotație.

B. Debitul de combustibil m_g^i aferent întregului motor se calculează

50) La $n = 1350 \text{ min}^{-1}$

51) La $n_{TS} = 19000 \text{ min}^{-1}$



Fig. 48. Măsurarea cursei cremalierii

ză cu relația (217)

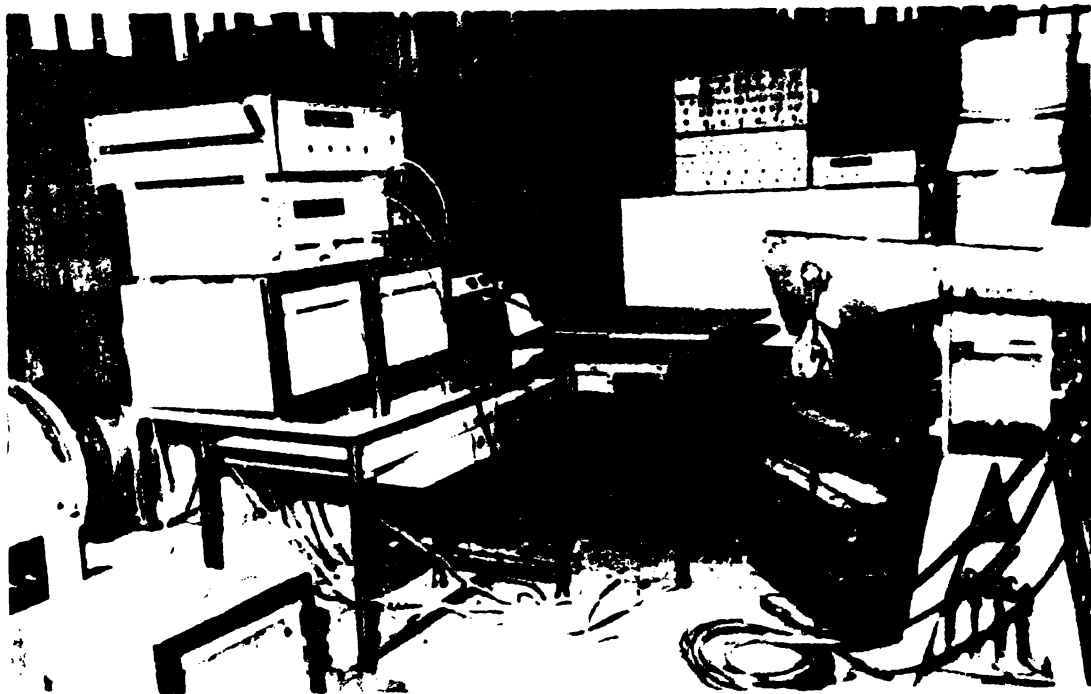
$$m'_B = \frac{m_B}{\check{V}} \quad (217)$$

În care \check{V} reprezintă timpul în care s-a consumat cantitatea m'_B de combustibil. Mărimea astfel rezultată poate fi afectată de o eroare instrumentală (± 0.01 kg pentru m'_B și ± 0.1 s pentru \check{V}) și una datorată operatorului uman (~ 0.01 kg și 0.2 s). Ținând cont că timpul minim de măsurare a fost de 123 s, iar cantitatea minimă de combustibil consumat a fost de 0.6 kg, rezultă o eroare relativă de maximum 7,15%. Această eroare scade sub 0,53 % pentru regimul nominal de funcționare a motorului. Standardul menționat admite o eroare relativă de ± 2 %.

C. Cuplul motor efectiv se poate determina cu relație (218):

$$M_e = (f - f_i) / \beta_{27} \quad (218)$$

În care β_{27} reprezintă sensibilitatea instalației de măsurare, f și f_i fiind frecvența curentă dată de oscilatorul PR 9910, respectiv frecvența oscilatorului în absența unui semnal la intrare. Valoarea sensibilității s-a determinat prin calibrarea instalației. În acest scop s-a imobilizat coroana dințată (fig. 49) pe semicuplajul solidar cu



arborele motor, fixându-se în poziție orizontală un levier de 1.5 m lungime. Pe acest levier, la o distanță de 1.394 m s-a atârnat o colivie pentru susținerea celor 10 bare - a 10 kg fiecare - necesare calibrării.

Fig.49. Calibrarea instalației de măsurat momente

Calibrarea propriu-zisă s-a efectuat de mai multe ori, valoarea sensibilității suferind modificări neesențiale - Tab. 15. În fig. 18 se redă fișa de calibrare a traductorului după 3h de funcționare, iar în fig. 19 caracteristica de calibrare.

Erorile medii patratice ale frecvenței inițiale f_i și ale sensibili-

Tab.15. Caracteristica de calibrare a instalației de măsurat
momentul efectiv

Treapta de în- ărc.	Masă m [kg]	f Me [N·m]	Baterii noi 52)		După 12h de funcțio- nare 53)	
			Încărcare	Descărca- re	Încărcare	Descărca- re
1.	0	0	7720.8	7720.	7719.5	7718.6
2.	10.97	150	7765.1	7764.1	7763.1	7759.9
3.	20.97	286.7	7799.5	7798.9	7798.5	7794.4
4.	30.97	423.41	7835.3	7833.	7833.6	7829.4
5.	40.97	560.116	7870.8	7868.	7868.7	7864.1
6.	50.97	696.82	7906.1	7903.7	7903.6	7899.2
7.	60.97	833.52	7941.7	7939.6	7938.1	7934.7
8.	70.97	970.232	7977.3	7974.9	7973.5	7970.3
9.	80.97	1106.938	8013.1	8011.3	8009.3	8006.7
10.	90.97	1243.643	8047.1	8047.6	8044.7	8043.5
11.	100.97	1380.348	8084.9	8084.5	8080.6	8080.2
12.	110.97	1517.05.	8120.9	8120.9	8116.8	8116.8

Știți sînt date de relațiile (219,220)

$$G_f = .9215 \text{ Hz} ; \quad G_\beta = .00594 \text{ Hz}/(\text{N}\cdot\text{m}) \quad (219,220)$$

pentru un nivel de încredere de $P^* = 95\%$, rezultatul creditat al celor două mărimi va fi :

$$(f_i)_{95\%} = (7719.72 \pm 1.474) \text{ Hz} ; \quad (\beta_{27})_{95\%} = (.26027 \pm .00166) \frac{\text{Hz}}{\text{N}\cdot\text{m}} \quad (221,222)$$

În afara acestor erori cu caracter aleator, la măsurarea momentului efectiv intervin erori sistematice datorate influenței temperaturii [(2%)/10°C], accelerației [(5%)/3000 g] și tensiunii de alimentare: (7%)/V. Deoarece în timpul măsurărilor temperatura nu a variat mai mult de 23 °C, iar tensiunea sursei de alimentare nu a scăzut mai mult de 1.6 V, este de așteptat ca eroarea medie patrată a ecartului maxim de frecvență $\Delta f = f_{\text{max}} - f_i$ corespunzătoare cuplului maxim⁵⁴⁾ să nu depășească 4.13 Hz. Cantitatea în sine reprezintă 1.8% din ecartul de frecvență maxim, față de 2% cît permite STAS 7140/65.

52) $U_S = 9.6 \text{ V}$ și $I_{\text{scurt}} = 8 \text{ A}$.

53) $U_S = 8 \text{ V}$ și $I_{\text{scurt}} = 4 \text{ A}$.

54) $(M_e)_{\text{max}} = 1850 \text{ Nm}$.

D. Debitul de aer se calculează cu relația

$$m'_C = C \cdot Z \cdot E \cdot \xi \cdot A \sqrt{2 \Delta p - g} \quad (223)$$

în care :

- C - coeficient de debit;
- Z - corecția coeficientului de debit;
- E - factor adimensional, numeric egal cu $1/\sqrt{(1-\beta^4)}$
- ξ - coeficient de detentă;
- g - accelerația gravitațională;
- Δp - căderea de presiune pe diafragmă (mm CA)
- $A = \pi d^2 / 4$

Eroarea medie patratică cu care se determină debitul depinde de erorile parțiale cu care se pot aprecia mărimile enumerate mai sus. Acestea din urmă sînt separate în mărimi la care se apreciază abaterea și în mărimi a căror abatere trebuie să le aprecieze utilizatorul. Măsurătorile s-au efectuat într-un domeniu relativ îngust (.25 și .55 kg/s) pentru care corespund $Re_d \in (2 - 4.45) \cdot 10^5$. În Tab. 16 sînt redată abaterile - estimate în standard și de către autor - introduse de elementele constitutive ale mijlocului de măsurat debitul.

Tab.16. Mărimea abaterilor la măsurarea debitului ⁵⁵⁾

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Valoare ⁵⁶⁾	Sursa
1.	Abaterea pentru C	X_C^{**}	.5 %	Fig.35 184
2.	Abaterea pentru Re_d	X_R^{**}	.0	"
3.	Abaterea pentru D	X_D^{**}	.8%	"
4.	Abaterea pentru ξ	X_ξ^{**}	1.32%	§ 57 a
5.	Abaterea pentru Δp	$X_{\Delta p}^{**}$.8%	Apreciat
6.	Abaterea pentru T_0	X_T	.3%	"
7.	Abaterea pentru orificiul lui d	X_d	.05%	"
8.	Abaterea pentru p_0	X_p	.8 "	"

În consecință, eroarea medie patratică se poate calcula cu relația:

$$G_m = (m'_C)_{\max} \cdot \sqrt{X_C^2 + X_R^2 + X_\xi^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \cdot X_d^2 + \left(\frac{2 \cdot \beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \cdot X_D^2} \cdot \frac{1}{2} (X_T^2 + X_{\Delta p}^2 + X_p^2) = \pm .0124 \text{ kg/s} \quad (224)$$

E. Traductorii de presiune s-au calibrat direct pe stand, înainte de a începe măsurătorile. Pentru aceasta, fiecare traductor de presiune a

55) Erorile însemnate cu "*" sînt precizate în standard.

56) Din debitul maxim.

fost prevăzut cu câte un robinet cu trei căi prin intermediul cărui se puteau înregistra semnalele de referință (p_0 și p_{ref}). În acest scop autorul a utilizat pentru traductorii de joasă presiune (p_{Ca} și p_{ev}) un compresor dentar, respectiv o butelie de aer comprimat la presiunea de 125 bar în cazul traductorului de înaltă presiune. Acest traductor s-a mai supus și la o probă de etanșeitate, presiunea scăzând cu aproximativ 3 bar - de la 85 bar la 82 bar - după o oră. Calibrarea în sine s-a executat cu ajutorul unui voltmetru numeric, presiunea de referință citindu-se la un manometru cu clasa de precizie 0.5. Fișa de calibrare și caracteristica de calibrare ale traductorilor sînt redată în fig. F 20, ... 22.

Analizînd instalația experimentală și modul în care ajunge semnalul de la traductorul primar la aparatele înregistratoare, se pot pune în evidență abaterile redată în tab. 17.

Tab.17. Mărimea abaterilor estimate la măsurarea în regim dinamic a presiunilor

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Instalație de măsurat		
			p_{Ca}	p_{ev}	p_{max}
1.	Abateră de la liniaritate	X_L	.44%	1.51%	.77%
2.	Abateră cauzată de variații de temperatură	X_T	(.05%)/°C		
3.	Deriva zeroului	X_0	(.04%)/°C		
4.	Abateră la preluarea diagramei	X_{pr}	1.43%		
Prag de sensibilitate a instalației			193 Pa	441 Pa	.15 bar
Sensibilitatea instalației $\beta_{28, \dots 30}$			$2.058 \frac{V}{bar}$	$1.592 \frac{V}{bar}$.085 $\frac{V}{bar}$

Incertitudinea măsurătorii va fi de $\pm .0057$ bar în cazul presiunii din colectorul de admisiune, $\pm .01032$ bar pentru colectorul de evacuare, respectiv de ± 1.04 bar pentru presiunea maximă de ardere.

F și G. Calibrarea termorezistențelor PT 100 s-a realizat cu ulei încălzit la 100 °C. Ținînd cont de precizia ridicată a înregistratorului electronic (abateri sub 0.5 °C pe tot domeniul de măsurare), autorul a estimat incertitudinea determinării temperaturilor aerului de supraalimentare și fluidului motor din colectorul de admisiune la ± 1.0 °C. În cazul termocuplelor, instalația s-a calibrat într-o etuvă încălzită la 250 °C. În acest caz incertitudinea este mai ridicată, autorul apreciind la ± 5 °C.

H - Poziția P.M.S. s-a precizat cu o incertitudine de ± 2 ° RAM, în

special datorită fenomenelor de oscilație ale arborelui motor.

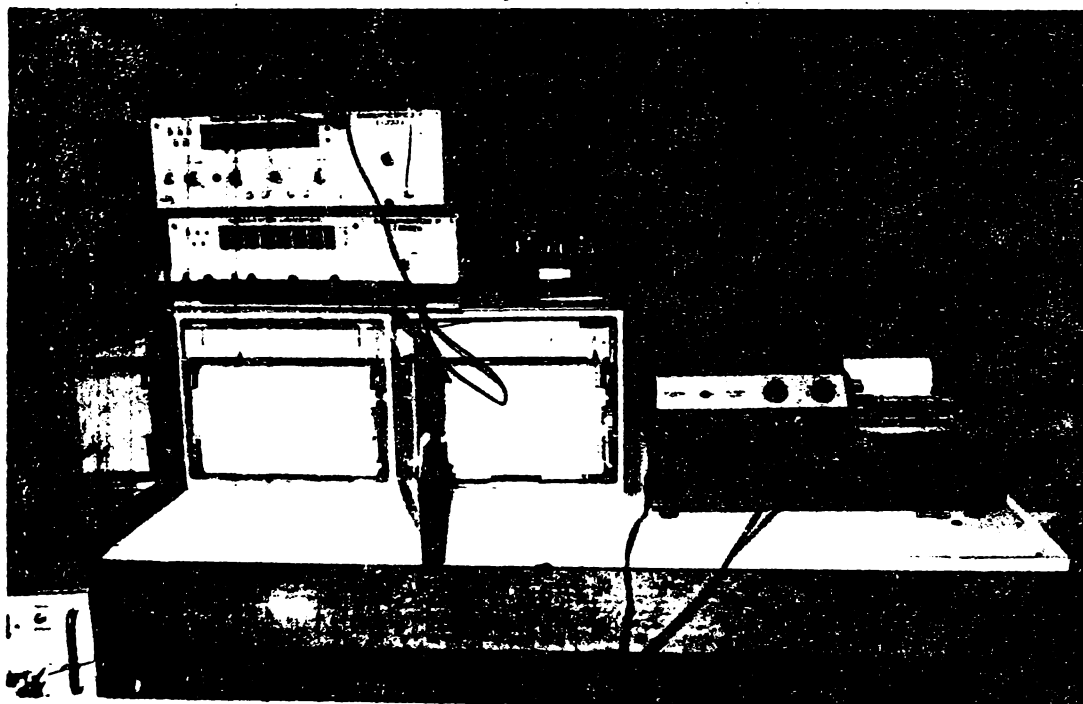
I. Incertitudinea determinării presiunii barometrice este de ± 14 mbar, iar pentru celelalte presiuni ± 15 Pa.

J. Temperatura aerului înconjurător s-a determinat cu o incertitudine de ± 1 °C.

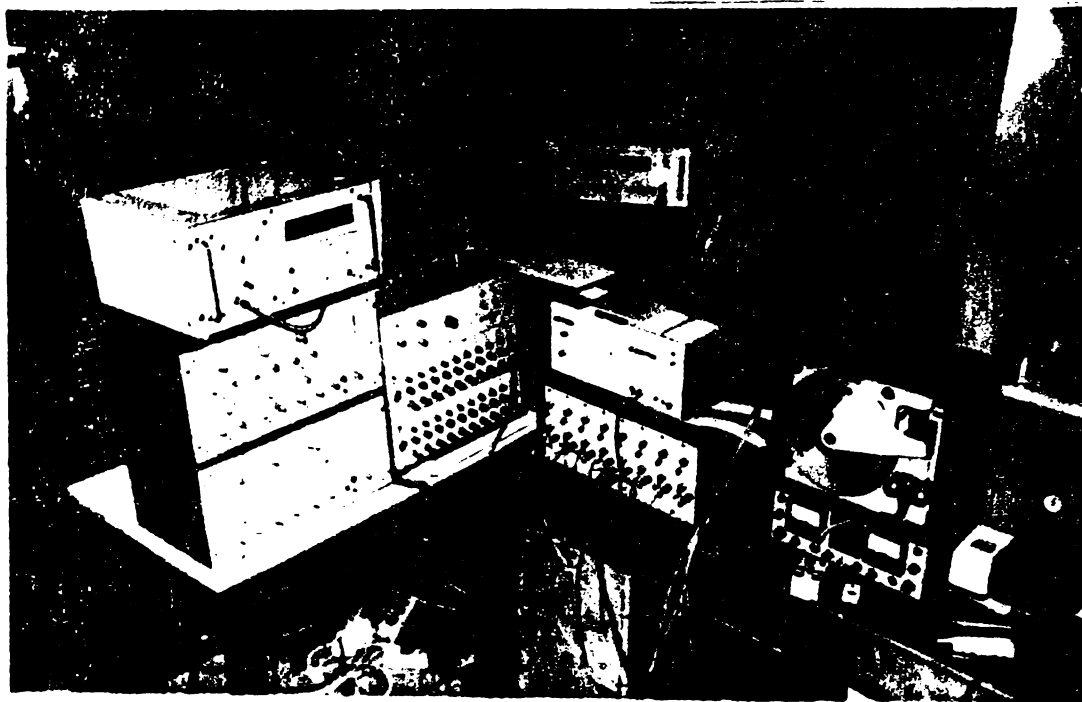
K. Determinarea cursei cremalierii pompei de injecție a căpătat un aspect calitativ, autorul nedispunând de caracteristica de debitare a pompei.

5.3. Programul de experimentare și concluzii

După punerea în stație și calibrarea mijloacelor de măsurat, s-a trecut efectiv la determinarea interacțiunii motor - turbosuflantă, prin încărcarea motorului după trei caracteristici funcționale : curba de elice, de generator și de sarcină.



Regimul de încărcare a motorului s-a comandat de la stația de măsurare Nr. 1 - fig. 50⁵⁷⁾ - înregistrarea mărimilor dinamice efectuându-se la stația Nr. 2 - fig. 51



Schema de principiu a întregii instalații de măsurat este redată în fig. 54.

Rezultatele măsurătorilor sînt redată în fișele de încercări (F.I. 1, ... 3) și prelucrare a

Fig. 50, 51 - Vedere de ansamblu a instalației experimentale

57) Vezi pag. 65.

datelor experimentale (F.P. 1,... 3). Inregistrări tipice pentru
ba de elice sînt redate în fig.26-27.

În concluzie, cu tot volumul mare de lucru, autorul poate să afi-
că încercările experimentale au fost indispensabile în validarea
gramului de calcul expus în § 3 și 4. Programul de experimentare
adaptată echipamentului de experimentare - nu a epuizat însă toa-
pectele pe care le comportă interacțiunea motor - turbosuflantă,
mîle determinate de autor fiind însă suficiente pentru a preciza
mod univoc această interacțiune.

FI 1 - Fişa de încercări pentru caracteristica de elice. Data : 18.IX.1977; $p_0 = 1.0092$ bar

Regim	T_0 K	ψ s	$m\dot{B}$ kg	I_{Ax} -	I_{Cr} -	f_m Hz	ΔP_{df} Pa	ΔP_l bar	T_l K	$T_{\alpha.T}^*$ K	$T_{\omega.T}^*$ K
1											
2	309	219.2	0.2	1753.3	1995.	7873.	1030.	0.1333	311.5	493	455
3	310	188.8	1.1	2360.9	2272.2	7929.6	1706.3	0.3066	315	552	518
4	310	206.6	1.5	2945.	2547.3	7978.3	2373.2	0.558	318	614	566
5	308	185.	1.8	3638.8	2833.6	8041.	3216.5	1.	321.5	676	616
6	306.5	181.	2.2	4661.9	3064.	8093.1	4854.2	1.728	326.	721	656
7	305	181.2	2.2	5695.	3370.7	8168.	7453.	3.1197	337.5	772	698
8	303	123.2	2.2	6400.	3496.	8211.	9355.4	3.933	342.	794	715

FP 1 - Fişa cu date prelucrate pentru caracteristica de elice

Regim	n min ⁻¹	Pe kW	Pe bar	be g/kWh	Pl bar	P α .C bar	Π_C -	$r_{s.c}$ -	$\dot{W}_{e.C}$ 3/(ciclu.c)	n_{TS} min ⁻¹	\tilde{n}_{TS} min ⁻¹	$m\dot{C}$ kg/s	$m\dot{C}$ kg/s
1													
2	748.13	52.	2.8192	284.2	1.02253	1.0031	1.0194	0.6729	11.46	5260	5078.	0.16623	0.1739
3	854.7	78.89	3.7438	265.86	1.0398	0.9965	1.0402	0.6957	25.779	7082.9	6827	0.2136	0.2246
4	955.4	106.98	4.5418	244.31	1.065	0.9959	1.06955	0.697	46.605	8835.	8516	0.2515	0.2655
5	1062.6	145.7	5.5616	240.4	1.1092	0.9908	1.1195	0.7406	77.506	10916.4	10916.4	0.292	0.3088
6	1149	181.6	6.4107	240.9	1.182	0.9826	1.2034	0.7616	142.067	13285.	13527	0.327	0.3798
7	1264	237.91	7.6344	242.2	1.3212	0.9669	1.3664	0.7696	274.149	17085	16602	0.440	0.4745
8	1311	269.44	8.3362	238.6	1.4025	0.95282	1.4719	0.7805	368.128	19202	18721	0.491	0.5355

FI 2 - Fișa de încercări pentru caracteristica de generator. Data : 15.IX.1977; $P_0 = 1.0132$ bar(Reg.1-4)
 18.IX.1977; $P_0 = 1.0092$ bar(Reg.5-8)

Regim	T_0 K	ν s	m_B^* kg	I_{Ax} —	I_{Cr} —	f_M Hz	ΔP_{df} Pa	ΔP_l —	T_l K	$\bar{T}_{\alpha.T}^*$ K	$\bar{T}_{\omega.T}$ —
1	303	273.6	0.9	2011.	3265.3	7728.6	2846.	0.0027	305.	531	516
2	307	28.4	1.4	2278.3	3245.3	7795.9	3014	0.016	311.	544	528
3	315	254.0	2.0	2810.4	3261.9	7893.1	3202.	0.04	322.	585	563
4	319	260.	2.3	3265.	3397.1	7924.0	3380.	0.0534	328.	601	578
5	308	202.9	1.9	3381.	3220.4	7960.8	3630.4	0.0706	318.5	606	581
6	306	182.3	1.9	2701.7	3257.1	8004.	4082.5	0.022	319.	631	602
7	306	186.4	2.1	4151.7	3232.3	8039.	4632.5	0.1268	323.	652	617
8	306	180.	2.5	4955	3214.9	8135.	6116.6	0.2097	331.5	707	668

FP 2 - Fișa cu date prelucrate pentru caracteristica de generator

Re- gim	n min ⁻¹	Pe kW	Pe bar	be g/kWh	P _l bar	P _{α.C} bar	Π _C —	η _{s.C} —	W _{e.C} 3/(ciclu.c)	η _{TS} min ⁻¹	n _{TS} min ⁻¹	m ¹ kg/s	m ¹ kg/s
1	1224.5	14.53	4813	814.77	1.0152	0.9995	1.0164	69905	2.371	6033.	5882.	2751.	2857
2	1217.	47.4	1.5798	379.2	1.0292	0.9888	1.0303	6511	19.2	6835.	6620.	2828	2955
3	1223.2	25.48	3.166	296.9	1.0532	0.9975	1.0558	6968	34.027	8431.	8062.	2912	3078
4	1273.9	115.27	3.6702	276.27	1.0666	0.9961	1.0707	6919	42.78	9795.	9307.	2989	3175
5	1233.9	129.92	4.2707	252.47	1.0798	0.9907	1.0899	7234	53.99	10143.	9808.	30943	3212
6	1221.4	149.84	4.976	250.4	1.1012	0.9888	1.1136	7278	71.64	11105.	10774.	3278	3385
7	1212.1	165.76	5.547	244.67	1.136	0.9863	1.1518	7345	100.206	12455	12083.	34883	3593
8	1205.6	211.44	7.1136	236.47	1.2189	0.9798	1.244	7648	171.3	14866	14422.	398	4073

FI 3 - Fișa de încercări pentru caracteristica de sarcină. Data : 20.IX.1977; $P_0 = 1.01125$ bar

Regim	T_0 K	ψ s	$m_{\dot{B}}$ kg	I_{Ax} -	I_{Cr} -	f_m Hz	ΔP_{df} Pa	ΔP_l bar	T_l K	$T_{\alpha.T}^*$ K	$T_{\omega.T}^*$ K
1	293	193.1	3.31	5874.3	3547.7	8202	8841.	.33591	331	812	729
2	296	180.8	3.05	5630.7	3473.3	8193	6744.	.28821	331	804	724
3	306	182	2.7	5319.7	3236.5	8188	5806.	.24519	335	777	705
4	314	182.8	2.4	5051.7	3003.7	8154	4690.	.2044	339	751	685
5	315	181	2.1	4449.	2857.1	8150	3653.	.14905	334	734	672
6	314	180.2	1.85	3799.7	2452.	8151	2834.	.10047	327.5	703	657

FG 3 - Fișa cu date prelucrate pentru caracteristica de sarcină

Re- gim	n min^{-1}	P_e kW	P_e bar	b_e g/kWh	P_l bar	$R_{\alpha.C}$ bar	T_C -	$\eta_{s.C}$ -	$\dot{W}_{e.C}$ J/(cicluc)	η_{TS} min^{-1}	\bar{n}_{TS} min^{-1}	m_c' kg/s	\bar{m}_c kg/s
1	1330.4	258.77	7.893	238.7	1.34716	.95829	1.4058	.78023	288.8	17623.	17472.	.47827	.49605
2	1302.5	248.41	7.737	244.47	1.29946	.97356	1.33475	.72009	244.9	16892.	16663.	.42026	.44342
3	1213.7	229.03	7.655	233.18	1.25644	.97907	1.2833	.77176	202.6	15959.	15483.	.39053	.4166
4	1126.4	197.15	7.1005	239.74	1.21565	.98537	1.2337	.76913	170.91	15155.	14514.	.35171	.37763
5	1071.4	185.8	7.03	224.48	1.1603	.99108	1.1708	.7566	118.8	13347.	12762.	.31098	.3325
6	919.5	159.82	7.05	231.25	1.11172	.9958	1.11641	.73625	85.9	11399.	10917.	.2743	.2914

CAPITOLUL 6

VALORIFICAREA CERCETĂRII

6.1. Generalități

Indicii tehnico-economici ai motoarelor depind în mod direct de perfecțiunea proceselor termogazodinamice precum și de fiabilitatea părții constructive a motorului și turbosuflantei. Deși enunțate separat, cele două aspecte caracteristice funcționării motorului nu sînt independente, presiunea medie efectivă și frecvența de rotație putînd fi crescute numai în corelație cu stările de tensiune admisibile în principalele organe ale motorului. La rîndul lor, eforturile unitare admisibile depind în principal de tehnologiile de fabricație, de calitatea materialelor utilizate precum și de forma geometrică a principalelor organe ale motorului.

Activitatea de cercetare desfășurată de autor pe parcursul celor opt ani aferenți elaborării tezei de doctorat a fost orientată spre următoarele direcții principale :

- a) - elaborarea unei metode unitare de analiză+sinteză a performențelor funcționale ale motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentarea, cu considerarea interacțiunii existente între motor și turbosuflantă;
- b) - cercetarea eforturilor unitare efective și determinarea tensiunilor admisibile - în corelație cu calitatea materialelor, tehnologiile de fabricație și forma geometrică - la principalele organe componente mecanismului motor : arbore motor, lagăre maneton și palier, biele și chiulase;
- c) - elaborarea unor metode și mijloace de măsurare - inclusiv la nivel de documentație de execuție și prototip - pentru stabilirea pe cale experimentală a interacțiunii dintre motor și turbosuflantă;
- d) - elaborarea unor programe sursă scrise în limbaj FORTRAN IV în vederea soluționării algoritmilor de calcul create și a prelucrării automate a datelor experimentale.

6.2. Valorificarea pe cale contractuală a rezultatelor cercetării

Parametrii funcționali s-au modelat de autor prin considerarea motorului ca un sistem neholonom, fapt care a presupus cunoașterea în prealabil a condițiilor de restricție. În acest sens autorul a elabo-

rat : algoritme de calcul pentru evaluarea eforturilor unitare efective la arborii motori, biele și chiulase, concomitent cu determinarea tensiunilor admisibile la oboseală; algoritme pentru determinarea condițiilor de ungere hidrodinamică, în condiții de solicitare nestaționară a lagărelor manetoane și palier; algoritme pentru calculul echilibrării mecanismelor motoare.

Cercetările enumerate s-au efectuat pe bază de contracte încheiate între Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara și I.C.M. Roșița (Nr. 2703/1972; Nr. 11417/1975) respectiv I.N.M.T. București (207/1975), fiind materializate prin 12 protocoale și 6 programe sursă elaborate de autor : WELMØ (144/22.33K/155")⁵⁷⁾; WELLE (984/59.04K/1427"); ARØM6 (615/52.1K/763"); ARØM8 (779/57.12K/1019"); PLEUEL (94/26.61K/161") și HYDRØL (582/49.25K/669").

La elaborarea algoritmilor menționate, autorul a ținut cont de rezultatele unor cercetări experimentale publicate relativ recent de către firme prestigioase în construcția de motoare (Daimler Benz și Klöckner-Humboldt-Deutz). Pe baza considerentelor menționate, prin utilizarea programelor WELMØ și WELLE, I.C.P.E.H. Roșița a întocmit documentația pe baza căreia s-a obținut de la Registrul Naval Român autorizația de utilizare a arborilor cotiți aferenți motoarelor 6LDSR28-H și ALCØ16R251/FMA destinate propulsiei navale.

Prin prelucrarea datelor obținute în urma exploatării programelor sursă enumerate, autorul a constatat influența directă a presiunii maxime de ardere asupra stărilor de efort din arborii motori și biele, respectiv a gradientului de creștere a presiunii din cilindru asupra grosimii stratului de lubrifiant ai lagărelor maneton și palier.

Metoda de sinteză a performanțelor funcționale ale motoarelor Diesel în patru timpi cu turbosupraalimentate precum și algoritmele de calcul prezentate în anexe au servit autorului la calcularea diagramelor indicate ale familiei de motoare de 350-1100kW în concepție românească, precum și la calculul de rezistență a chiulasei motorului ALCØ16R251/FLØ.

6.3. Lucrări publicate și comunicate

În paralel cu activitatea contractuală, autorul a publicat și co-

⁵⁷⁾ Nr. total de instrucțiuni, lungime în stare editată și timp total de calcul.

municat o parte din rezultatele cercetărilor dezvoltate în teză.

Lucrările publicate au tratat probleme de sinteză dimensională (2 lucrări publicate în 1972/Reșița și câte una în 1973/București respectiv în 1975/London,⁵⁸⁾) analiză funcțională (câte una în 1970, 73/București⁵⁸⁾, una în 1975/Brno⁵⁸⁾ și patru în 1976/Reșița) a motoarelor Diesel în patru timpi cu turbosupraalimentare, inclusiv calculul unor echipamente specifice sistemelor de supraalimentare (compresoare elicoidate).

Cu ocazia unor sesiuni organizate la Timișoara, Reșița, Brașov și București, autorul a mai comunicat un număr de 10 lucrări în care a analizat în mod deosebit aspecte legate de calculul interacțiunii dintre motor și turbosuflantă, precum și stabilitatea și convergența integrării numerice a sistemelor de ecuații diferențiale atașate modelelor matematice cu care s-a descris această interacțiune.

6.4. Mijloace și metoda de măsurare

Necesitatea stabilirii pe cale experimentală a regimului de funcționare a motorului (și implicit a interacțiunii motor-turbosuflantă) a impus autorului realizarea unor traductoare - la nivel de prototip - adecvate măsurării în regim dinamic⁵⁹⁾ a presiunilor din sistemele termodinamice componente motorului turbosupraalimentat, precum și a poziției momentane a arborelui motor (baza de timp Δ domeniul de integrare D).

Exploatarea traductoarelor menționate - în conformitate cu programul de încercări experimentale - a confirmat pe deplin principiul metodei de măsurare în cazul traductorului de poziție a arborelui motor și a traductoarelor pentru presiunile p_{CQ} și p_{ev} . Cu aceeași ocazie a fost pusă în evidență necesitatea utilizării traductoarelor de presiune piezoelectrice pentru ridicarea cu o mare fidelitate a diagramelor indicate.

Instalația de măsurat utilizată de autor a permis transmiterea în condiții optime a semnalelor de ieșire furnizate de traductorii primari la aparatele de măsurat indicatoare și înregistratoare.

58) Congrese internaționale

59) Autorul nu a avut posibilitatea procurării din import a traductoarelor tipizate, destinate măsurătorii în regim dinamic și la temperaturi ridicate a presiunilor din cilindru și colectoarele de admisiune și evacuare.

6.5. Concluzii privind valorificarea cercetărilor privind stabilirea interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi , și turbosuflanta de supraalimentare

Cercetările teoretice și experimentale desfășurate de autor au condus la elaborarea unui complex de programe sursă capabile să sintetizeze și analizeze performanțele funcționale ale motoarelor Diesel atât sub aspectul proceselor termogazodinamice cât și al calculului de rezistență a principalelor piese componente mecanismului motor (arbore cotit, bielă, lagăre, chiulasă).

Programele sursă create de autor pentru stabilirea regimului de funcționare a motorului - cu considerarea interacțiunii existente între motor și turbosuflantă - însumează ⁶⁰⁾ 3249 instrucțiuni cu o lungime totală în stare editată de $\approx 394K$ și un timp de calcul de $\approx 3300''$.

Programele sursă pentru determinarea condițiilor de restricție introduse de partea constructivă a motorului însumează - pentru tipurile curente de motoare cu 6 cilindri în linie, respectiv 6÷8 și 16 cilindri în V - 3198 instrucțiuni, $\approx 266 K$ lungime și 4194'' timp efectiv de calcul.

La un motor cu 16 cilindri în V, analiza parametrilor funcționali și a stărilor de tensiune ar necesita - fără segmentarea programului sursă având ≈ 3500 instr. - un calculator cu o memorie internă de cel puțin 250 K, timpul de calcul fiind $\approx 8809''$.

Grupînd în mod convenabil subprogramele componente programelor principale există însă posibilitatea - de care a făcut uz autorul în cadrul tezei de doctorat - de a studia în mod eficient influența unui mare număr de factori constructivi și funcționali asupra indicilor tehnico-economici ai motorului turbosupraalimentat, reducîndu-se în mod corespunzător ciclul de cercetare-proiectare-producție.

Parte din rezultatele obținute de autor au fost publicate (11 lucrări) sau comunicate (10 lucrări) cu ocazia unor sesiuni și conferințe naționale (Timișoara, Reșița, Brașov, București) sau internaționale (București, Brno, London).

De asemenea autorul a elaborat mijloace de măsurare de concepție originală, realizînd și schema principială a instalației pentru stabilirea pe cale experimentală a interacțiunii motor - turbosuflantă.

Pe baza celor expuse, autorul consideră că s-a încadrat în tematica de cercetare stabilită în planul de pregătire a tezei de doctorat, rezultatele obținute fiind aplicate în mod operativ în proiectarea și producția motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimen-

CAPITOLUL 7

CONCLUZII FINALE PRIVIND STABILIREA INTERACȚIUNII MOTOR - TURBOSUFLANTA

Alături de concluziile redată în capitolele 1 ÷ 6, autorul prezintă în continuare principalele concluzii rezultate în urma elaborării tezei :

1° - Statisticile și prognozele privind consumul mondial de hidrocarburi lichide denotă faptul că motorul cu ardere internă va continua să fie utilizat - cel puțin în următoarele două decenii - ca transformator de energie termochimică în energie mecanică.

Rezervele limitate de hidrocarburi lichide, prescripțiile oficiale privind poluarea chimică și acustică impun firmelor producătoare continua îmbunătățire a indicilor tehnico-economici ai motoarelor, proces însoțit și condiționat de eforturi financiare deosebite.

2° - Îmbunătățirea indicilor tehnico-economici se poate realiza - în special în cazul motoarelor Diesel - prin turbosupraalimentare, procedeul prezentând cheltuieli minime în raport cu efectul obținut.

3° - Tendințele de dezvoltare a motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate vizează în primul rând creșterea în continuare a presiunii medii efective până la valori de 27 ÷ 35 bar, la o viteză medie a pistonului de cel puțin 10 m/s. În acest fel factorul de densitate σ al motoarelor turbosupraalimentate va atinge încă în actualul deceniu - la o putere raportată la aria pistoanelor de cel puțin 1 kW/cm² - valori de cel puțin 300, ... 350 bar.m/s .

4° - Realizarea în timp oportun a indicilor de performanță enunțați presupune existența unor metode și mijloace deosebit de complexe de analiză și sinteză, calculatoarele numerice și cele de proces având un rol predominant în această direcție.

5° - Din cercetarea bibliografică - extinsă la peste 190 de titluri - autorul a ajuns la concluzia că țările puternic industrializate controlează în mod restrictiv nivelul și calitatea informațiilor referitoare la direcțiile și metodele de cercetare aferente motoarelor turbosupraalimentate, precum și cele referitoare la echipamentele de prelucrare automată a datelor.

6° - În conformitate cu programul național de dezvoltare și asimilare a motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate, rezultă necesitatea obiectivă de a dezvolta și la noi în țară programe de cercetare complexe, capabile să contureze eficiența unor variante constructive încă din faza de proiectare. În acest context

general se înscrie și teza de doctorat elaborată de autor, atât prin tematica abordată cât și prin metodica de soluționare propusă și verificată pe cale experimentală.

7° Procesele termogazodinamice aferente ciclului motor au un caracter nestaționar. Din acest motiv, regimul de funcționare al motorului - deci implicit motor-turbosuflantă - nu se poate stabili prin calcul numai pe baza datelor constructive ale motorului. În consecință, el se consideră alcătuit din sisteme termodinamice macroscopice omogene sau eterogene, interacțiunea fiind simulată cu ajutorul unor modele matematice adecvat stabilite. În acest context, volumul cercetărilor teoretice și experimentale precum și capacitatea mărită a calculatoarelor numerice din generația a treia constituie premisele necesare elaborării unor modele matematice independente de experiment.

8° - În urma elaborării și testării modelelor matematice autorul a putut conchide următoarele :

8.1. - Modelul matematic pentru calculul proprietăților termodinamice ale fluidului motor - materializat prin 8 subrutine (179 instrucțiuni, 4.84 K lungime) deduse pe baza a două programe independente (INTERPOL și VERGAS, Anexa A 1÷2) - permite determinarea funcțiilor directe și inverse aferente proprietăților termodinamice cu o eroare medie patrată sub 5.88 % - fig. A 2.1 ÷ A 2.3 - în raport cu proprietățile termodinamice de referință. În cazul motoarelor Diesel, turbosupraalimentate presiunea nu depășește 150 bar, iar temperatura este limitată la 2300 ÷ 2400 K, presiunile ridicate fiind asociate întotdeauna temperaturilor maxime. Pe baza acestor observații, analiza comparativă efectuată de autor - Anexa A 3 și fig. A 3.1 ÷ A 3.3 - denotă faptul că funcțiile termodinamice ale fluidului motor determinate pe baza ipotezei gazului ideal aproximează cu o eroare relativă sub 1.5 % proprietățile termodinamice ale gazelor de ardere calculate pe baza ipotezei gazului real. Modelul matematic pentru funcțiile directe ($c_v(T, \lambda)$; $h(T, \lambda)$; $s(T, \lambda)$; $T^*(T, \lambda)$; $\frac{\partial u(T, \lambda)}{\partial \lambda}$) și inverse ($T_h(h, \lambda)$; $T_s(s, \lambda)$; $T_{T^*}(T^*, \lambda)$) reprezintă de fapt o diagramă h-s a gazelor de ardere puse sub formă analitică.

8.2. - Modelul matematic pentru procesul de ardere a fost materializat prin caracteristica de degajare a căldurii pusă sub formă exponențială (57 instrucțiuni, 1.352 K lungime). Parametrii caracteristicii (m ; $\varphi_{i, ar}$; $\Delta \varphi_{ar}$) s-au determinat cu ajutorul unui program de prelucrare a diagramei indicate, program elaborat pe baza proprietăților de „netezire” a funcțiilor spline de ordinul trei (fig. F 1 și Anexa A 4).

8.3. - Modelul matematic pentru calculul schimbului de substanță

Între sisteme permite luarea în considerare a dependenței capacităților calorice masice de temperatură. Modelul în sine este materializat prin patru subrutine (214 instrucțiuni și 4.912 K lungime) care permit pe de o parte determinarea regimului de curgere și a mărimilor de stare în secțiunea minimă, respectiv a ariilor efective controlate de rețeaua statorică de palete a turbinei și de supape. În acest din urmă caz ecuația de conservare a masei este consistentă în raport cu relațiile de calcul a ariilor efective numai în măsura în care acestea sînt definite ca „arii izentropice” echivalente secțiunilor minime de curgere controlate de supape. Aceste „arii izentropice” efective se pot determina pe baza măsurătorilor în regim staționar (fig. F 2), rezultatele obținute fiind utilizate și în cazul unor curgeri în regim cvasistaționar.

8.4. Transferul de căldură în regim cvasistaționar dintre fluidul motor și pereții cilindrului s-a modelat prin ecuațiile semiempirice ale lui Woschni-Zapf (28 instrucțiuni, .848 K lungime), coeficienții β ; β_3 fiind determinați pe baza programului AUSWERT de prelucrare a diagramei indicate. Modelul matematic astfel elaborat ia în considerare și dependența temperaturii pereților cilindrului de regimul de funcționare al motorului ($n; m_b^+$). Căldura totală schimbată de fluidul motor cu pereții cilindrului se încadrează - pentru motorul analizat - în limitele date în literatura de specialitate ($(.18 \div .19) \times m_b^+ \cdot H_U$). Schimbul de căldură dintre gazele arse și pereții colectoarelor de evacuare se poate aprecia în bune condiții prin relațiile lui Whitehouse, căldura totală schimbată de fluidul motor cu pereții izolați ai colectoarelor nedepășind la regimul nominal de funcționare $.001 \times m_b^+ \times H_U$.

8.5. - Energia mecanică disipată în motor sub formă de căldură depinde în principal de frecvența de rotație a arborelui motor respectiv presiunea de supraalimentare, și în mai mică măsură de temperatura uleiului și presiunea medie efectivă. Modelul matematic - cu luarea în considerație a dependențelor funcționale enumerate - se poate determina cu suficientă exactitate pe baza curbei Willans, așa cum este ea redată în fig. F 7. În urma rulării programului SUPRAMØ, abaterea maximă a presiunilor medii efective calculate ⁶¹⁾ față de cele măsurate a fost de maximum 3.5 % (8.18 față de 8.336 bar la 1311 rot/min respectiv 6.862 față de 7.11 bar la 1203 rot/min).

61) Curba de elice respectiv de generator.

8.6. - Modelul matematic - 39 instrucțiuni, .848 K lungime - pentru determinarea regimului staționar de funcționare a compresorului determină dubla dependență funcțională dintre debitul \dot{m}'_C și raportul de presiuni Π_C (parametrii independenți), respectiv randamentul izentropic $\eta_{s.C}$ și frecvența de rotație \bar{n}_{TS} a turbosuflantei (parametrii dependenți). Modelul se bazează pe caracteristica universală a compresorului (fig. F 3, F 5), fiind necesară liniarizarea pe două domenii de presiuni în cazul supraalimentării de medie presiune, și în trei domenii în cazul supraalimentării de înaltă presiune. În aceste condiții abaterile valorilor calculate pentru $\eta_{s.C}$ și \bar{n}_{TS} față de valorile precizate de caracteristica universală sînt sub 0.5 %.

8.7. - Considerînd un regim cvasistaționar pentru funcționarea turbinei, abateri mai însemnate ale debitului și lucrului mecanic util au loc la cifre Strouhal de peste .004, fapt care permite elaborarea modelului matematic - 17 instrucțiuni, .376 K lungime - pe bara caracteristicii universale - fig. F 4, F 6 - și a curbelor de conexie pentru randament și arie efectivă.

În cazul unor turbine radiale la care nu se dispune de caracteristica universală (cazul cel mai frecvent întîlnit în practică), autorul a elaborat - pornind de la datele constructive ale rețelei statorice și rotorice de palete - un algoritm de determinare a parametrilor funcționali (Anexa A 5), cu considerarea fenomenelor de disipare a energiei. Algoritmul astfel elaborat a fost particularizat pentru turbina 4MF/K.K.K cu o arie a secțiunii minime statorice de 35.4 cm².

9^o - Interacțiunea motor-turbosuflantă se poate stabili prin calcul numai pe baza metodei ciclului real, cu considerarea modelelor matematice enumerate. Cu toate că procesul de schimbare a gazelor este descris mai fidel prin considerarea unui regim nestaționar de curgere a fluidului motor prin colectoare și turbină, regimul de funcționare al motorului turbosupraalimentat nu se poate calcula în stadiul actual de dezvoltare a tehnicii decît prin considerarea unui regim cvasistaționar pentru schimbul de substanță și căldură. Pe măsură ce presiunea de supraalimentare crește, această ipoteză reflectă din ce în ce mai veridic procesele termogazodinamice din cilindru, colectoare și turbină. Capacitatea limitată a memoriei interne a calculatorului numeric impune chiar și în acest caz segmentarea programului de calcul.

9.1. - Regimul stabilizat de funcționare al motorului turbosupraalimentat a fost definit de autor prin soluția proprie γ_p aferentă sistemului de 24 de ecuații integro-diferențiale, cu îndeplinirea funcției de scop $Z(\gamma)$ care precizează echilibrul energetic dintre compre-

ser și turbină. Prin particularizarea modelelor matematice la un anumit tip de motor - în funcție de vectorul parametrilor independenți

\mathcal{X} - se poate determina matricea regimurilor de funcționare MF, coloanele matricii fiind vectorii parametrilor funcționali (f) deduși pe baza vectorilor valorilor proprii \bar{V} și a soluției proprii \bar{y}_p . În cazul încărcării motorului MB 836 Eb după curba de elice, matricea este redată - pentru patru regimuri distincte de funcționare - în fig. F 10, variația unor elemente ale vectorului \bar{y}_p în raport cu domeniul de integrare D fiind redată în fig. F 8 + F 9.

9.2. - Instabilitatea inerentă cauzată de caracteristica de degajare a căldurii se poate elimina numai prin optimizarea pasului de integrare în raport cu coeficientul de formă m. În cazul motoarelor Diesel turbosupraalimentate numărul minim de intervale în care se necesită divizarea subdomeniului aferent arderii și destinderii este de 128, influența mărimii pasului de integrare fiind pusă în evidență prin datele din Tab. 18.

Tab.18. Influența pasului de integrare asupra mărimilor caracteristice arderii și destinderii ⁶²⁾

Nr crt	$\Delta\varphi$ °RAM	P _{max} bar	\dot{P}_{max} bar °RAM	T _{max} K	W _{ip} J/(ciclu.c)	Q _{Z.p} J/(ciclu.c)	P _Z ($\varphi_{d.Se}$) bar	T _Z ($\varphi_{d.Se}$) K	λ_z ($\varphi_{d.Se}$)
1	1.5	77.423	2.2652	2040.8	6592.3	1434.3	7.07923	1310.0	1.6865
2	2	77.419	2.2649	2059.9	6596.9	1432.4	7.0828	1310.3	1.6865
3	2.5	77.185	2.2598	2037.3	6607.5	1423.0	7.1224	1310.6	1.6865
4	3.5	76.103	2.216	2018.8	6735.0	1390.4	7.123	1303.6	1.6865

Optimizarea pasului de integrare se poate realiza în condiții bune cu ajutorul criteriului de convergență C_{ar} expus în schema logică a subprogramului ARDEX, integrarea numerică fiind stabilă pentru C_{ar} ∈ [0.01...1].

9.3. - Instabilitatea inerentă cauzată de schimbul de substanță pe perioada procesului de baleiaj și pentru $\varphi \rightarrow \varphi_{inv}$ ⁶³⁾ se poate elimina numai printr-o integrare „forțată”. Chiar și în aceste condiții pasul de integrare pe subdomeniul D_{bd} nu poate să scadă sub 1° RAM. Influența pasului de integrare asupra mărimilor caracteristice

62) P_{ad} = 2.38 bar; T_{ad} = 438 K; λ_{ad} = 100; m_b = .00036 Kg/ciclu.cil; m = 1.75; $\Delta\varphi_{ar}$ = 55.5°RAM; $\varphi_{i,ar}$ = 178.5°RAM. Sursa : L 18 testare segment KOMAREX (641 instrucțiuni, 47.592 K lungime).

63) $\varphi_{inv} \approx 540$ °RAM.

baleiaajului este redată ⁶⁴⁾ în tab. 19.

Tab.19. Influența pasului de integrare asupra mărimilor caracteristice baleiaajului

$\Delta\varphi$	$(W_{jp}^*)_{ba}$	$(Q_{Zp}^*)_{ba}$	$\frac{m_{Ca.Z}^*}{m_{ref}}$	$\frac{m_{Z.Ca}^*}{m_{ref}}$	$\frac{m_{Z.Ce}^*}{m_{ref}}$	$\frac{m_{Ce.Z}^*}{m_{ref}}$	$\frac{m_T^*}{m_{ref}}$	$\frac{z_T}{z} \cdot W_{s.T}^*$	$\frac{z_T}{z} \cdot W_{u.T}^*$
$^{\circ}RAM$	$^{3/}(\text{ciclu.c})$	$^{3/}(\text{ciclu.c})$						$^{3/}(\text{ciclu.c})$	$^{3/}(\text{ciclu.c})$
1	-386.5	66.5	.23703	.05994	.28921	.00277	.40883	615.4	443.1
1.25	-387.2	66.3	.23813	.06059	.29193	.00583	.41194	619.7	446.3
1.5	-384.5	68.6	.23215	.05684	.28703	.01166	.40549	610.7	439.6

9.4. - Analize similare efectuate asupra proceselor de admisiune și evacuare ⁶⁵⁾ au condus la concluzia că pasul optim de integrare pe aceste subdomenii este de 1.5 $^{\circ}RAM$.

9.5. - Exploatarea celor două segmente independente de program (KOMAREX și EXCHANGE) au pus în evidență diferențe substanțiale între numărul ciclurilor de iterații după care se realizează convergența pentru perioada de înaltă presiune a ciclului (2÷3) și cea de joasă presiune (8÷9). Pe de altă parte autorul a constatat că procesele termodinamice caracteristice schimbării gazelor sînt practic independente de procesele de compresie - ardere - destindere, în măsura în care modelele matematice pentru transferul de căldură și caracteristica de degajare a căldurii se conservă. Această constatare permite efectuarea unor studii de influență (geometria și fazele distribuției, caracteristica universală a turbinei și compresorului, volumul colectoarelor de evacuare etc) exclusiv cu segmentul EXCHANGE, rularea întregului program SUPRAMO nefiind necesară.

10^o - Cu ocazia particularizării programului sursă la datele constructive și funcționale ale motorului 6 RMB 493/6÷LMB 836 Bb și ale turbosuflantelor RR 150- CH 3000÷ VTR 200 - Z4/R 267, autorul a efectuat unele studii de influență cu următoarele concluzii mai importante:

10.1. - Pentru perioada de înaltă presiune a ciclului s-a studiat influența mărimilor de stare la sfîrșitul admisiunii (p_{ad} ; T_{ad}), a căldurii schimbate cu pereții (Q_{Zp}^*) și a caracteristicii de degajare a căldurii (m ; $\varphi_{i.ar}$; $\Delta\varphi_{ar}$) asupra presiunii și temperaturii maxime de ardere (p_{max} , T_{max}), a presiunii și temperaturii fluidului motor la începutul evacuării (p_z , T_z) $\varphi_{d.Se}$ precum și asupra lucrului mecanic W_{jp}^* . Rezultatele cantitative obținute - fig. F 12:

⁶⁴⁾ Determinate pe baza programului SPUM (884 instrucț-56.568Klungime)

F 13 - permit enunțarea următoarelor constatări :

a) - odată cu creșterea presiunii p_{ad} și a scăderii cantității de căldură $Q_{Z.p}^+$; p_{max} ; $p_z(\varphi_{d.Se})$ și W_{ip}^+ cresc, în timp ce T_{max} scade. Dependențele sînt aproape liniare în raport cu p_{ad} - fig. F 12, pag 1/2 ;

b) - creșterea temperaturii T_{ad} și micșorarea cantității de căldură $Q_{Z.p}^+$ are drept consecințe creșterea temperaturilor T_{max} și $T_z(\varphi_{d.Se})$ respectiv micșorarea mărimilor p_{max} ; $p_z(\varphi_{d.Se})$ și W_{ip}^+ , variațiile fiind de asemenea aproape liniare în raport cu T_{ad} - fig. F 12, pag. 2/2;

c) Odată cu creșterea unghiului $\varphi_{i.ar}$ și a duratei arderii aparente $\Delta\varphi_{ar}$, atît W_{ip}^+ cît și $Q_{Z.p}^+$ scad, scăderea fiind cu atît mai accentuată cu cît parametrul de formă are valori mai ridicate - fig. F 13, pag. 1/4;

d) - în condițiile de mai sus, atît presiunea $p_z(\varphi_{d.Se})$ cît și temperatura $T_z(\varphi_{d.Se})$ cresc, creșterea avînd un gradient neuniform - fig. F 13, pag. 2/4;

e) - odată cu creșterea lui $\varphi_{i.ar}$ și $\Delta\varphi_{ar}$ presiunea și temperatura maximă de ardere (p_{max} , T_{max}) scad, creșterea parametrului de formă avînd un efect opus - fig. F 13, pag. 3/4;

f) - creșterea duratei arderii aparente $\Delta\varphi_{ar}$ are drept consecință creșterea mărimilor de stare la începutul evacuării ($p_z(\varphi_{d.Se})$, $T_z(\varphi_{d.Se})$) și scăderea parametrilor W_{ip} , $Q_{Z.p}^+$, p_{max} și T_{max} , valorile absolute fiind în corelație - cu excepția temperaturii T_{max} - cu parametrul de formă (fig. F 13, pag. 4/4) m.

10.2. - Pe perioada de joasă presiune a ciclului s-au considerat drept parametri independenți unghiul de deschidere a supapelor de evacuare ($\varphi_{d.Se}$), ariile efective maxime controlate de supape ($A_{e.Sa,Se}$), aria secțiunii geometrice controlate de rețeaua statorică a unui segment de turbină ($A_{g.T}$), precum și mărimea volumului colectorului de evacuare (V_{Ce}). Ca parametri dependenți s-au considerat : gradul de utilizare a încărcăturii proaspete și coeficientul de umplere (λ_a, λ_l); temperatura medie a gazelor arse din amonte și aval de turbină ($\bar{T}_{\alpha.T}$, $\bar{T}_{\omega.T}$); lucrul mecanic util și randamentul izentropic mediu al turbinei ($W_{u.T}$, $\bar{\eta}_{s.T}$); lucrul mecanic al perioadei de joasă presiune W_{jp}^+ și căldura schimbată cu pereții $Q_{Z.p}^+$. Prin prelucrarea rezultatelor cantitative redată în fig. F 14, ... 17, se pot concluziona următoarele :

a) - unghiul de deschidere $\varphi_{d.Se}$ a supapelor de evacuare influențează în mod nemijlocit - fig. F 14 - lucrul mecanic W_{jp}^+ , căldura schimbată cu pereții $Q_{Z.p}^+$, precum și regimul termic ($\bar{T}_{\alpha.T}$

$\bar{T}_{\omega.T}$) și randamentul turbinci $\bar{\eta}_{s.T}$. De asemenea, începînd cu o anumită valoare (în cazul cercetat de $\sim 315^\circ$ RAM), a unghiului de deschidere a supapelor de evacuare, atît gradul de utilizare a încărcăturii proaspete λ_a cît și coeficientul de umplere λ_l scad.

b) - geometria distribuției - materializată prin ariile efective controlate de supape $A_{e.Sa,Se}$ - influențează în principiu (fig.F 15) numai gradul de utilizare a încărcăturii proaspete λ_a , celelalte mărimi fiind influențate în mai mică măsură ($W_{jp}^*, W_{u.T}^*, Q_{z.p}^*$) sau deloc ($\lambda_l, \bar{T}_{\alpha,\omega.T}, \bar{\eta}_{s.T}$);

c) - aria secțiunii geometrice a unui segment de turbină ($A_{g.T}$) influențează în mod direct parametri funcționali ai turbinei ($\bar{\eta}_{s.T}, W_{u.T}^*, \bar{T}_{\alpha,\omega.T}$), existînd și posibilitatea de a optimiza această mărime ⁶⁶⁾. $A_{g.T}$ influențează de asemenea în mod hotărîtor atît parametri λ_a și λ_l , cît și lucrul mecanic al perioadei de înaltă presiune. Pentru o anumită valoare a secțiunii $A_{g.T}$, aria efectivă maximă controlată de supapa de evacuare are o influență relativă însemnată numai asupra temperaturilor din amonte și aval de turbină ($\bar{T}_{\alpha,\omega.T}$);

d) - raportul dintre volumul colectorului de evacuare și cilindrul motorului (V_{Ce}/V_h) influențează în mod hotărîtor - fig. F 17 - toți parametri dependenți enumerați, variații antagoniste fiind constatate la ($W_{jp}^*; W_{u.T}^*$) și ($\bar{\eta}_{s.T}; Q_{z.p}^*$);

e) - cu toate că programul sursă a permis analizarea și altor factori de influență (fazele și forma legilor de deschidere a supapelor, forma caracteristicilor universale ale turbosuflantei, mărimile de stare ale fluidului motor la începutul evacuării, etc), autorul a ținut cont de costul ridicat al acestor cercetări ⁶⁷⁾ și a limitat parametrii independenți la cei enumerați în cadrul punctului 10.2.

f) - timpul de calcul pentru un ciclu complet poate fi micșorat în mod substanțial dacă presiunea de supraalimentare (p_l) și debitul trecut prin compresor (\dot{m}'_C) se inițializează pe baza diagramei adimensionale de consum a motorului, diagrama valabilă pentru diferite tipodimensiuni de motoare Diesel în patru timpi turbosupraalimentate.

11^o - Prin prelucrarea diagramei indicate aferente unui regim de

66) În cazul cercetat - fig. F 16 - această valoare corespunde cu 21 cm^2 , secțiune aferentă turbinelor turbosuflantelor RR 150 și VTR 200.

67) Fiecare studiu de influență care implică analizarea a doi parametri independenți în 4 și 3 variante distincte (12 cicluri) a durat cca 1.5 ore de calculator.

funcționare de referință ($p_e = 10.93 \text{ bar}$; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$) a motorului 6 RMB 493, respectiv pe baza caracteristicilor universale ale turbosuflantelor RR 150 și VTR 200 s-a putut stabili prin calcul interacțiunea motor-turbosuflantă, rezultatele obținute fiind trecute în fig. F 10. Cele patru regimuri distincte de funcționare corespund la o încărcare a motorului după caracteristica de elice, domeniul de valabilitate al programului SUPRAM ϕ fiind extins pînă în momentul apariției contrabaleiajului ($\lambda_G = 1$). În decursul exploatării programului nu s-a constatat „abandonuri”, fapt care denotă eficiența criteriilor de convergență și de control a stabilității integrării numerice.

12^o - Programul elaborat pentru stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă a fost validat de autor prin determinările experimentale efectuate asupra unui motor Diesel cu 6 cilindri în linie (6 LMB 836 Bb) turbosupraalimentat cu turbosufanta VTR 200-24/R 267. Principalele concluzii deduse de autor cu această ocazie sînt :

12.1. - Stabilirea experimentală a interacțiunii motor-turbosuflantă implică mijloace și metode de măsurare suplimentare, nespecificate în prescripțiile oficiale în vigoare, fiind necesară determinarea cantitativă a mărimilor listate în Tab. 13÷14. În acest context, autorul poate să afirme că metodele și aparatura utilizată - cu excepția traductorului pentru măsurarea presiunii din cilindru⁶⁸⁾ a corespuns într-un totul cerințelor de precizie și liniaritate impuse de standarde (fig. F 18 ÷ F 22), alegerea tipului de bucle (fig. F 26) fiind în directă corelație cu frecvența limită a fenomenului studiat. De menționat este faptul că obținerea unei diagrame indicate corecte - absolut necesare pentru determinarea parametrilor independenți (m ; $\varphi_{i,gr}$; $\Delta\varphi_{gr}$) ai caracteristicii de degajare a căldurii și a coeficienților $\beta_{1, \dots, 3}$ - presupune montarea traductorului de presiune termocompensat direct în cilindru, poziția punctului mort superior fiind determinată pe baza distanței minime dintre piston și chiulasă.

12.2. - Programul de încercări experimentale s-a realizat prin încălcarea motorului după trei caracteristici distincte (elice, generator, sarcină), interacțiunea motor turbosuflantă fiind materializată prin topograma regimurilor de funcționare ale motorului

68) Traductorul pentru determinarea diagramei indicate a fost conceput inițial pentru un alt motor, cu o cilindree unitară mult mai mare, caz în care volumul conductelor de legătură se puteau neglija.

(fig. F 11 și F 23, ... 25). Pentru regimul nominal de funcționare ($p_e = 8.336$ bar, $n = 1311 \text{ min}^{-1}$), în fig. F 27 se redă variația presiunilor din colectoare și cilindru, mărimile enumerate fiind înregistrate cu ajutorul instalației experimentale redată în fig. 50, ... 52.

13^o - Analizând datele cuprinse în fig. F 10 și F 23, ... 25, inclusiv diagramele redată în fig. F 8 și F 9, autorul conchide că stabilirea interacțiunii motor-turbosuflantă se poate efectua atât prin calcul cât și pe cale experimentală, primul procedeu fiind de preferat în activitatea curentă de cercetare și proiectare. Analiza comparativă a datelor experimentale și cele determinate pe cale numerică denotă fiabilitatea programului sursă SUPRAMØ, modelele matematice putând fi particularizate pentru orice tip de motor Diesel în patru timpi turbosupraalimentat.

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

- [1]. Răduleț, R. : "Perspectiva de dezvoltare a energiei", E. A. , București, 1974, p. 20/23
- [2]. * * * "Tendințe de dezvoltare în construcția de motoare navale" Simpozion ICMR-MAN, 27-28 mai 1973
- [3]. * * * "Conferința mondială de energie", București, 1971
- [4]. Vormstein, W. : "Schwerölbetrieb mit mittelschnellaufenden KDH-Dieselmotoren" MTZ 37 (1976) p. 1/5
- [5]. * * * "Linii directe ale dezvoltării economico sociale a României pentru perioada 1981-1990"
- [6]. Zinner, K. : "Die attraktiven Forschungsprobleme des Verbrennungsmotors" MTZ 33 (1972) p. 96/99
- [7]. Schaffrath, M. : "Fortschritte in der Verbrennungsmotoren-Entwicklung" MTZ 37 (1976) p. 71/76
- [8]. Syassen, O. .: "Neue Entwicklungstendenzen für Viertakt-Dieselmotoren" Hansa 110 (1973) p. 2236/2237
- [9]. Lang, O. R. : " Triebwerke schnelllaufender Verbrennungsmotoren" Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1968, p. 125/130
- [10]. Syassen, O. : "Viertakt-Grösstmotoren" MTZ 37 (1976) p. 173/178
- [11]. Skach, C. ș.a. : "Studiul forțelor la mecanismul motor aferent motorului ALCØ R 251" Protocol Nr. 1 IPT/ICM Reșița, Nr. 2733/72
- [12]. Skach, C. : "Studiul pe bază de calculator a cinetostaticii mecanismului motor ținând cont de forțele de inerție reale care acționează asupra bielei" IFTOMM International Symposium on Linkages and Computer Design Methods" București, iunie, 1973.
- [13]. Skach, C. : "Calculul arborelui cotit al motorului FMA 16 R 251- Documentație de avizare pentru Registrul Naval Român. Protocol Nr. 5 Contract 2733/1972 faza 1977
- [14]. Skach, C. ș.a. : "Calculul bielei motorului FLØ R 251 Protocol Nr. 2 Contract 2733/1972, Faza 1973
- [15]. Skach, C.: "Calculul chiulasei motorului FLØ R 251 Protocol Nr.4 contract 2733/1972, Faza 1976
- [16]. Gheorghiu, N. ; Skach, C. : "Betrachtungen über vorgespannte Schraubenverbindungen" XVI Vedecka Konferencie Kateder Casti Stroju, Sept. 1975, Brno
- [17]. Aramă, C.; Grünwald, B. : "Motoare cu ardere internă" Ed. Tehnică, București, 1966, p. 127/136

- [18]. Vasilescu, C.A.; Pimsner, V. : "Supraalimentarea motoarelor Diesel"
Ed. Tehnică, București, 1965, p. 20/30
- [19]. Syassen, O. : "Zukunftsansichten der zweistufigen Aufladung für
Zwei- und Viertakt-Grossdieselmotoren" MTZ 37 (1976) p. 467-
473
- [20]. Vasilescu, C.A.; Pimsner, V. : "Analiza adaptării grupului turbo-
compresor la motorul Diesel cu supraalimentare înaltă; condiții
teoretice" St. cerc. energ- electr. 15 (1965) p. 925/933
- [21]. * * * Norme Tehnice ISO/TC 2710
- [22]. Zapf, H. : "Test Results and Operating Data of Highly Supercharged
Medium Speed Four Stroke Diesel Engines up to an MEP of 27 bar"
CIMAC Congress Stockholm, 1975
- [23]. Peters, W. : "Evolution of the GE 7 FDL Lokomotiv Diesel Engine"
CIMAC Paper, Barcelona, 1973
- [24]. Balint, I. ; Brinson, L. : "Two-stage Turbocharging and Intercool-
ing" ASME Paper 68 DGP 5
- [25]. Taylor, C. ; Whattam, M., Janota, S. : "Increased rating of Die-
sel two-stage turbocharging on a medium speed four stroke en-
gine" J. of Science and Technology 38 (1971) p. 109/117
- [26]. Asami, Y. : "Development of two-stage Turbocharging High-Powered
Diesel Engine" Bulletin of ISME 3 (1975) p. 48
- [27]. Gallois, I. : "Der SEMT-Pielstick Motor PA 4-200 mit Vorkammer mit
veränderlicher Geometrie und Zweistufen-Aufladung" MTZ 37 (1976)
p. 443-449
- [28]. * * * Diesel & Gas Turbine World Wide Progress, 1975, p. 1035
- [29]. Igi, T. : "High Pressure Charging Diesel Engine with Newlydevelop-
ped Pressure Charging System" Bulletin of ISME 3(1975) p. 56
- [30]. * * * "Schiff, Maschine, Meerestechnik International 1976", MTZ 37
(1976) p. 474/478
- [31]. Grünwald, B.; Gheorghiu, V. : "Contribuții la studiul schimbului de
gaze din motoarele cu ardere internă cu admisiune normală" Șe-
siunea de comunicări INMT, febr. 1977
- [32]. Zacharias, F. : "Mollier - I.S. - Diagramme für Verbrennungsgase
in der Datenverarbeitung" MTZ 31(1970) p. 296/303
- [33]. Flatt, R. : "Mathematische Beziehungen zwischen der thermischen
und der kalorischen Zustandsgleichung eines idealen Gases"
Forsch.-Ing. Wes. 36(1970) p. 79/84
- [34]. Zinner, K. : "Diagramm zur Bestimmung des Betriebspunkts einstufiger
Abgasturbolader" M.A.N. - Forschungsheft 10 (1962) p.93/
102

- [35]. Borel, L. : "Systematik der thermischen und der kalorischen fizienten" Forsch. Ing.-Wes, 39(1973) p. 169/177
- [36]. Rennhack, I. : "Ein Schema zur Berechnung der Zusammensetzung von Spaltgasen im thermodynamischen Gleichgewicht" Z. gwf. 105 (1964) Nr. 31.
- [37]. Hühn, W. : "Untersuchung zur Steuerung des Restgasgehalts der Zylinderladung eines Einzylinder- Dieselmotors durch Änderung der Ventilsteuerzeiten." Diss. Darmstadt, 1972/ I 49083
- [38]. Emmerling, W. : "Thermodynamische Untersuchung eines neuen Verfahrens der Abwärmerückgewinnung bei Verbrennungsmotoren" Diss. D 17, Darmstadt, 1971
- [39]. Lyn, W. T. : "Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren" MTZ 27 (1966), p. 140/145
- [40]. Meurer, I. S. : "Der Wandel in der Vorstellung im Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor" MTZ 27 (1966) p. 131/138
- [41]. Taylor, D.H.C.; Walsham, B. : "Combustion Processes in a Medium-Speed Diesel Engine" Proc. Instn. Mech. Engrs. 184 (1969/70) Pt 3 I p. 67/76
- [42]. Lustgarten, G. : "Modelluntersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor" Technische Rundschau SULZER/Forschungsheft 1974 p. 6/19
- [43]. Berindean, V. : "Contribuții la studiul și cercetarea aprinderii amestecurilor omogene de combustibil aer aprinse prin compresiune. Teză de doctorat, 1966.
- [44]. Berindean, V. : "Perspectivele cercetării științifice privind dezvoltarea motoarelor Diesel de mare putere" Sesiune de comunicări științifice INMT, febr. 1977
- [45]. Whitehouse, N. D. : "Method of predicting some aspects of performance of a Diesel Engine using a digital computer" Proc. Instn. Mech. Eng. 176 (1962/63), p. 195/217
- [46]. Austen, A.E.W.; Lyn, W.T. : "Relation between Fuel Injection and Heat Release in a direct injection Engine" Proc. Instn.Mech. Engrs. 174 (1960/61) p. 47/62
- [47]. Austen, A.E.W; Lyn, W.T. : "Calculation of the Effect of Rate of Heat Release on the shape of cylinder pressure Diagram and Cycle Efficiency" Proc. Instn. Mech. Eng. 174 (1960/61) p. 34/46
- [48]. Woschni, G. : "Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotorkreisprozessen" MTZ 26 (1966) p. 439/446

- [49]. Zinner, K. : "Kreisprozessrechnung" MTZ Nr. 6/1970, p. 243-253
- [50]. Vasilescu, C.A. : "Model al proceselor din motorul Diesel foarte înalt supraalimentat" St. cerc. energ- electr. 21 (1971) p. 321/337
- [51]. Vasilescu, C.A. : "Calculul efectului supraalimentării asupra performanțelor motorului Diesel" St. cerc. energ. electr. 22 (1972) p. 571/591
- [52]. Shipinski, I; Uyehara, O.; Myers, P. : "Experimental Correlation between rate-of-injection and rate-of-heat-releas in a Diesel Engine" ASME Paper 68-DGP-11
- [53]. Lange, K. : "Berechnung von Druckverlauf und Wirkungsgrad im Verbrennungsmotor" MTZ 30 (1969) p. 173/176
- [54]. Streit, E. ; Borman, G. : "Mathematical simulation of a large turbocharged Two-Stroke Diesel Engine" SAE Paper 710176/1971
- [55]. Lustgarten, A. : "Theoretische Betrachtungen zur Auslegung des Dieselmotorkreisprozesses unter Konstanthaltung des Spitzendrucks" MTZ 33 (1972) p. 275/281
- [56]. Woschni, G.; Anisits, F. : "Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen" MTZ 34 (1973) p.106/113
- [57]. Woschni, G; Lange, O : "Thermodynamische Auswertung von Indikator- diagrammen, elektronisch gerechnet" M.T,Z. 25(1964), Juli
- [58]. Anisits, F.; Zapf, M. : "Auswerteverfahren der Druckverläufe und elektronische Berechnung des Verbrennungsverlaufes in Dieselmotoren mit unterteilten Brennräumen" MTZ 32 (1971) p. 447/451
- [59]. Mühlenkamp, K.: "Auswerteverfahren der Indikator- diagrammen, MTZ 38 (1977), p. 43/49
- [60]. Sienenik, L. : "Instationärer Wärmeübergang und Entropieschichtung in Rohrsystemen" CIMAC Paper A 39/1973
- [61]. Svoboda, M.; Götz, K. : "Finite Element Programme zur Berechnung der Temperaturverteilung und der thermischen Beanspruchung von Verbrennungsmotoren " MTZ 36 (1975) p. 39/42
- [62]. Zapf, H. : "Untersuchungen des Wärmeübergangs in einem Viertakt- Dieselmotor während der Ansaug- und Ausschubperiode" MTZ 30 (1969) p. 461/465
- [63]. Beer, M.; Siddal, R.G. : "Verfahren zur Voraussage der Wärmeübertragung durch Strahlung in Flammen" V.D.I. Ber. 211 (1973) P. 14-22
- [64]. Annand, W.I.D. : "Heat Transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines" Proc.Instn.Mech. Engrs. 177(1963/

64) p. 615/630.

- [65]. Woschni, G. : "A universally applicable equation for the instantaneous Heat Transfer coefficient in the internal combustion engine" SAE Paper 670931/1967
- [66]. Woschni, G. : "Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastungen der Bauteile von Dieselmotoren" MTZ 31 (1970) p. 491/497
- [67]. Eichelberg, G.; Pflaum, W. : "Untersuchung eines hochaufgeladenen Dieselmotors" VDI Zeit 36 1951 P. 1136/1147
- [68]. Pflaum, W. : "Heat Transfer in Internal combustion engines" La Termotehnica, 1965
- [69]. Vasilescu, C.A. : "Schimbul de căldură în timpul arderii motoarelor Diesel supraalimentate" St. cerc. energ. electr. 22(1972) p. 837/855
- [70]. Zopf, H. : "Untersuchung des Wärmeübergangs in einem Viertakt-Dieselmotor während der Ansaug und Ausschubperiode" Diss. T. H. München, 1966
- [71]. Whitehouse, N. D. : "Estimating the effect of altitude, ambient temperature and turboblower match on engine performance" Proc. Instn. Mech. Engrs. 178 (1963/64) p. 483/520
- [72]. Annand, W.I.D. : "Choice of a Computing Procedure for Digital computer synthesis of reciprocating engine cycles" I.Mech. Engr. Sci. 10 (1968) p. 289/91
- [73]. Zapf, H. : "Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor" MTZ 30 (1969) p. 461/465
- [74]. Zapf, H. : "Untersuchung zur Vorausberechnung der Ladungsendtemperatur " MTZ 31 (1970) p. 342/348
- [75]. Benson, R.; Garg, R.; Woollatt, D. : " A numerical solution of unsteady flow problems" Int. I. Mech. Enging. Sci. 117 (1964) p. 61/67
- [76]. Zehnder, G. : "Berechnung von Druckwellen in der Aufladetechnik" BBC Druckschrift 4019 D/1971
- [77]. Benson, R.S.; Ucer, A. : "An approximate solution for non-steady flows in ducts with friction" Int. I. mech. Sci. 13 (1971) p. 819/824
- [78]. Stekete, I. A. : "Transformation of the equations of motion for the unsteady rectilinear flow of a perfect gas" I. Eng.Math. 10 (1976) p. 69/93

- [79]. Wallace, F.I. : "Effect of Friction on compression and rarefaction waves of finite amplitude" Engineering, Vol. 176 (1954) p. 674
- [80]. Seifert, H. : "Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge an Verbrennungskraftmaschinen " Dissertationssonderdruck "Automobil Industrie" 1962, Würzburg
- [81]. Seifert, H. : "Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungs-Systemen von Mehrzylinderomotoren" MTZ 33 (1972) p. 421/428
- [82]. Negrea, V.D. : "Contribuții la calculul fenomenelor de undă din conductele de admisiune ale m.a.c. în patru timpi" Teză de doctorat, Timișoara, 1974
- [83]. Woollatt, D. : "The Application of unsteady Gas Dynamic Theories to the exhaust system of turbocharged four stroke engine" ASME Paper 66 WA /DGEP - 1
- [84]. * * * "Beitrag zur programmierten Berechnung des Ladungswechsels im Verbrennungsmotor und der reibungsbehafteten Strömung in den Rohrleitungen nach dem Charakteristiken Verfahren" D 2678, Stuttgart, 1973
- [85]. Benson, R.; Galloway, K. : "An experimental and analytical investigation of the gas exchange process in a multi-cylinder pressure-charged two-stroke engine" Proc. Instn. Mech. Engrs. 183 (1968/1969) Pt. 1, p. 253/279
- [86]. Ryti, M. : "Über die Darstellung der Spülung bei schrittweisen Rechnungen des Ladungswechsels von Zweitakt-Dieselmotoren" Acta Polytechnica Scandinavica Paper Me 41/1969
- [87]. Barbescu, B. : "O metodă pentru calculul regimului de curgere prin turbina cu impuls a motorului Diesel supraalimentat " St. cerc. energ. electr. 21 (1971) p. ,767/779
- [88]. Grünwald, B; Dănescu, Al.; Apostolescu, N. : "Schimbarea gazelor la un motor Diesel supraalimentat în condițiile limitării temperaturii gazelor arse evacuate" St. cerc. energ. electr. 23 (1973) p. 363/385
- [89]. Kastner, M.A.; Williams, T.I.; White, J.B. : "Poppet inlet valve characteristics and their influence on the induction process" Proc. Instn. Mech. Engrs. 178 (1963/63) p. 955/977
- [90]. Pope, I. A. : "Techniques used in achieving a high specific airflow for high output, Medium -Speed Diesel Engines" ASME Paper 66-DGEP-2
- [91]. Woods, W.A.; Khan, S.R. : "Discharge from a cylinder through a

poppet valve to an exhaust pipe" Proc. Instn. Mech. Engrs.
(1967/68) Pt. 3H p. 137/144.

- [92]. Ryti, M. : "Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel aufgeladener Dieselmotoren" BBC Druckschrift 3525 D/1969
- [93]. Ryti, M. : "Zur Methodik rechnerischer Ladungswechseluntersuchungen" MTZ 31 (1970) p. 119/125 și 348/352
- [94]. Wallace, F.I. : "Vergleich des Gleichdruck- und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboaufladung von Dieselmotoren mit hohem Aufladedruck" MTZ 25 (1964) p. 196/201
- [95]. Meier, E. : "Suralimentation à deux étages" B.B.C. Rev., 55(1965) p. 171/179
- [96]. Ryti, M; Meier, E. : "Zur Wahl des Aufladeverfahrens für Viertakt Dieselmotoren" BBC Mitt. 56 (1969) p. 10/18
- [97]. Meier, E. : "Neuere Abgassysteme für turboaufgeladene Verbrennungsmotoren" BBC Druckschrift Nr. 4021 D/1971
- [98]. Meier, E. : "Development of Exhaust-Gas turbochargers and pressure-charging systems for diesel engines with high mean effective pressures" CIMAC Paper Wahington, 1973
- [99]. Reisacher, I. : "Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen" Diss. D 17 Darmstadt, 1965
- [100]. Borman, G.; Myers, Ph. ; Uyehara, O. : "Unele probleme privind calculul ciclului real al motoarelor" COMOT 70 Paper I 1
- [101]. Skach, C. : "Calculul termic al motoarelor Diesel supraalimentate folosind metoda energetică" Ses. jub. ICPEHR 1974/oct.
- [102]. Möhlenkamp, H. : "Lagerbelastungen moderner Hochleistung-Dieselmotoren bei Drehzahlrückung" MTZ 36 (1975) p. 206/211
- [103]. Skach, C. : "Program de calcul al interacțiunii dintre motorul Diesel în patru timpi și turbosuflantă" Simpozion jubiliar INMT București 1977
- [104]. Skach, C. : "Program de calcul a interacțiunii dintre motorul Diesel rapid în patru timpi și turbosuflantă" Ses. de comunicări "Cîntarea României" IPT, mai, 1977
- [105]. Nusselt, W. : "Die Strömung von Gasen durch Blenden" Forsch.Geb. Ing. Wes. 3(1932) p. 21/28
- [106]. Bensinger, W.D. : "Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren" Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag 1968
- [107]. Stoiger, A. : "To Bonson's Paper[85]" Proc. Instn. Mech. Engrs 183 (1968/69) Pt. 1 p. 271/274
- [108]. Hardenberg, H. : "Die Berechnung des freien Öffnungsquerschnittes von Kegolventilen" MTZ 30 (1969) p. 59/63

- [109]. Michels, H. : "Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiunii la motoarele cu aprindere prin compresiune cu camere de ardere unitară" Teză de doctorat, 1976
- [110]. Millington, B.W. ; Hartless, E.R. : "Friction losses in Diesel-engines" SAE Paper 680590/1968
- [111]. Pasztor, E. : "Über die Bestimmung der Reibungsarbeit und des mechanischen Wirkungsgrades bei Verbrennungsmotoren" MTZ 29 (1968)
- [112]. Pachernegg, S.I. : "A closer look at the Willians-Line" SAE Paper 690182/1969
- [113]. Pachernegg, S.I. : "Über neuere Näherungs-Messverfahren des mechanischen Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren" MTZ 35(1974)
- [114]. Polzin, H. : "Beitrag zur Messung des mittleren indizierten Druckes bei Kolbenmaschinen, insbesondere schnelllaufenden Verbrennungsmotoren" Diss. D 83/Berlin
- [115]. Kochanowski, H.A. : "Beitrag zur Bestimmung der Abhängigkeit des Reibungsmitteldruckes bei Verbrennungskraftmaschinen von verschiedenen Behilfsparametern" Diss. Hanovra 1975
- [116]. Traupel, W. : "Theorie der Strömung durch Radialmaschinen" Springer Verlag, Berlin, New York, 1960, p. 1-13; 40-88
- [117]. Traupel, W. : "Thermische Turbomaschinen" Springer Verlag, Ber. Neudruck 1962, p. 143/147
- [118]. Linsi, U. : "Essais effectués sur un compresseur centrifuge de groupe de suralimentation" Revue Brown Boveri (1965) p. 161/170
- [119]. Skach, C. . : "Investigations on the drive of a differentiate supercharge air blower with gas turbine for road vehicle engines" COMOT 70, Paper P₂d.
- [120]. Linsi, U. : "Entwicklung der VTR Turbolader" BBC Druckschrift 4023 D/1971
- [121]. Yano, T.; Nagata, B. : "Studie über Pumperscheinungen im Luft Ladesystem von aufgeladenen Dieselmotoren" Mitsubishi Technical Bull. (1971) p. 209/220
- [122]. Stanitz, J.D. : "Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed flow centrifugal compressors" Trans. of ASME 74(1952) p. 473/492
- [123]. Johnston, J.P.; Dean, R.C. : "Losses in vaneless diffusers of ventrifugal compressors and pumps" J. Engng. Pwr, ASME 88

(1966) p. 49/52

- [124]. Wallace, F.J.; Whitefield, A. : "A new approach to the problem of predicting the performance of centrifugal compressors" 2nd Int. Symp. Fluid Machinery and Fluidics, 1972
- [125]. Whitfield, A.; Wallace, F.J. : "Performance prediction for automotive turbocharger compressors" Proc. Instn. Mech. Engrs. 189 (74/75) p. 59/67
- [126]. Lourtie, P.M.G. : "Discussion on Cave's Paper matching of high output Diesel engines with associated Turbomachinery" London 1973
- [127]. Pimsner, V.; Stefan, St. : "Influența parametrilor constructivi asupra caracteristicii universale a compresorului centrifug" St. cerc. energ. electr. 20 (1970) p. 555/567
- [128]. Bridle, E.A.; Boulter, R.A. : "A simple theory for the predictions of losses in the rotors of inward radial flow turbines" Instn. Mech. Engrs. 182(1967/68) p. 393/405
- [129]. Benson, R. S. : "Kenndaten von Radial Gasturbinen" 32(1971) p. 189/193
- [130]. Bulaty, Th. : "Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnungen bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern" MTZ 35 (1974) p. 177/185
- [131]. Dibelius, G. : "Sur l'injection partielle des turbines de groupes de suralimentation" Rev. Brown Boveri (1965) p. 180/190
- [132]. Craig, H.R.M. ; Edwards, K.I. ; Horlock, J.M.; Janota, M.; Shaw, R.; Woods, W.A. : "An investigation of steady and unsteady flow through a Napier turboblower turbine under conditions of full and partial admission" Proc.Instn. Mech. Engrs.,183 (1968/69) 615/630
- [133]. Horlock, J.H.; Benson, R.S. : "The matching of two stroke engines and turbochargers" CIMAC 1962, p. 464
- [134]. Ryti, M. : "Computing the Gas exchange process of pressure charged internal combustion engines" Proc. Instn. Mech. Engrs. (1967/68) Pt. 3 L p. 110/131
- [135]. Benson, R.S.; Woods, W.A. : "Wave action in the exhaust system of a supercharged twostroke engine model" Int. J. Mech. Sci. 1 (1960) p. 253/281
- [136]. Benson, R.S.; Scrimshaw, K.H. : "An experimental investigation of non steady flow in a radial gas turbine" Proc. Instn.mech. Engrs. 180 (1965/66) p. 74/84

- [137]. Wallace, F.J. : "Performance of inward radial flow turbines with special reference to high pressure ratios and partial admission" Proc. Instn. Mech. Engrs. 184 (1969/70) p. 1027/1042
- [138]. Eberle, M.K. : "Computation of scavenging and supercharging of internal combustion engines" Proc. Instn. mech. Engrs. 182 (1967/68) Pt. 3 L Paper 12.
- [139]. Benson, R.S. : "A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbine" Int. J. Mech. Sci. 12 (1970) p. 905/932
- [140]. Whitfield, A. : "Study of incidence loss models in radial and mixed flow turbomachinery" Instn. Mech. Engrs. (1973) p. 122/128
- [141]. Häni, A. : "Aspects in the design of intercoolers" BBC Rev. 55 (1968) p. 182/183
- [142]. Pickert, H.; Schulmeister, R. : "Massnahmen zur Gestaltung von Hochleistungs-Dieselmotoren Anlagen, insbesondere deren Kühlanlagen" MTZ 34(1973) p. 347/348
- [143]. * * * DIN 1940 3 : "Verbrennungsmotoren. Begriffe. Formelzeichen und Einheiten" Okt. 1974
- [144]. Vasilescu, C.A.; Turcoiu, T. : "Studiul condițiilor de adaptare ale grupului turbocompresor la creșterea presiunii de supraalimentare" St. cerc. energ. electr., 23(1973) p. 327/351
- [145]. Dănescu, Al.; Apostolescu, N.; Grünwald, B. . "Determinarea diagramei indicate a unui motor Diesel supraalimentat în condițiile limitării solicitărilor mecanice și a temperaturii gazelor arse la evacuare" St. cerc. energ. electr. 23 (1973) p. 649/668
- [146]. Wu Chung Hua : "Tables of thermodynamic properties of combustion gases". Science Press, Peking 1958
- [147]. Pimsner, V.; Vasilescu, C.A.; Rădulescu, G.A. : "Energetica turbomotorilor cu ardere internă" Ed. Acad. București, 1964
- [148]. Baehr, H.D. u.a. : "Thermodynamische Funktionen idealer Gase für Temperaturen bis 6000 K" Springer Verlag, Berlin 1968
- [149]. Skach, C. . "Modelarea matematică a proprietăților termodinamice ale agentului motor care evoluează în motoare Diesel și turbine cu gaze" Sesiunea de comunicări "Cîntarea României" IPT 1977
- [150]. Gyssler, G. : "Methods of turbocharging with special reference to large two-stroke Diesel engine" J. of Eng. for Power 89/A (1967) p. 255/264
- [151]. Kellett, E.; Betteridge, J.F.; Mistovski, C. : "An investigation of Diesel and turbocharger interaction" Proc. Instn. Mech. Engrs. 182 (1967/68) p. 331/360

- [152]. Schüle, J. : "Feuergas" Z. VDI 60 (1916) p. 630/635
- [153]. Newhall, H.K and Starkmann, E.S. : "Thermodynamic properties of octane and air for engine performance calculations" SAE Progress Publications, Vol. 7/1967
- [154]. Williams, T.J. : "Diesel fuel properties for combustions" Int.J. mech.Sci. 13 (1971) p. 803/812
- [155]. Hardenberg, H.: "Untersuchung über das Selbstentzündungs-, Klopf- und Rauchverhalten von Kraftstoffen" MTZ 36 (1975) p. 10/15
- [156]. * * * DIN 5450 "Normatmosphäre"
- [157]. * * * DIN 1871/1961 "Technische Gase"
- [158]. Pflaum, W. : "I-S Mollier Diagramme für Verbrennungsgase" VDI-Verlag, 1960
- [159]. Sunner, S. : "Tentative set of key values for thermodynamics- Part I, Report of the ICSU-CODATA Task Group on key Values" N.B.S. 75 A(1971) p. 97/102
- [160]. Sitkei, Gy. : "Über den dieselmotorischen Zündverzug" MTZ 24 (1963) p. 190/194
- [161]. Kenji Okamura : "Development of a 24 cylinder # 2 cycle Engine" Mitsubishi Techn. Rev. 1 (1964) p. 25/37
- [162]. Vaughan, S. : "The development of a high specific output four stroke, supercharged Diesel Engine" CIMAC Paper A 14/1965
- [163]. Leistra, G. : "Der kühlseitige Wärmeübergang an einer Zylinderlaufbuchse eines Viertakt Dieselmotors" MTZ 29 (1968) p. 103/104
- [164]. Russel, D. : "The English electric 10" x 12" four stroke Diesel engine" J. of Science and Technology 35 (1968) p. 23/32
- [165]. Zapf, H. : "Einfluss der Kühlmittel und Zylinderraumoberflächentemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad von Dieselmotoren" MTZ 31 (1970) p. 499/505
- [166]. Bertodo, R. : "Stress analysis of Diesel-engine cylinder heads" J.of Str. An. 6 (1971) p. 1/12
- [167]. Buchta, R.; Deicke, K.; Wacker, E. : "Kolbenkühlung" MTZ 36(1975) p. 200/205
- [168]. Lehrer, H.P.; Sjöberg, H. : "Zur Entwicklung des Dieselmotors Wärtsilä Vasa 22" MTZ 36 (1975) p. 17/21
- [169]. Eisele E. : "Probleme bei der Entwicklung von Verbrennungsverfahren für schnellaufende Dieselmotoren" MTZ 26 (1965) p. 329/330
- [170]. Held, G. : "Welchen Aufschuss geben Einspritz- und Brenngesetz über die wirkliche motorische Verbrennung" MTZ 27 (1966) p. 480/485

- [171]. Horlock, J.H. : "Losses and efficiencies in axial-flow turbines"
Int. J. Mech. Sci. (1960) p. 2/48
- [172]. Bolte, W. : "Das Kennfeld einstufiger Überdruck Turbinen" MTZ
26 (1965) p. 514/516
- [173]. Traupel, W. : "Thermische Turbomaschinen" Berlin, Springer Verlag,
1962, p. 285/299
- [174]. Collatz, L. : "Differential-Gleichungen" B.G. Teubner/Stuttgart,
1967, p. 31-34
- [175]. Collatz, L. : "Numerical treatment of differential equations" J.
Willey, 1967
- [176]. Ranft, L. : "FORTRAN Programmiersprache" Leipzig, Technik Verlag
1968
- [177]. Dorn, W.S.; D.D.Mc. Cracken : "Metode numerice cu programe în
FORTRAN IV" p. 328/335
- [178]. Skach, C. : "Convergență și stabilitate în integrarea numerică a
sistemului de ecuații diferențiale care modelează funcționa-
rea motoarelor Diesel supraalimentate" Sesiunea de comunicări
"Cîntarea României" IPT, 1977.
- [179]. Febve, le : "Optimale Kennzahlen der nichtlinearen numerischen In-
tegration" Sulzer Forschungsheft 1973, p. 29/36
- [180]. x x x "Instrucțiuni generale de exploatare a motoarelor 6LMB836Bb
Uz. "23 August" București, 1972, p. 3/9
- [181]. x x x "Fișa tehnică a motorului 6 RMB 493
- [182]. STAS 6636-69 : "Motoare cu aprindere prin comprimare pentru auto-
vehicule. Metode de încercare pe banc"
- [183]. STAS 7140-65 : "Motoare staționare cu aprindere prin comprimare"
Metode de încercare.
- [184]. BS 1042 ; "Flow Metering" with Amendment Nr. 1/6 Sept. 1965 and
Nr. 2/6 Dec. 1968

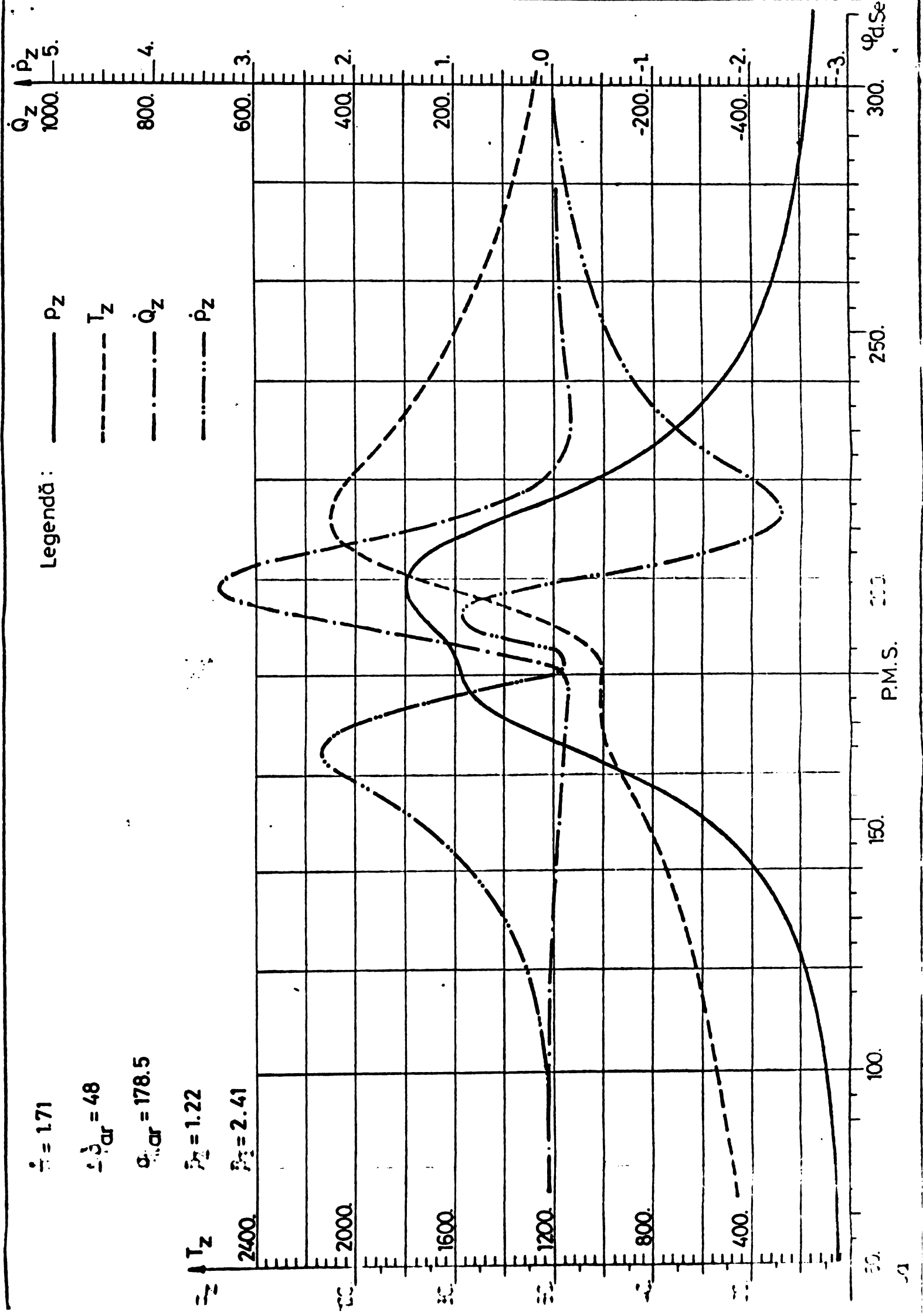
P_z	\dot{P}_z	T_z	\dot{Q}_z	m	φ	β_2	β_3
bar	$\frac{\text{bar}}{\text{°RAM}}$	K	$\frac{\text{J}}{\text{°RAM}}$	-	°RAM	-	$\frac{\text{m}}{\text{s.K}}$

159

Diagrama indicată motor
6RMB493/RR 150, $n=1500$,
 $P_e = 10.93$

su
Listing
L3

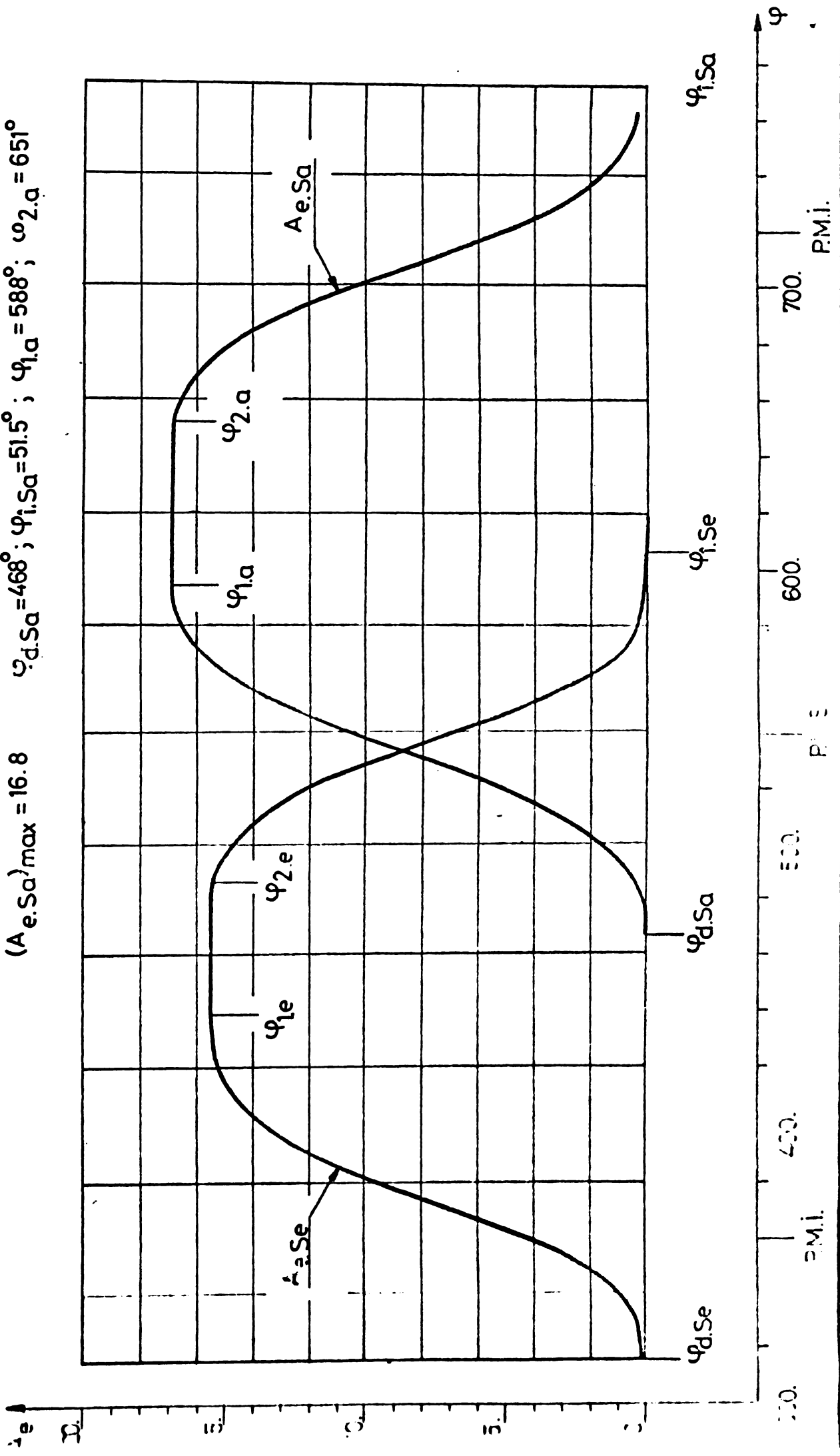
Pag 1/1



φ	A
$^{\circ}$ RAM	cm ²

Diagrama arilor izentropice efective controlate de supape

$(A_{e.Se})_{max} = 15.34$ $\varphi_{d.Se} = 315^{\circ}$; $\varphi_{i.Se} = 594^{\circ}$; $\varphi_{1.e} = 423^{\circ}$; $\varphi_{2.e} = 486^{\circ}$
 $(A_{e.Sa})_{max} = 16.8$ $\varphi_{d.Sa} = 468^{\circ}$; $\varphi_{i.Sa} = 51.5^{\circ}$; $\varphi_{1.a} = 588^{\circ}$; $\varphi_{2.a} = 651^{\circ}$



T_C	$\eta_{s,C}$	P	T	V_C	n_{TS}
—	—	bar	K	$\frac{m^3}{s}$	min^{-1}

101

Caracteristica universală
Compresor VTR 200 Z4/R 267

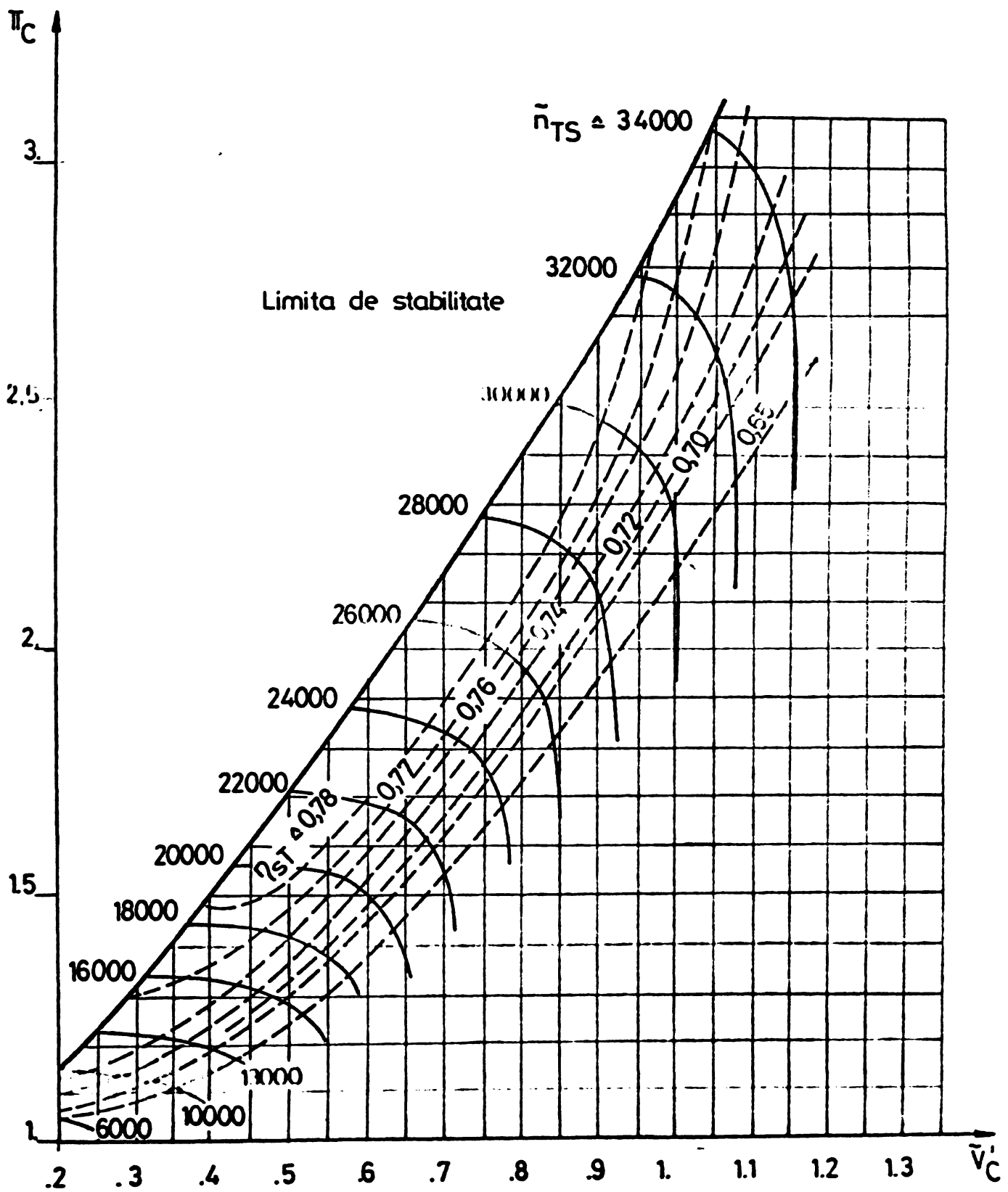
Bursa: ig. r. 1
Hidrome-
canica/BV Pag. 1/1

$$P_{ref} = 1.0132$$

$$T_{ref} = 288$$

$$\tilde{n}_{TS} = n_{TS} \cdot \sqrt{(T_{ref}/T_o)}$$

$$\tilde{V}'_C = V'_C \cdot \sqrt{(T_{ref}/T_o)}$$



A	u_T	$c_{s.T}$	π_T	$\eta_{s.T}$
cm^2	m/s	m/s	-	-

162

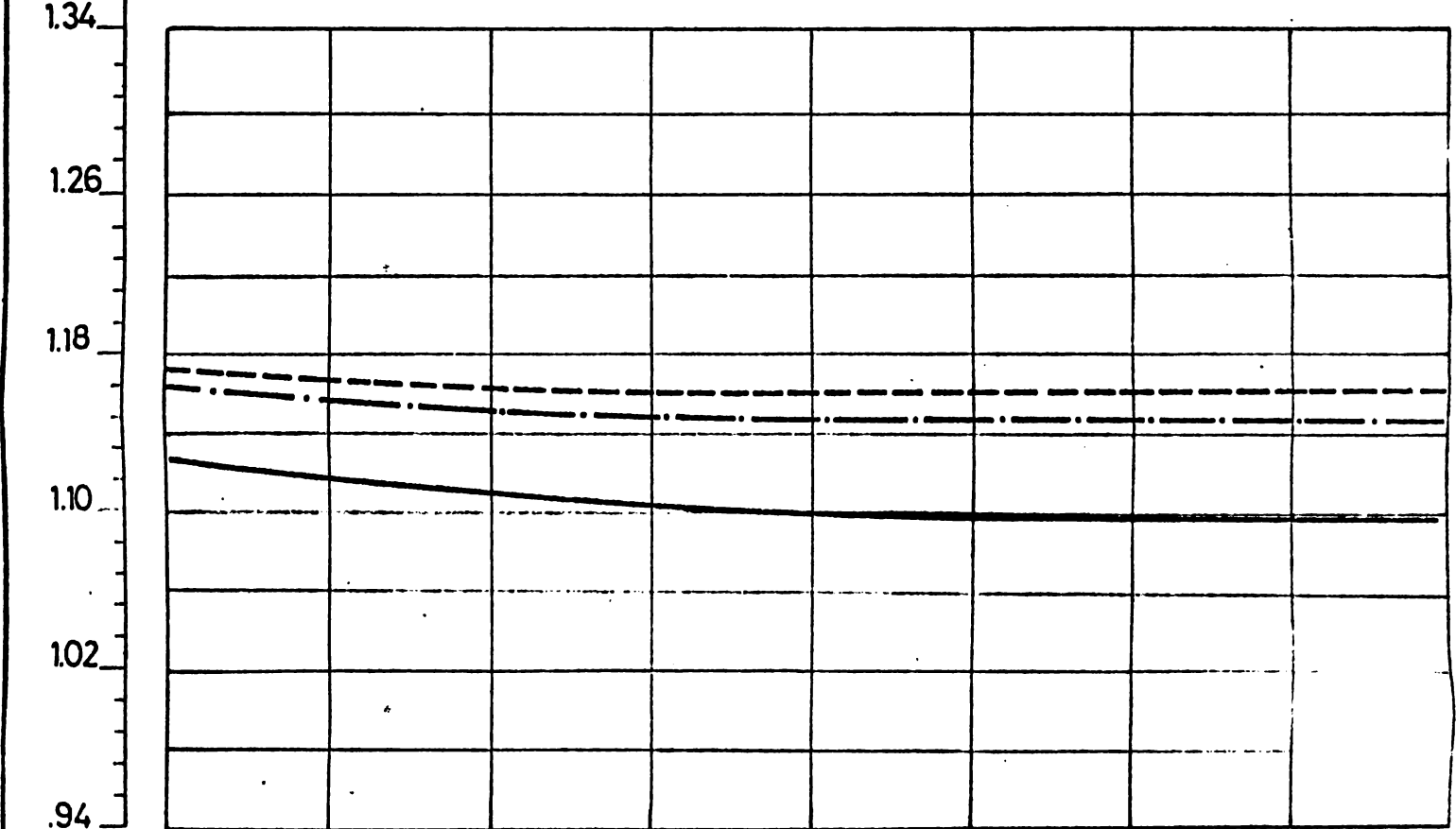
Caracteristica universală
turbină VTR 200/R 267

TSa
TLT 2251E
B. B. C
Pag. 1/1

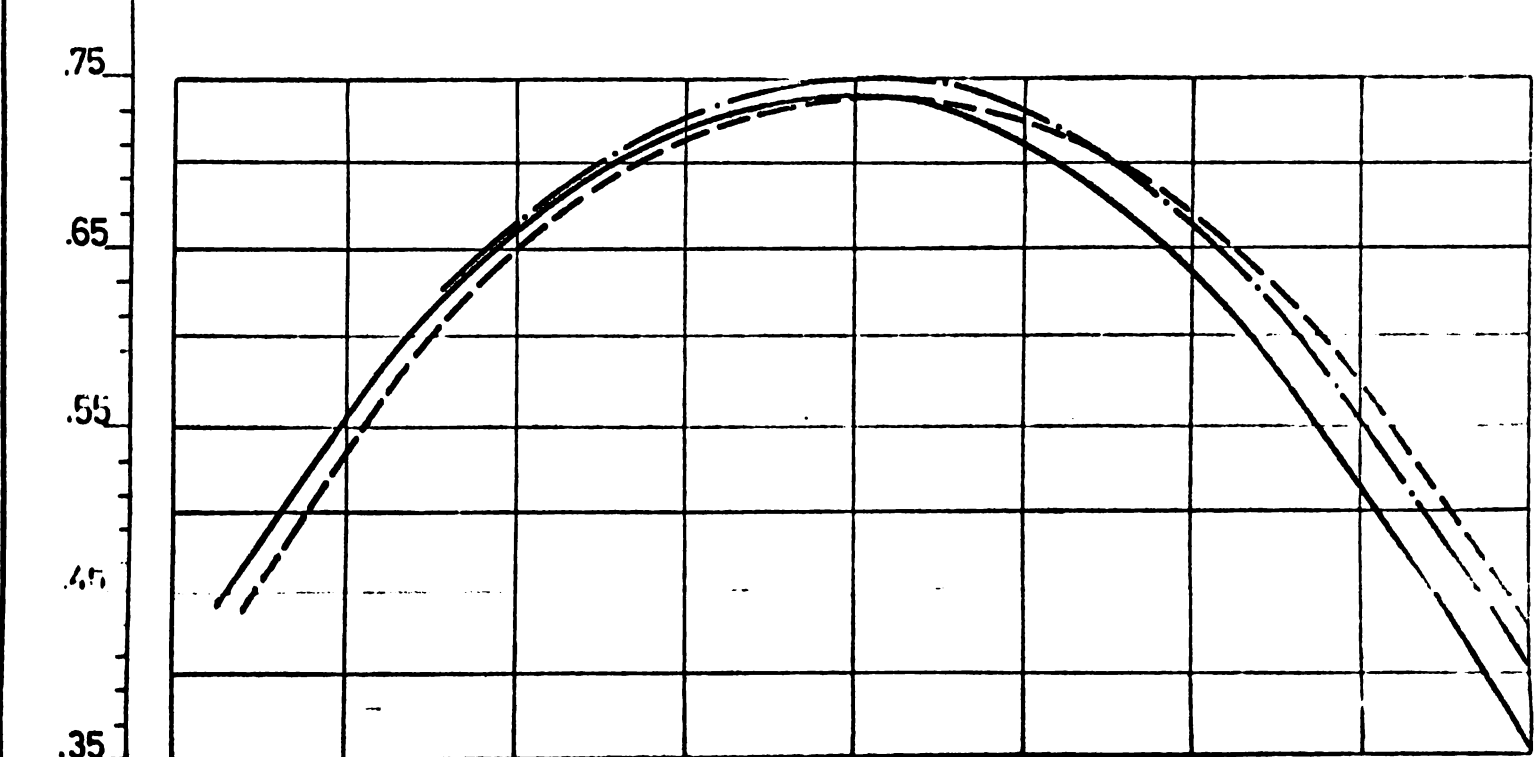
Legendă :

- $\pi_T = 2.$
- · - · - 3.
- - - - - 4.

$\frac{A_{e.T}}{A_{g.T}}$



$\eta_{s.T}$

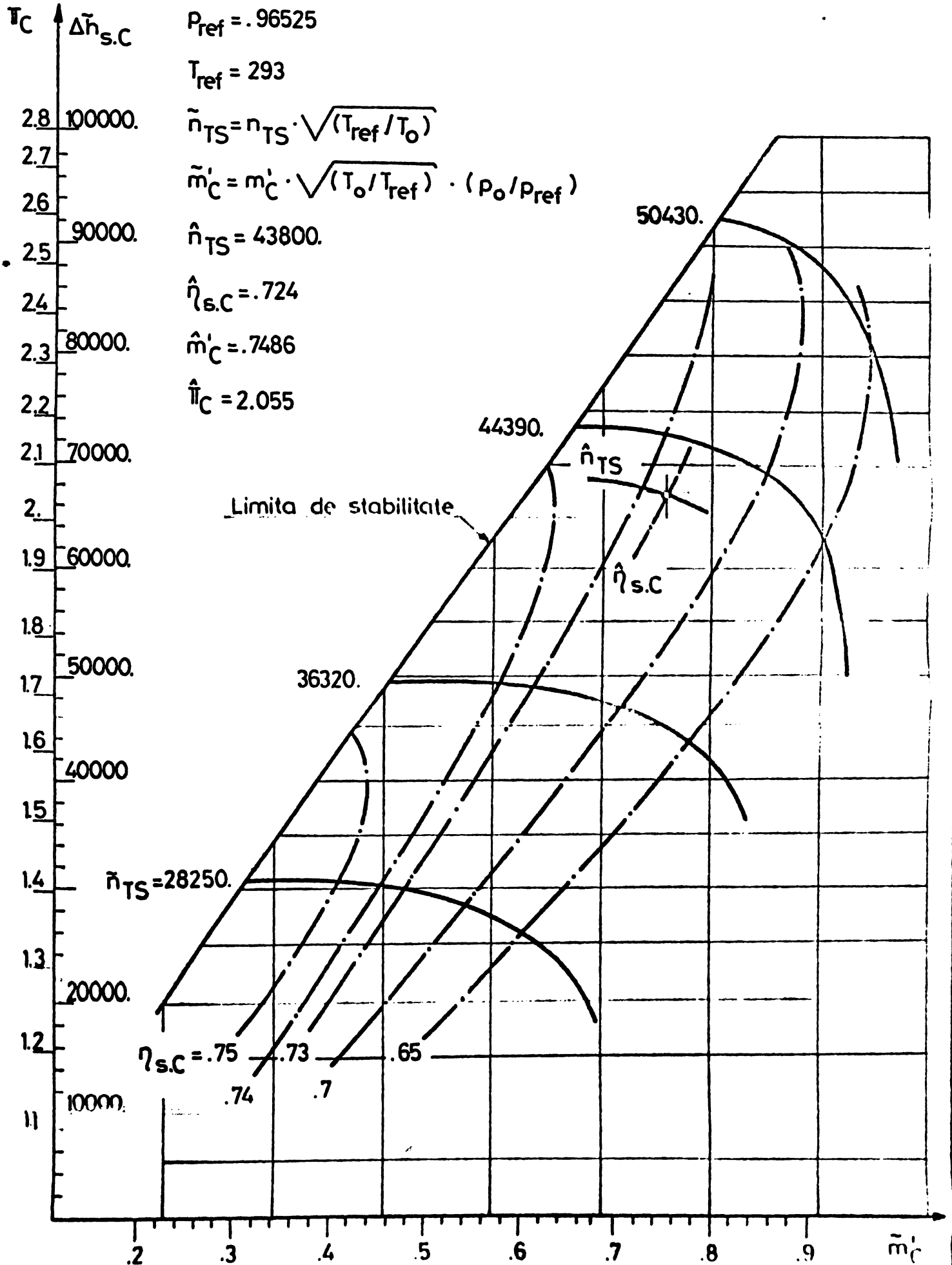


0 2 4 6 8 10 11

T_C	\dot{m}'_C	n_{TS}	$\eta_{s.C}$	P	T	$\Delta h_{s.C}$
-	$\frac{kg}{s}$	min^{-1}	-	bar	K	$\frac{J}{kg}$

Caracteristica universală
compresor RR 150 - 2/C 3000.

BU
1/22293
S.B.C. Pag. 1/1



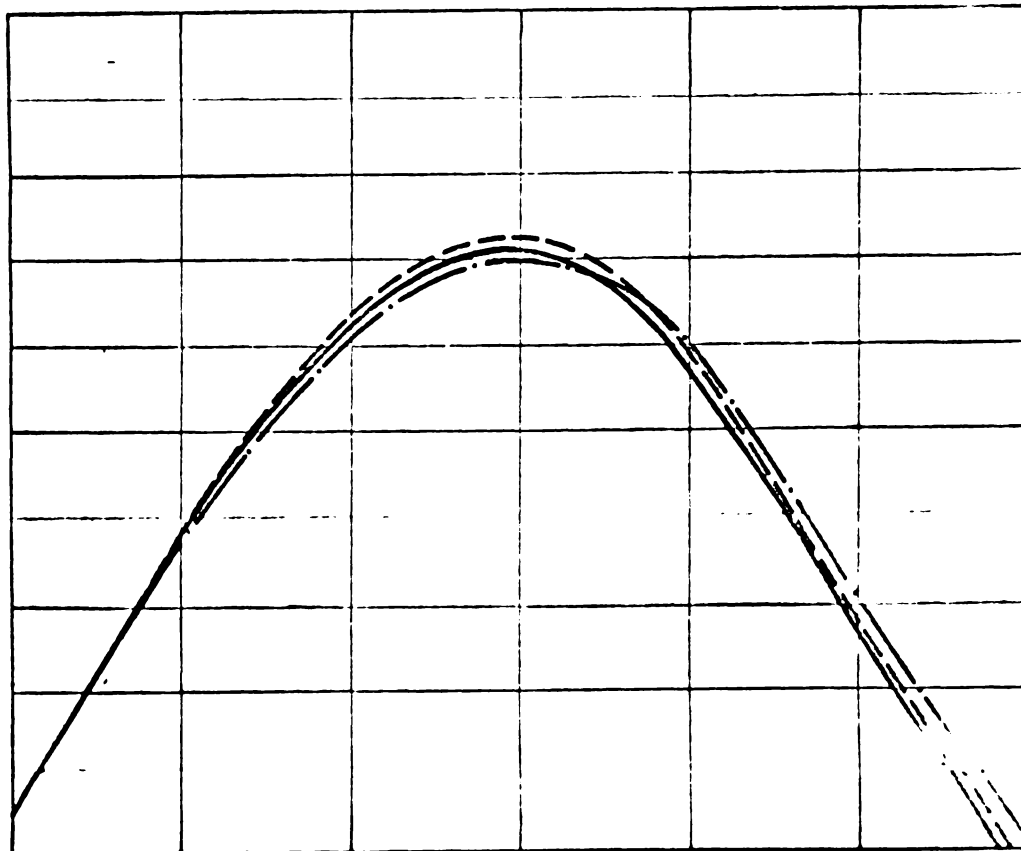
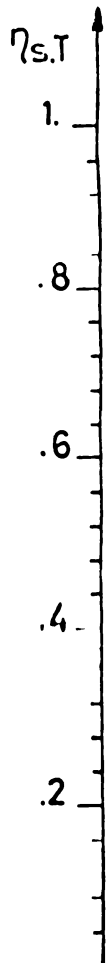
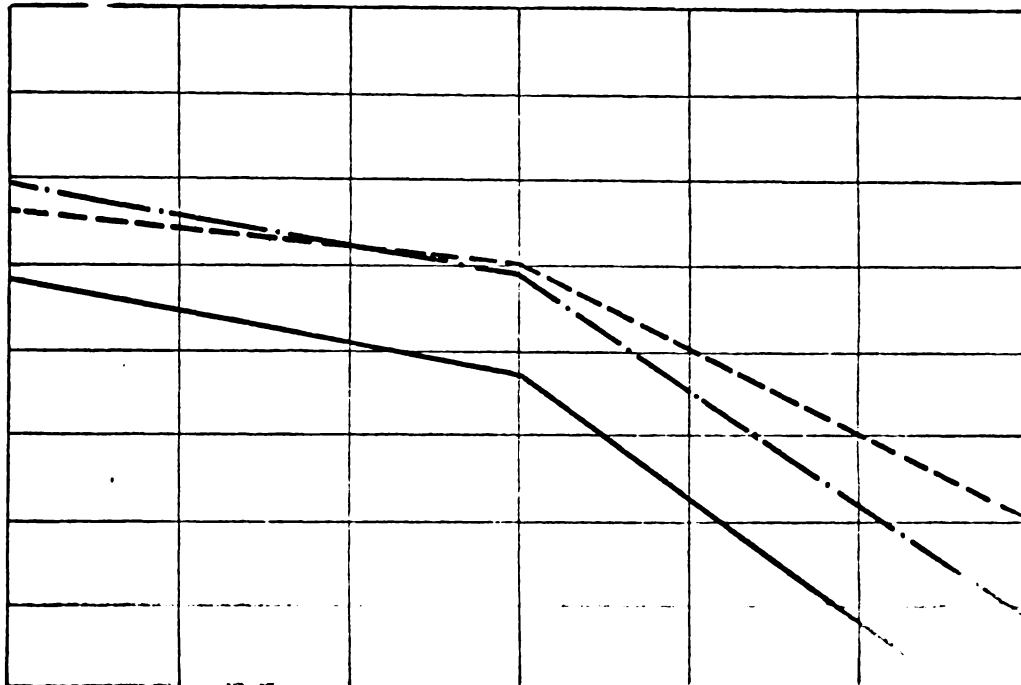
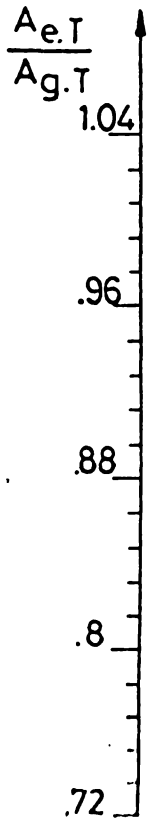
A	u_T	c_{sT}	π_T	η_{sT}
cm ²	m/s	m/s	-	-

Caracteristică universală
turbină RR 150 - 2/42.5

T K3
S/BBC Pag.1/1

Legendă :

- $\pi_T = 2.$
- · - · - 3.
- - - - 4.



.1 .3 .5 .7 .9 1.1 1.3 $u_T / c_{s.T}$

n	C _e	m _b	P _e
min ⁻¹	$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	$\frac{\text{mg}}{\text{cidu, cil}}$	bar

103

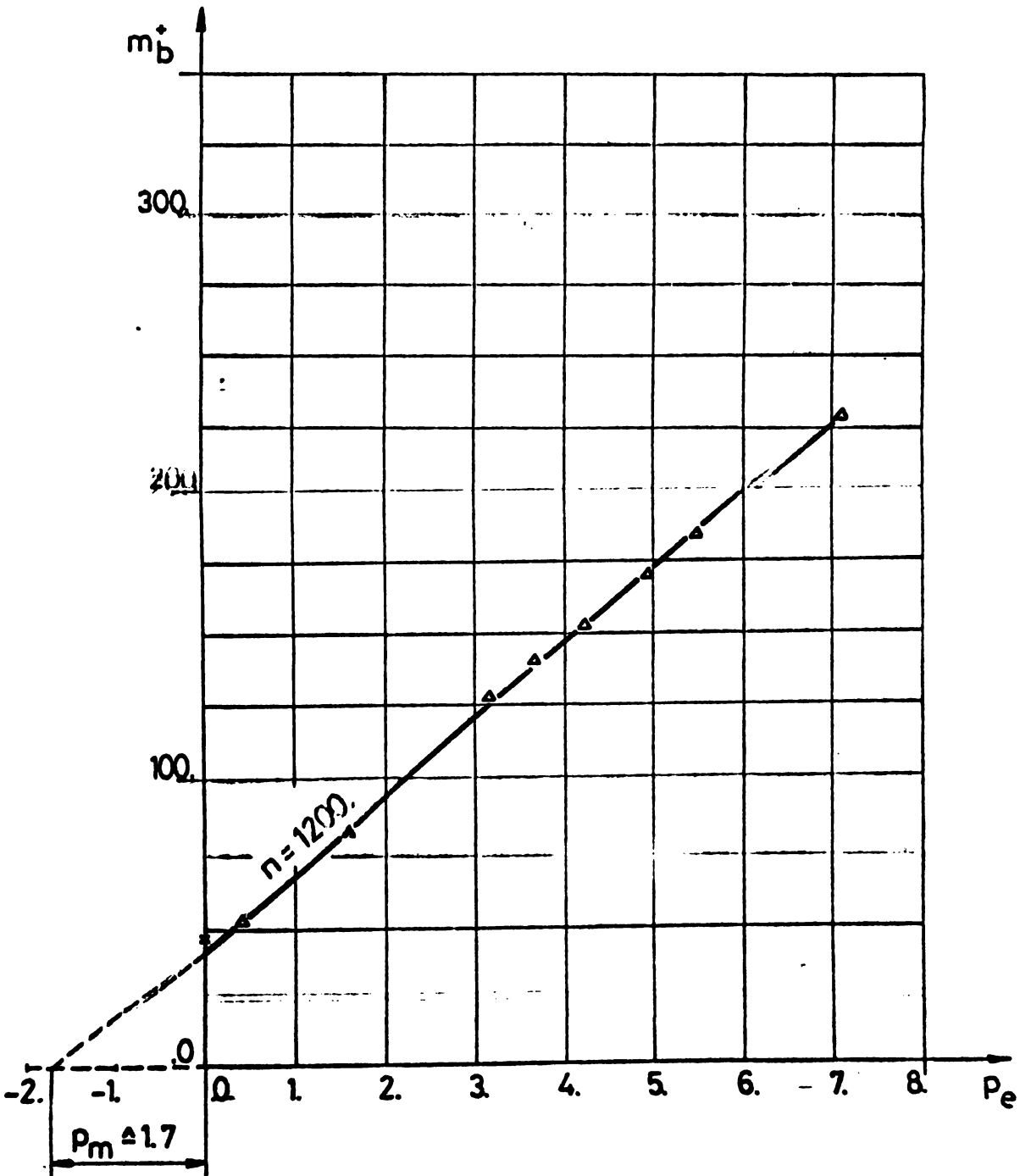
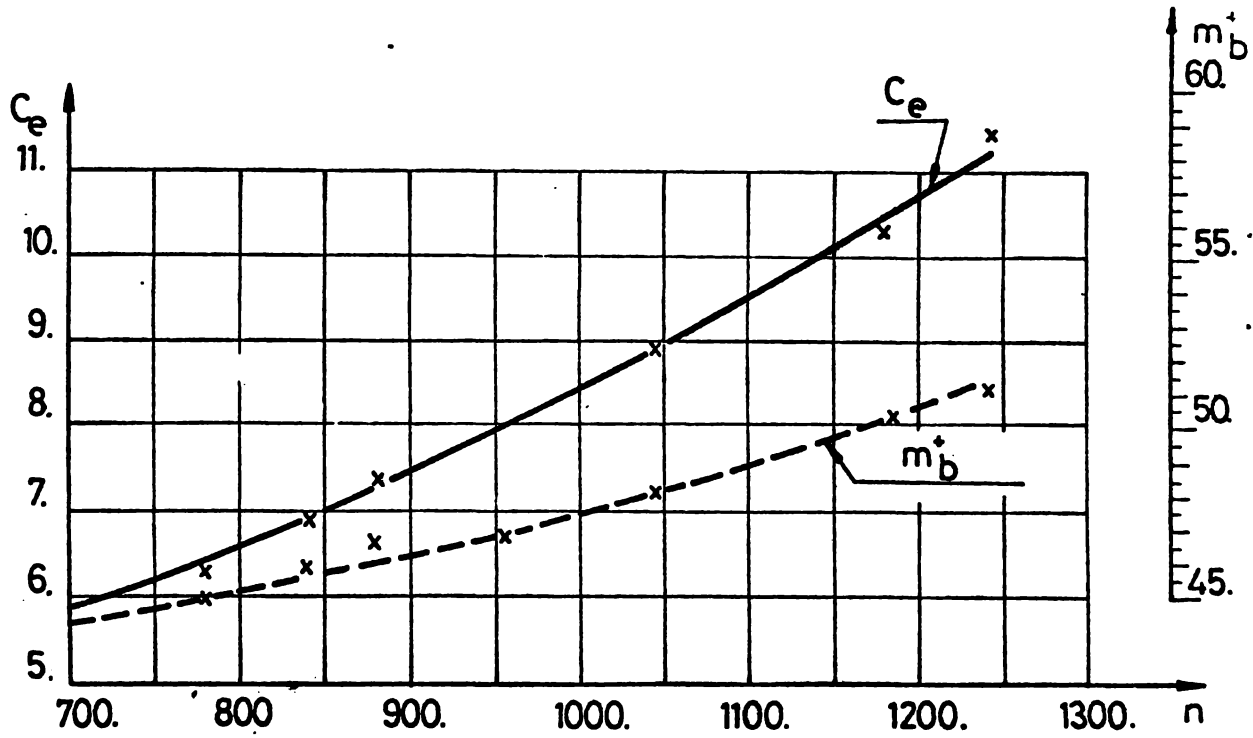
Caracteristica de consum la
mers în gol și curba Wilans.
Motor 6LMB 836 Bb

sa

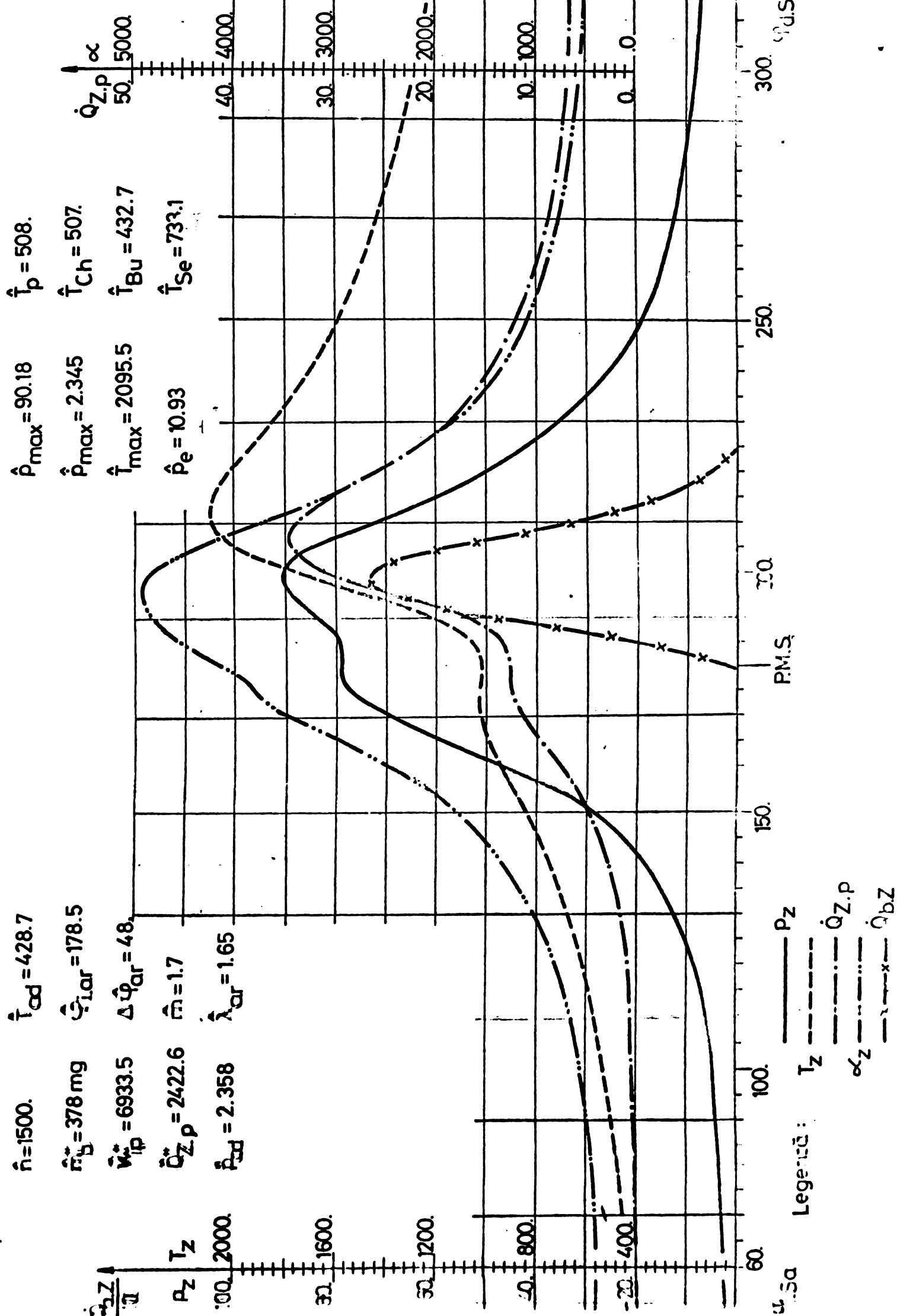
Fig.

P. 2
E. 4

Pag 1/1



166



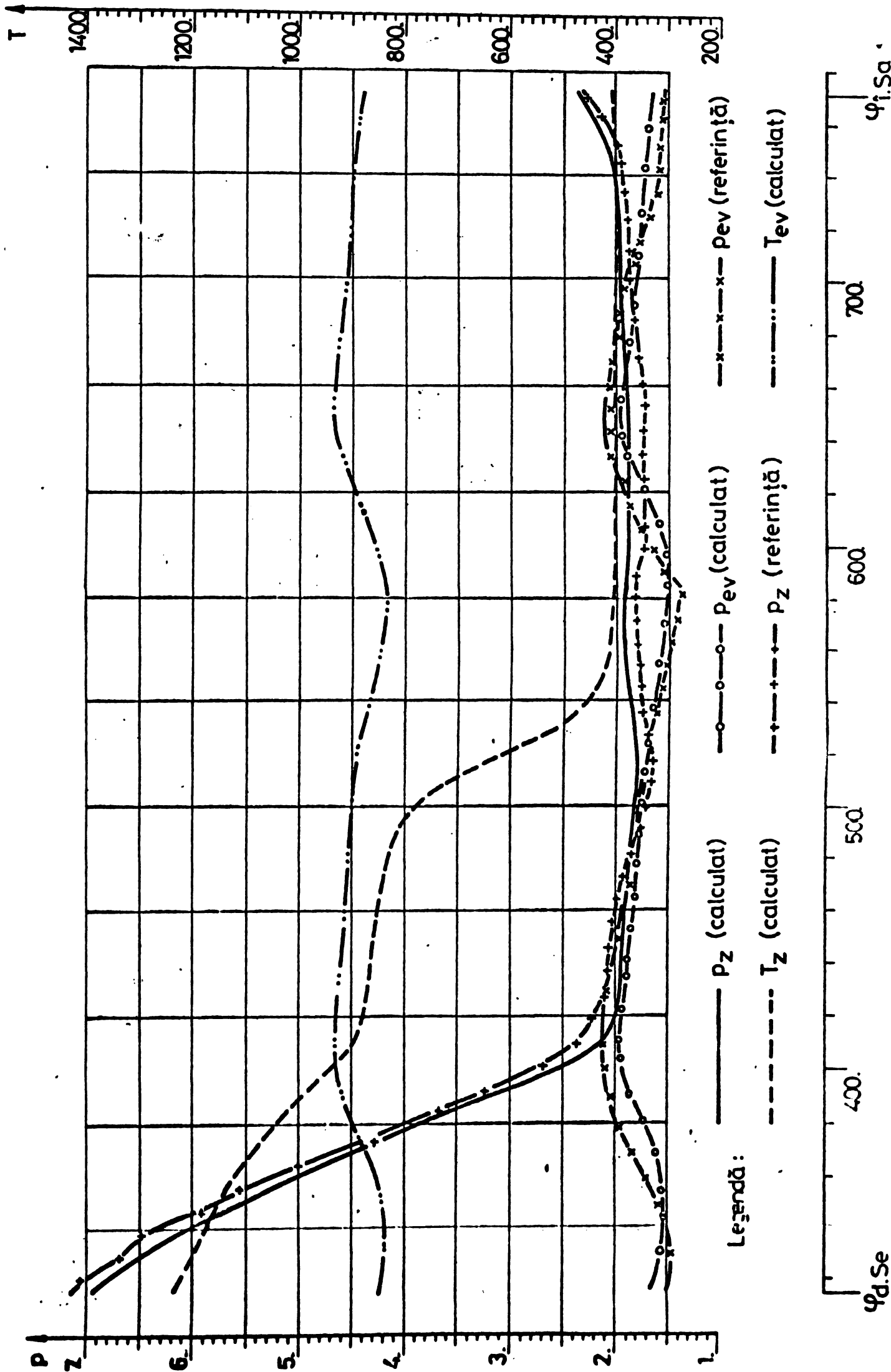
p	T	ε
bar	K	°RAM

107

Regim de funcționare cu
ferință. Mărimi calculate pe
perioada de joasă presiune

L 14

Pag.2/3



W	A	$\Delta h_{s.T}$	η_T	η
3	m ²	$\frac{3}{kg}$	-	-

100

Regim de funcționare de referință. Mărimi calculate pe perioada de j.P.

L14

Pag 3/3

$$\hat{W}_{e.C}^* = 926.86$$

$$\hat{W}_{e.T}^* = 929.5$$

$$\bar{\eta}_{e.T} = .7038$$

$$\eta_{TS} = .4969$$

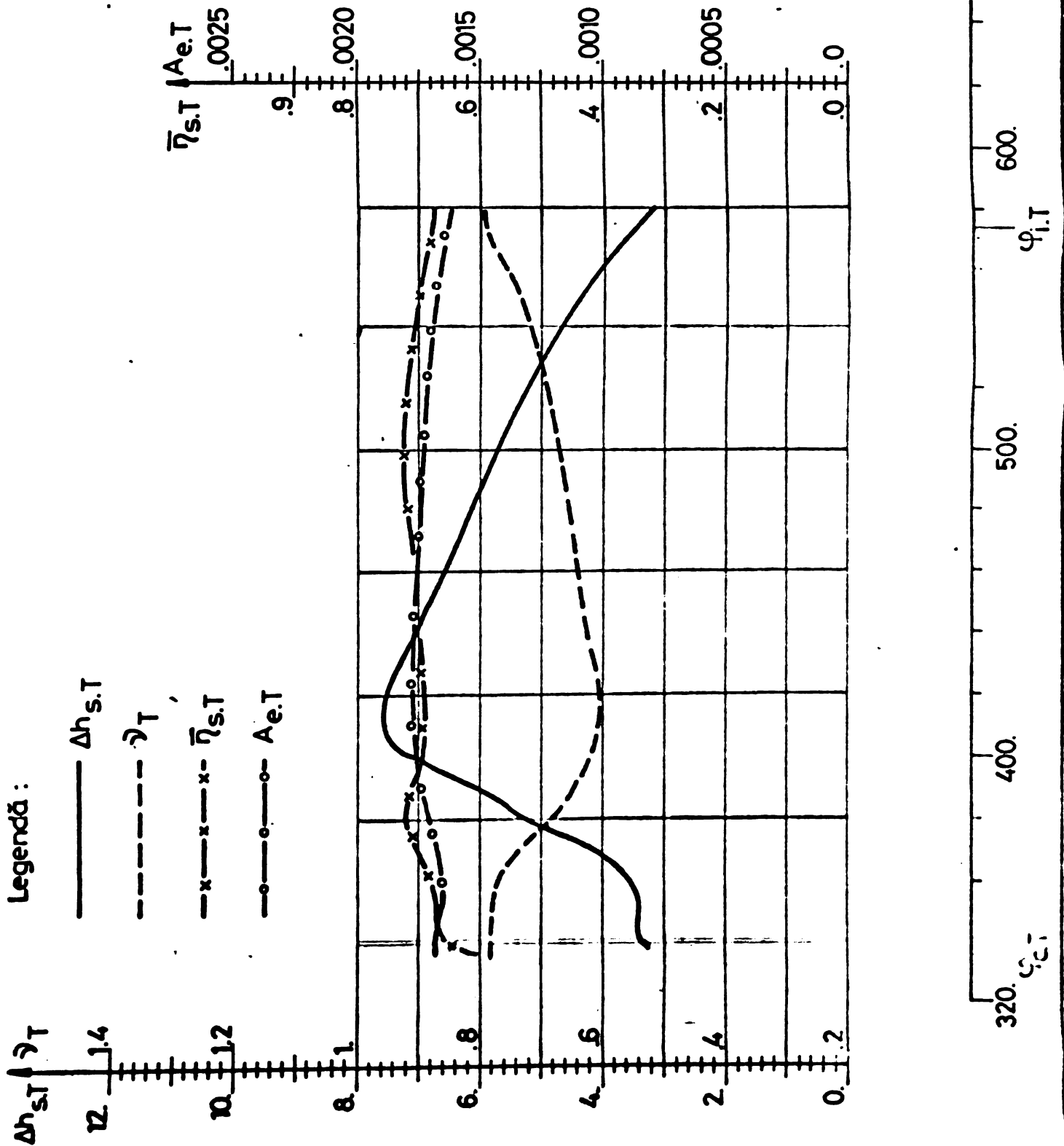
Legendă :

— $\Delta h_{s.T}$

- - - η_T

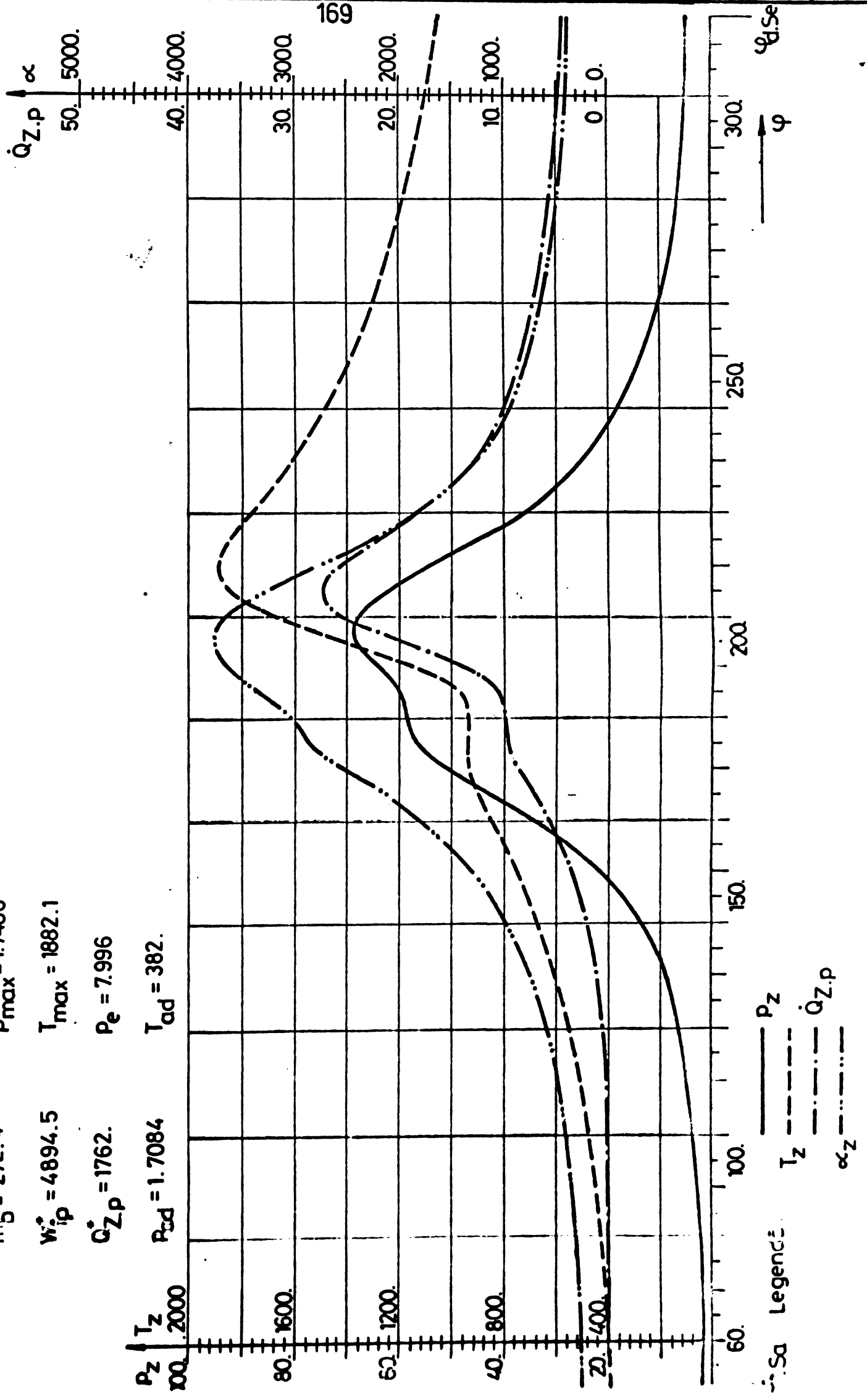
-x-x- $\bar{\eta}_{s.T}$

-o-o- $A_{e.T}$



p	T	$Q_{z,p}$	φ	α_z	n	\dot{p}	m_D	W^*	Regim de funcționare no-	rs.	g.
bar	K	$\frac{J}{RAM}$	$^{\circ}RAM$	$\frac{W}{m^2K}$	$\frac{rot}{min}$	$\frac{bar}{RAM}$	mg	$\frac{J}{ciclu,c}$	minal. Mărimi calculate	L15	pg.1/3
									ptr. perioada de j.p.		

$n = 13\pi$ $p = 6906$
 $m_D^* = 272.4$ $\dot{p}_{max} = 1.7486$
 $W_{ip}^* = 4894.5$ $T_{max} = 1882.1$
 $Q_{z,p}^* = 1762.$ $P_e = 7.996$
 $P_{cd} = 1.7084$ $T_{ad} = 382.$



p	T	φ	D	W*
bar	K	°RAM	°RAM	3 cicluc

170

Regim de funcționare nominal. Mărimi calculate pe perioada de joasă presiune

sc

g

16

Pag. 2/3

$W_{e,C}^* = 294.04$

$W_{e,T}^* = 298.29$

— P_z (calculat)

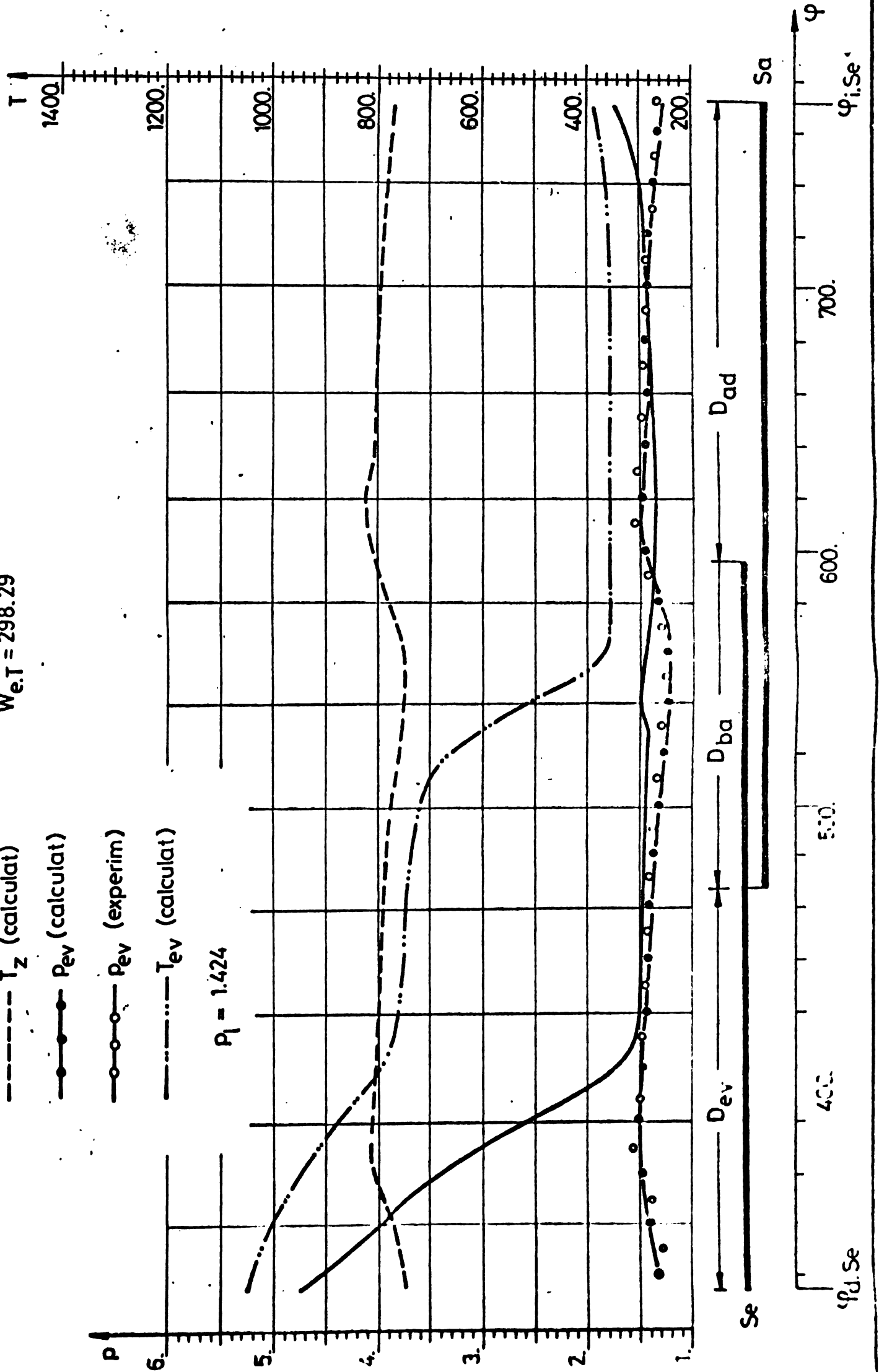
- - - T_z (calculat)

—●— P_{ev} (calculat)

—○— P_{ev} (experim)

- · - · - T_{ev} (calculat)

$p_l = 1.424$



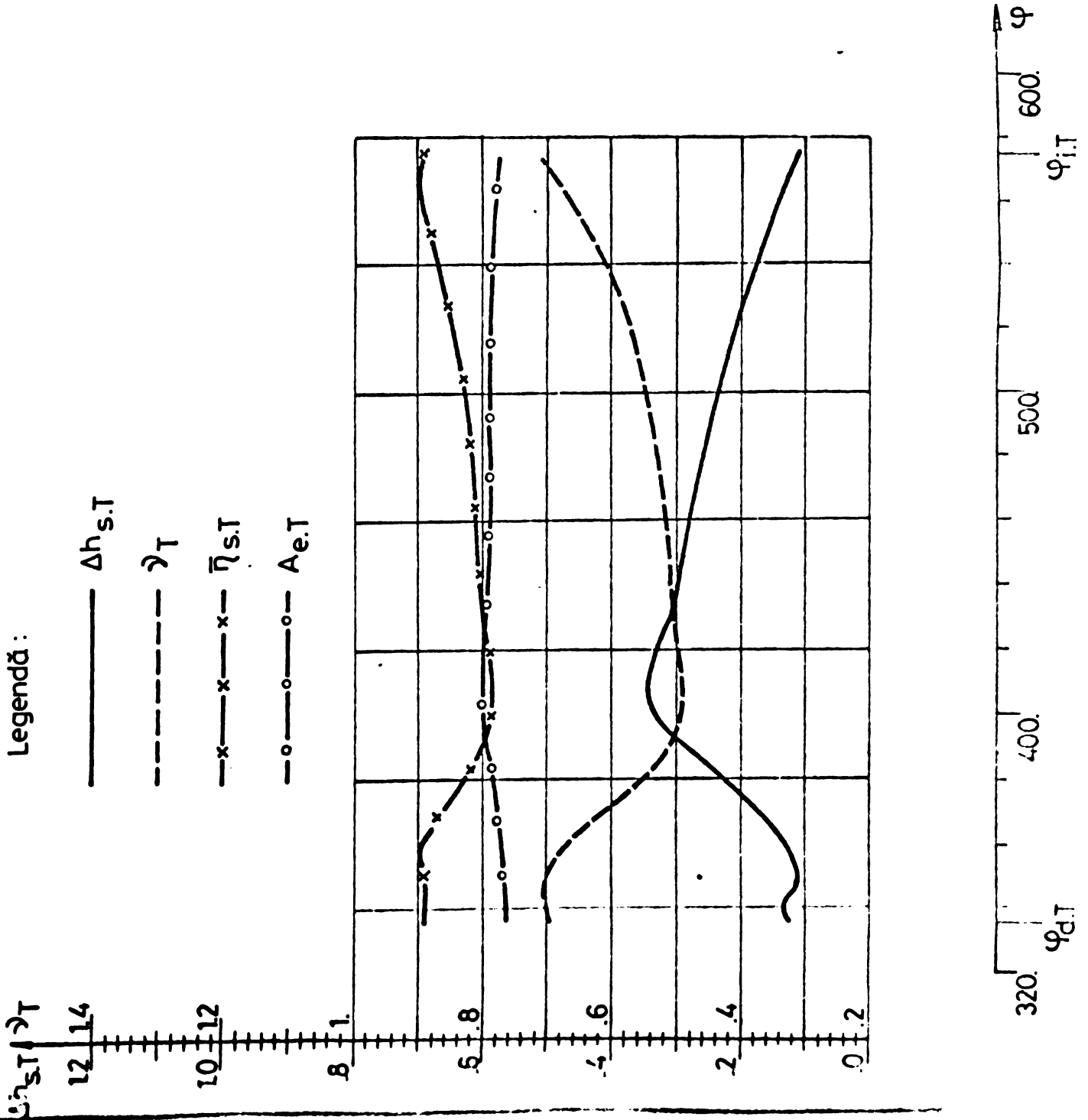
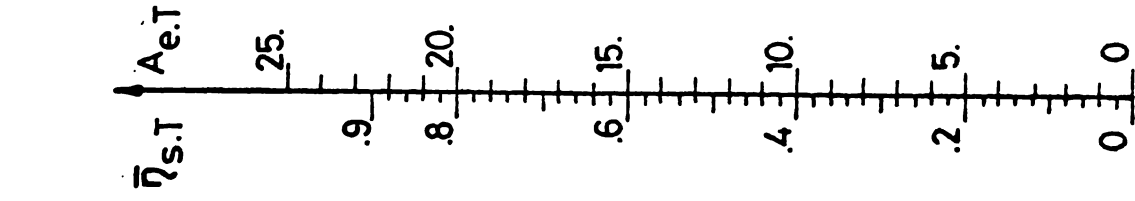
W	A	$\Delta h_{s.T}$	λ_T	η
3	m ²	$\frac{J}{kg}$	-	-

regim de funcționare
nal. Mărimi calculate pe
perioada de j.P.

$W_{e.C}^* = 926.86$
 $W_{e.T}^* = 928.5$
 $\eta_{e.T} = .7038$
 $\eta_{TS} = .4969$

Legendă :

- $\Delta h_{s.T}$
- - - λ_T
- x - x - $\bar{\eta}_{s.T}$
- o - o - $A_{e.T}$



Nr crt	Denumirea	Simb	U. M.	Regim			
				I	II	III	IV
1	Cant. comb. injectat pe ciclu și cilindru	m_b^*	kg	.000378	.000259	.0002724	.0002304
2	Frecvența de rotație a arborelui motor	n	min ⁻¹	1500.	1350.	1311.	1203.
3	Coeficient de umplere	λ_l	—	1.014	.99587	.99486	.98258
4	Gradul de utilizare a încărcăturii proaspete	λ_a	—	1.1714	1.0967	1.06918	1.0057
5	Gradul de umplere	λ_s	—	.9986	.9966	.99504	.99427
6	Presiunea medie indicată	p_i	bar	14.332	10.466	10.038	8.4276
7	Presiunea medie efectivă	p_e	bar	11.892	8.5029	8.1869	6.862
8	Randamentul efectiv al motorului	η_e	—	.36494	.38082	.3486	.34548
9	Cantitatea raportată de căldură schimbată cu peretii	$\xi_{z.p}^*$	—	.18325	.1896	.1769	.1759
10	Debitul de aer consumat de motor	$(m'_c)^*$	kg/s	.75653	.61365	.5723	.48837
11	Raportul de presiuni la care lucrează compresorul	π_c	—	1.9991	1.5476	1.4415	1.2401
12	Frecvența de rotație a rotorului turbosuflantei	n_{TS}	min ⁻¹	43224.	23748.	19641.	15577
13	Randamentul izentropic al compresorului	$\eta_{s.c}$	—	.7061	.7707	.7792	.7636
14	Temperatura aerului de supraalimentare	T_l	K	394.04	352.1	342.8	325.1
15	Lucrul mecanic efectiv consumat de compresor	$W_{e.c}^*$	$\frac{J}{\text{ciclu cil}}$	741.26	472.1	371.69	271.11
16	Presiunea aerului din colectorul de admisie	p_{Ca}	bar	1.9749	1.5289	1.4241	1.2251
17	Temperatura aerului din colectorul de admisiune	T_{Ca}	K	394.04	352.1	342.8	325.1
18	Randamentul efectiv al turbinei	$\eta_{e.T}$	—	.7038	.6719	.625	.6018
19	Viteza medie periferică raportată a turbinei	\bar{v}_T	—	.67567	.64786	.55413	.52909
20	Factorul izentropic de impuls al turbinei	$\mu_{s.T}$	—	.656	.6007	.4867	.3677
21	Temperatura medie a gazelor din fața turbinei	T_g^*	K	869.11	740.44	763.93	721.4
22	Idem, presiunea	p_g^*	bar	1.5682	1.3102	1.2545	1.1532
23	Coeficientul mediu al excesului de aer	λ_y	—	1.9310	2.072	1.80	1.50
24	Temperatura medie gaze după turbină	$T_{\omega.T}^*$	K	764.71	678.08	705.96	681.2
25	Presiunea maximă de ardere	p_{max}	bar	90.18	77.84	62.06	64.125

p	T	W*	Q*
bar	K	3 ciclu	3 ciclu

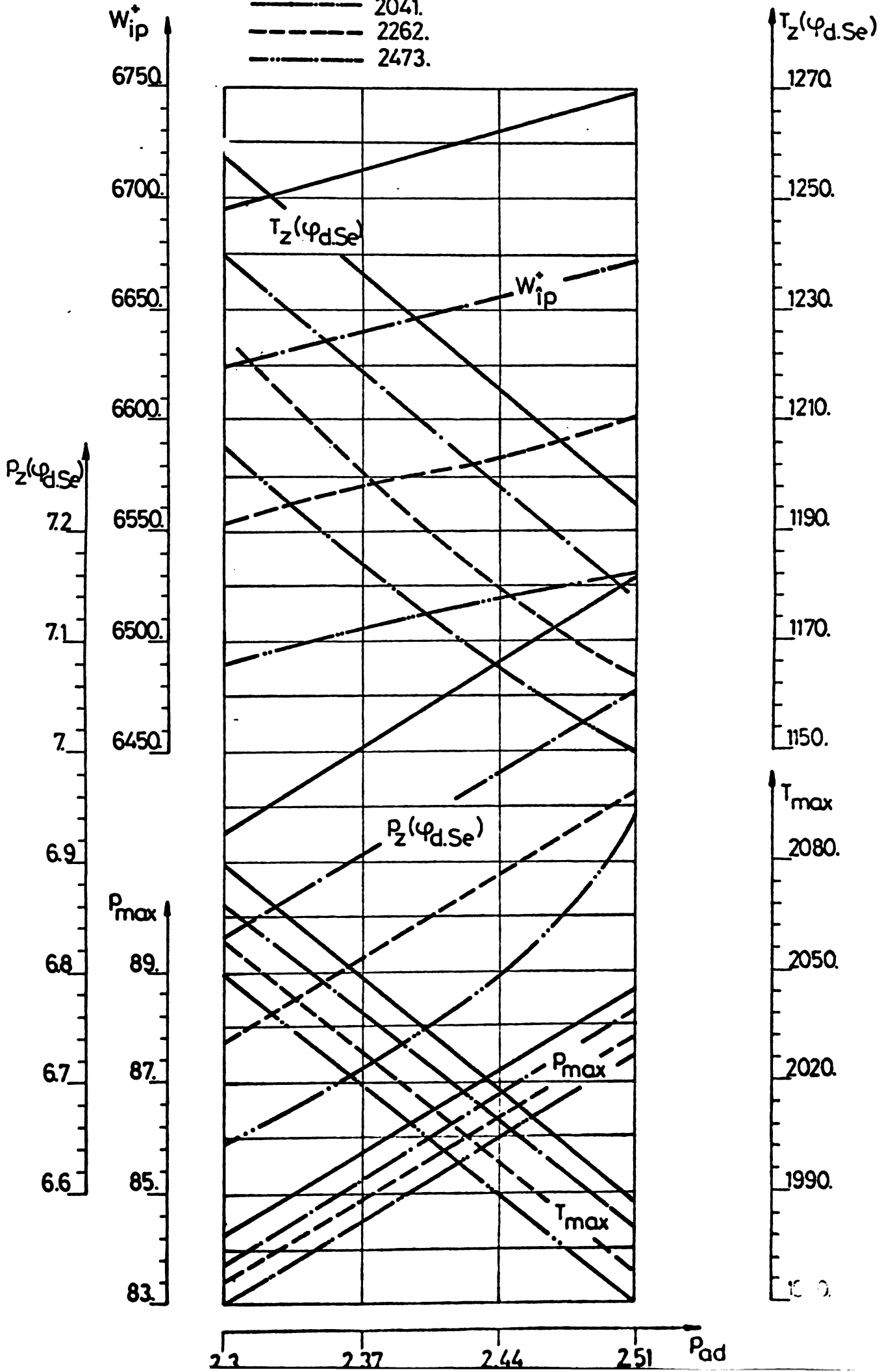
1/4

Influența lui (p;T)_{ad} și Q_{Z,p} asupra parametrilor funcționali ai perioadei de IP

sa
L7 pag.1/2

Legendă :

- Q_{Z,p} = 1808
- - - 2041.
- · - · 2262.
- · - · 2473.



p	T	W	Q
bar	K	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{cidu}}$

175

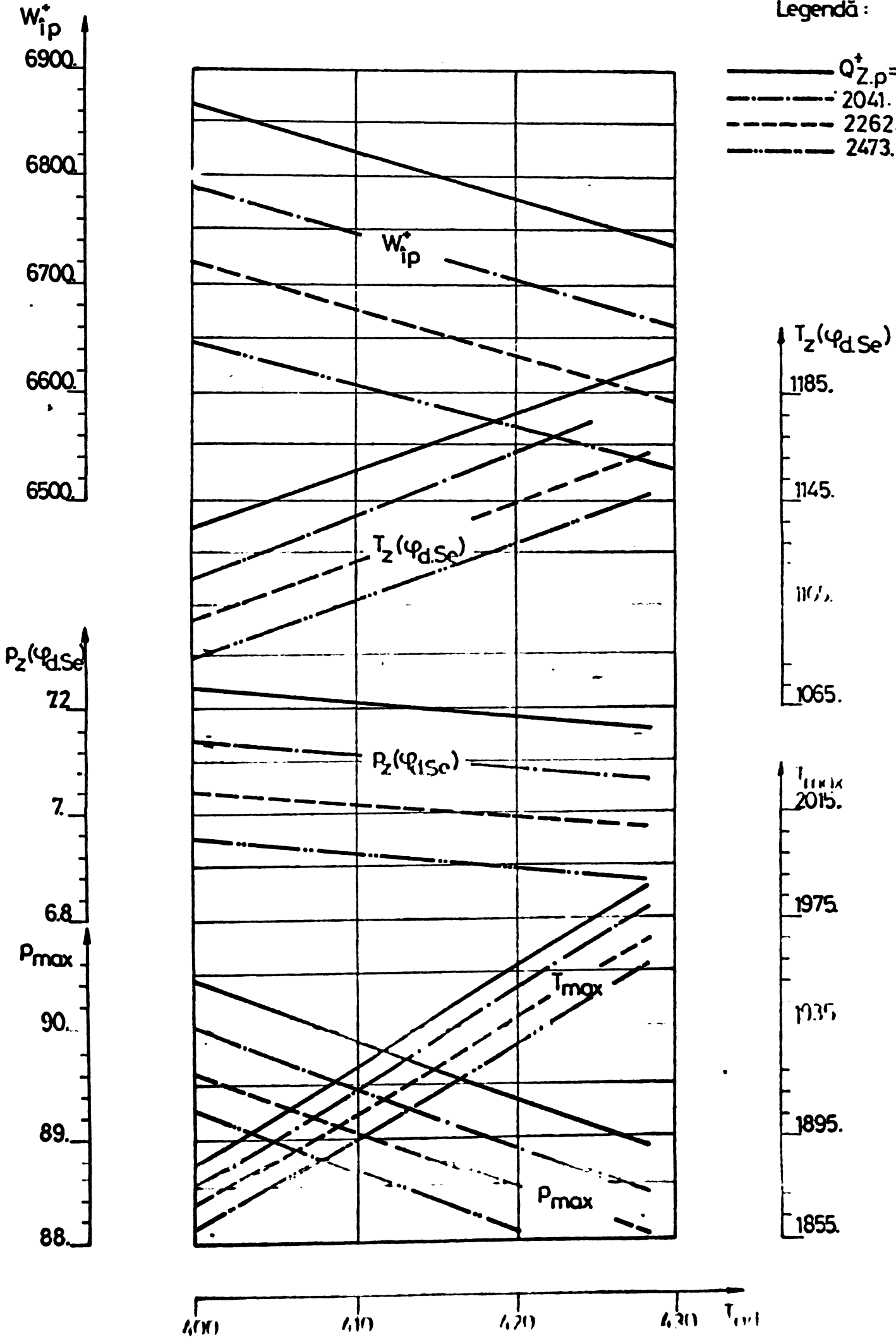
influența lui $(p, \omega, \gamma, \gamma_{2,p})$
asupra parametrilor func-
ționali ai perioadei de IP

L8

Fig. 2/2

Legendă :

- $Q_{z,p}^+ = 1808.$
- · - · - 2041.
- - - - 2262.
- · - · - 2473.

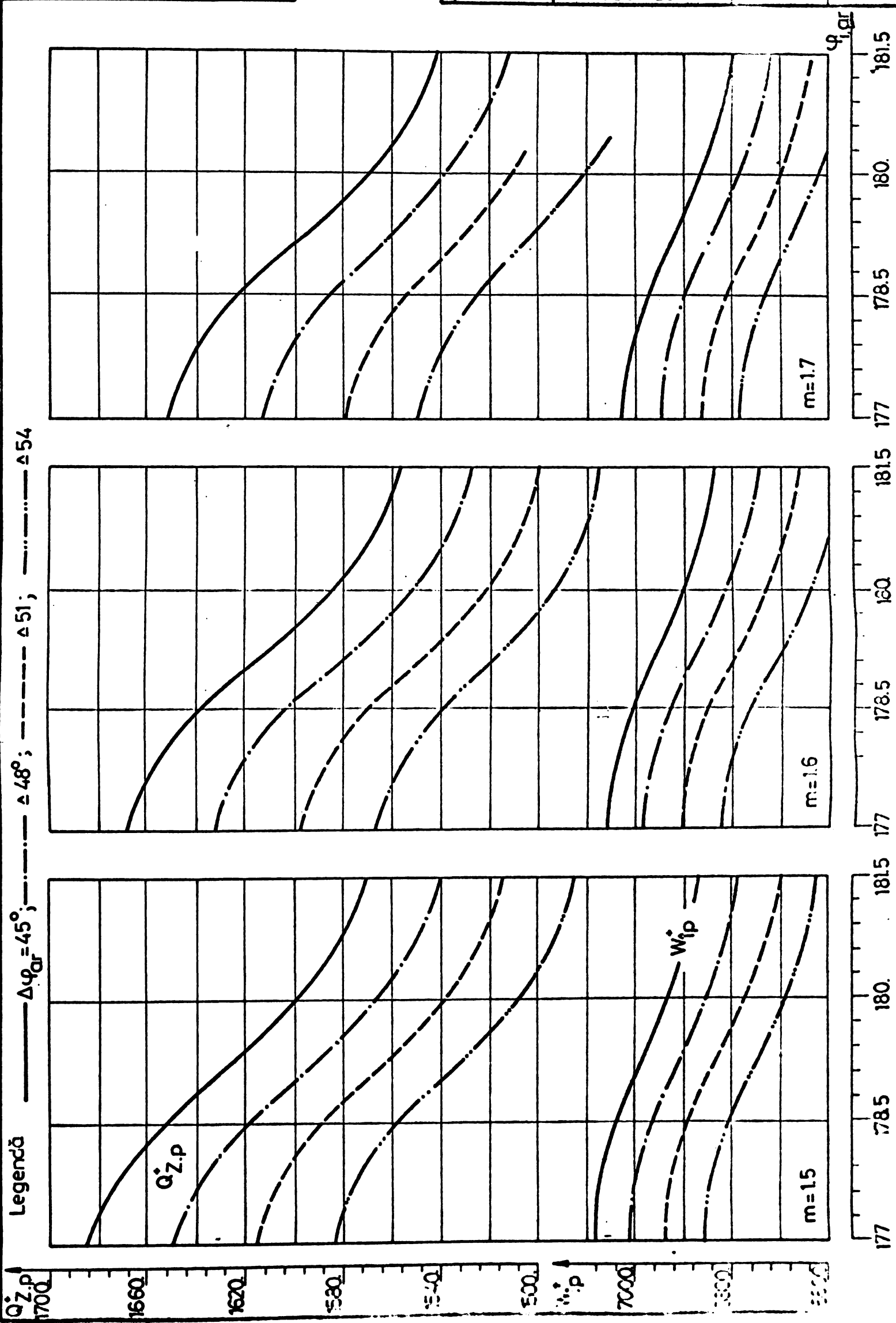


P	T	φ	m	U	W
bar	K	°RAM	-	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{ciclu}}$

influența lui φ asupra parametrilor funcționali ai perioadei de IP

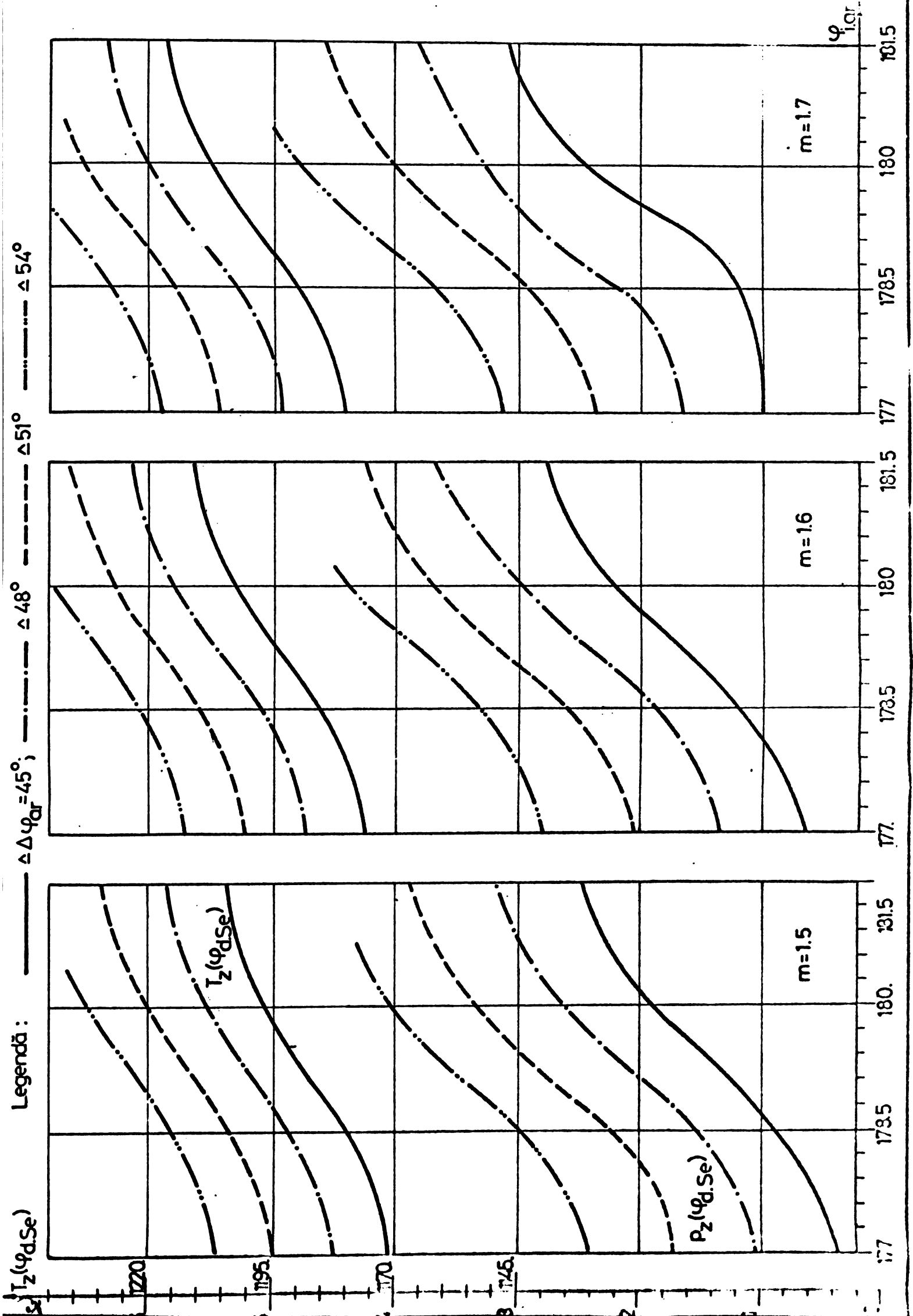
L9

pag. 1/4



P	T	φ_{RAM}	m
bar	K	°	-

influența temperaturii asupra parametrilor funcționali ai perioadei de IP

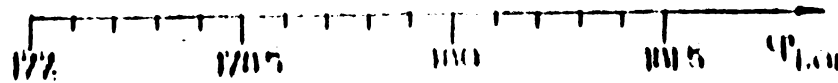
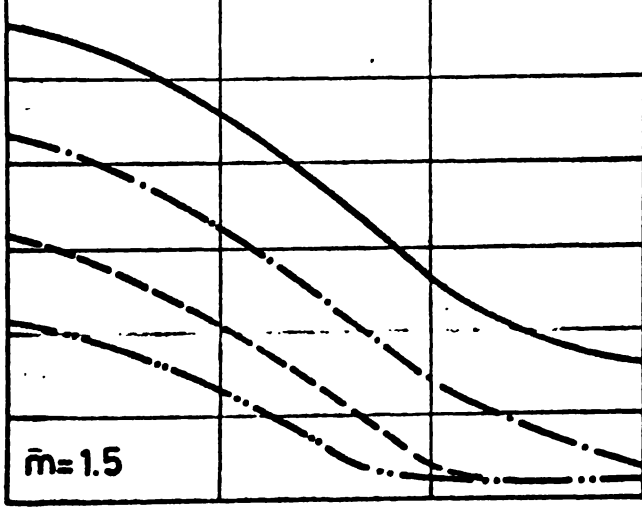
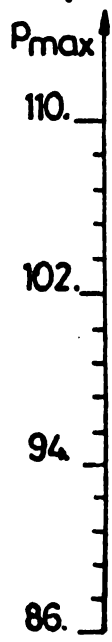
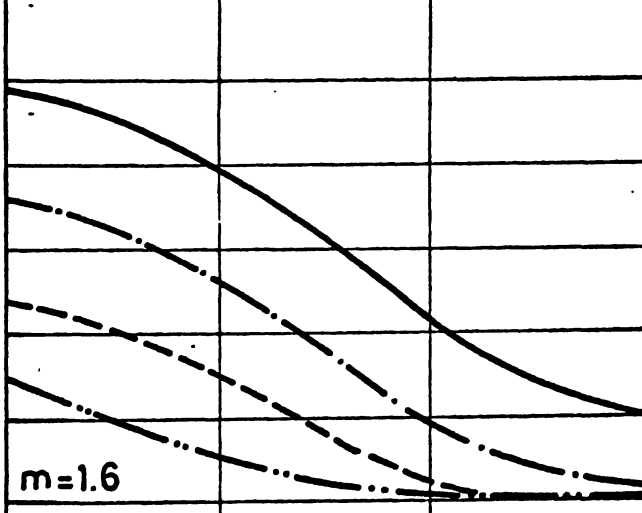
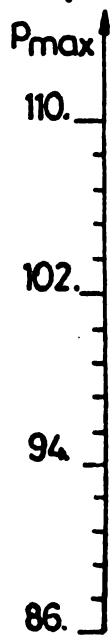
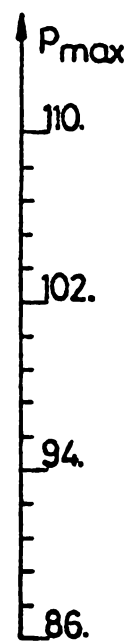
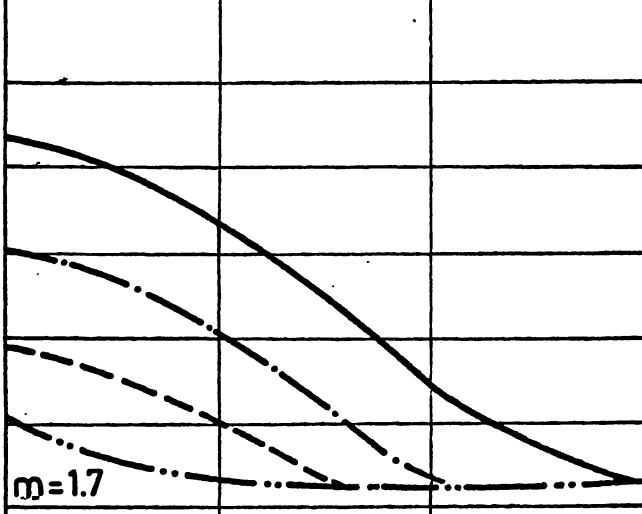
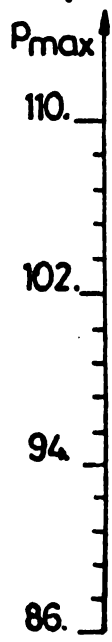
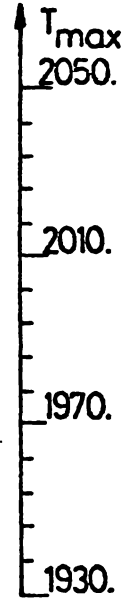
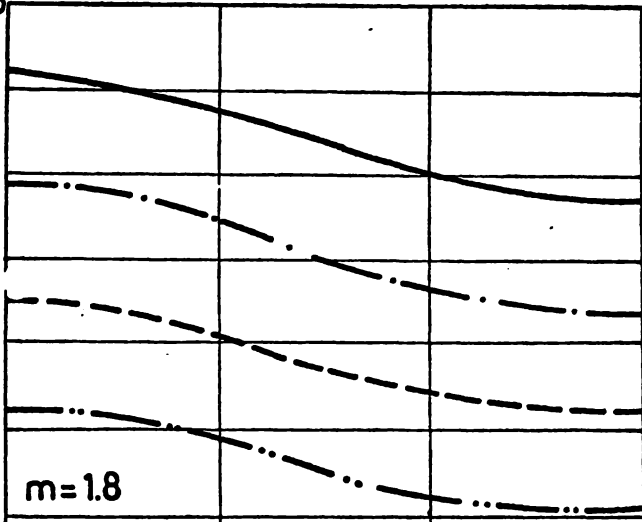
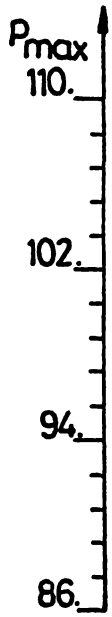


p	T	φ	m	Q	W
bar	K	°RAM	-	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{ciclu}}$

influența lui $\varphi_{\text{par}} / \Delta\varphi_{\text{par}}$ asupra parametrilor funcționali ai perioadei de IP

Legendă

- $\Delta\varphi_{\text{par}} = 45^\circ$
- · - · - 48°
- - - 51°
- · - · - 54°



INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

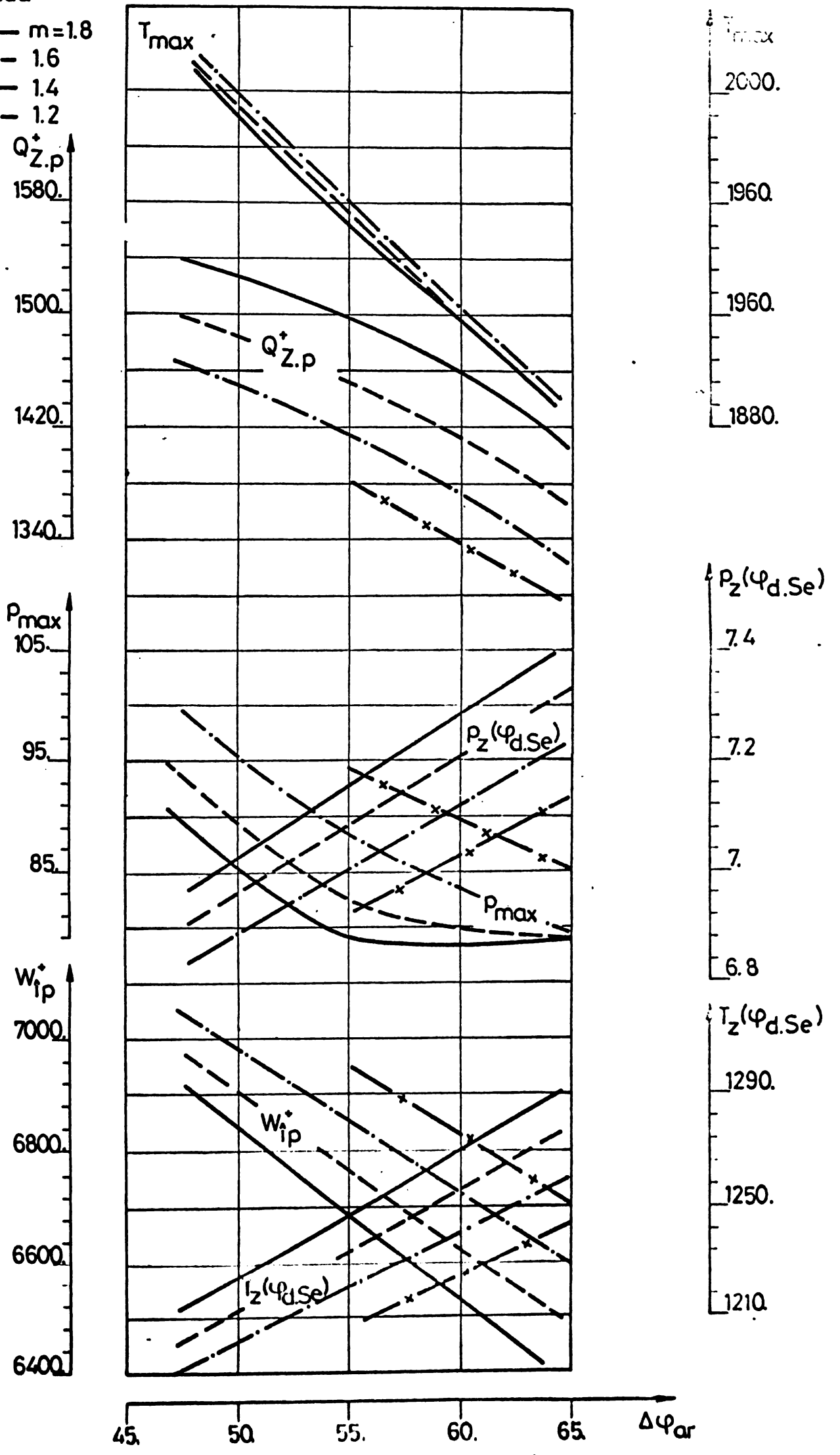
p	T	V	Q	$\Delta\varphi$
bar	K	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$^{\circ}\text{RAM}$

influența ... asupra parametrilor funcționali ai perioadei de IP

9 pag. 4/4

Legendă

- m=1.8
- - - 1.6
- · - · - 1.4
- x - x - 1.2

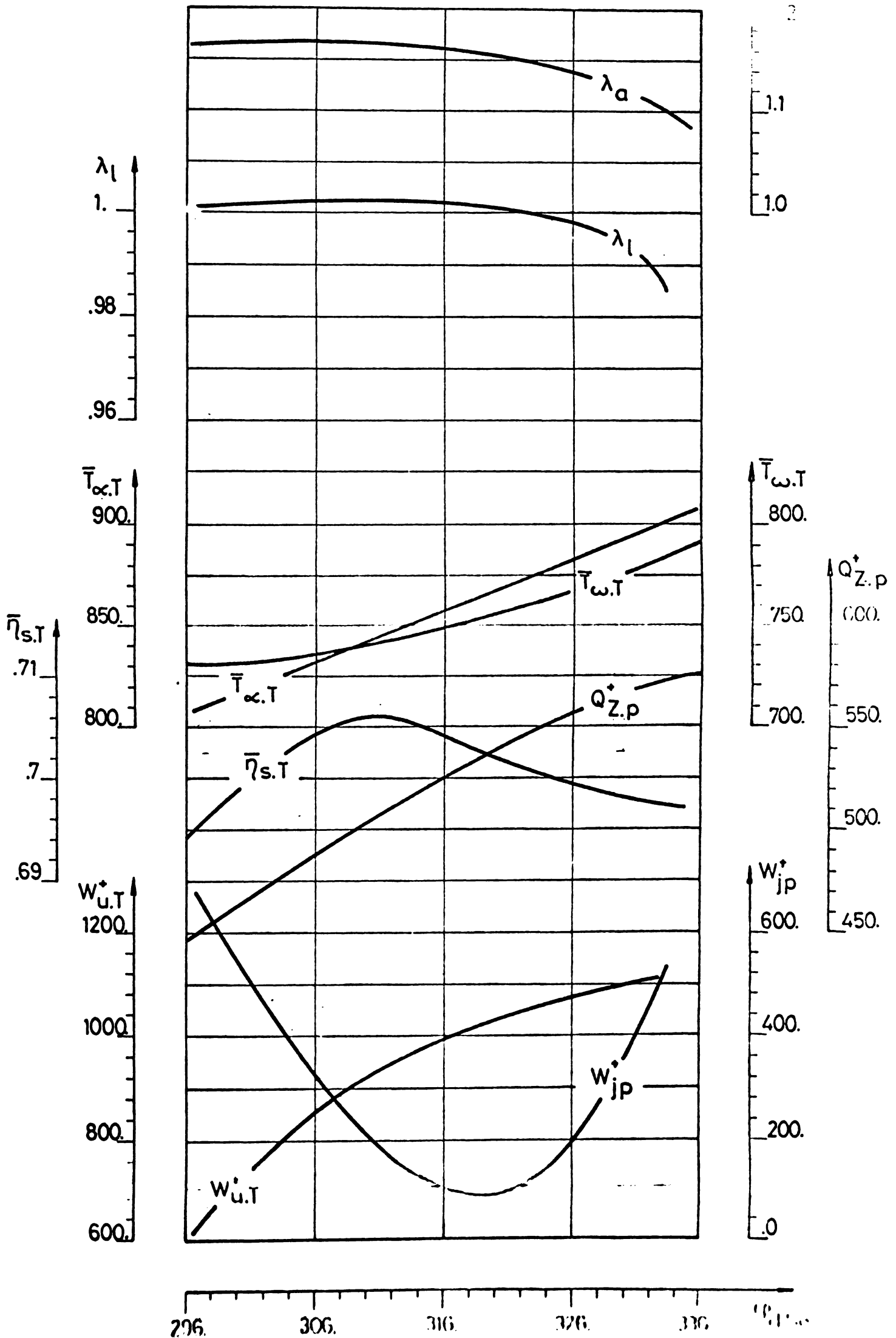


T	W^*	Q	$\eta_{s.T}$	φ	λ
K	3 ciclu	3 ciclu	-	$^{\circ}$ RAM	-

100

influența fazelor de distribuție asupra procesului de schimbare a gazelor

10 3.F.
pg.1/1



A	W^*	Q^*	T	$\eta_{s.T}$	λ
cm ²	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	K	—	—

102

Influența unilor $\lambda_{g.T}$, $\eta_{e.Sa}$
asupra procesului de
schimbare a gazelor

5a

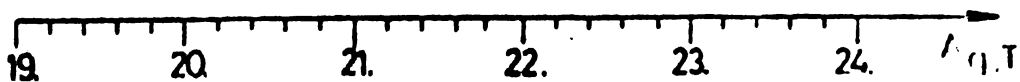
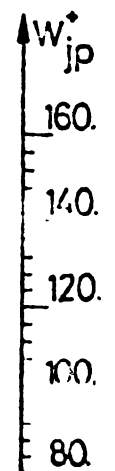
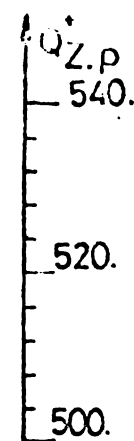
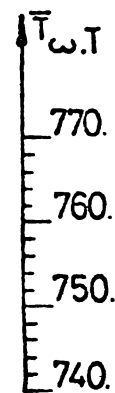
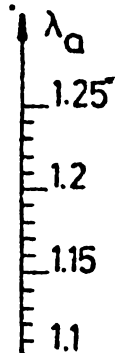
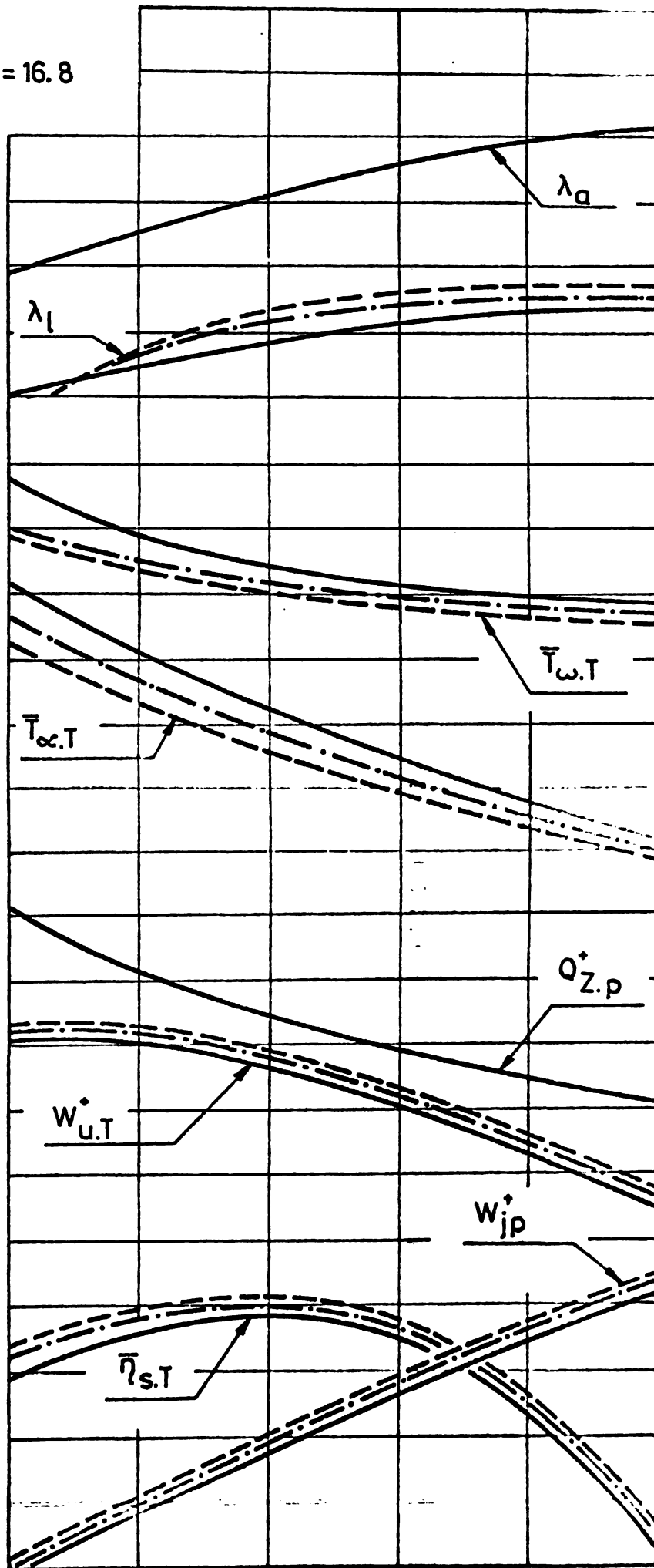
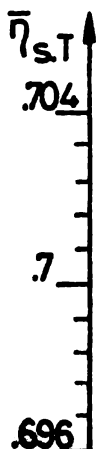
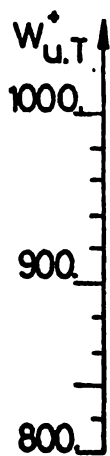
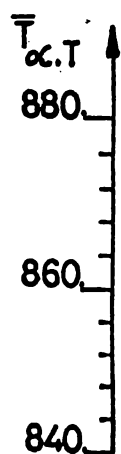
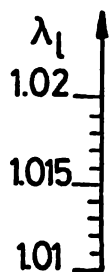
Fig. 1

2

Pag. 1/1

Legendă :

- $(A_{e.Sa})_{\max} = 16.8$
- - - - - 17.6
- - - - - 18.4



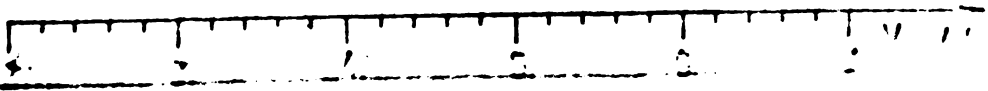
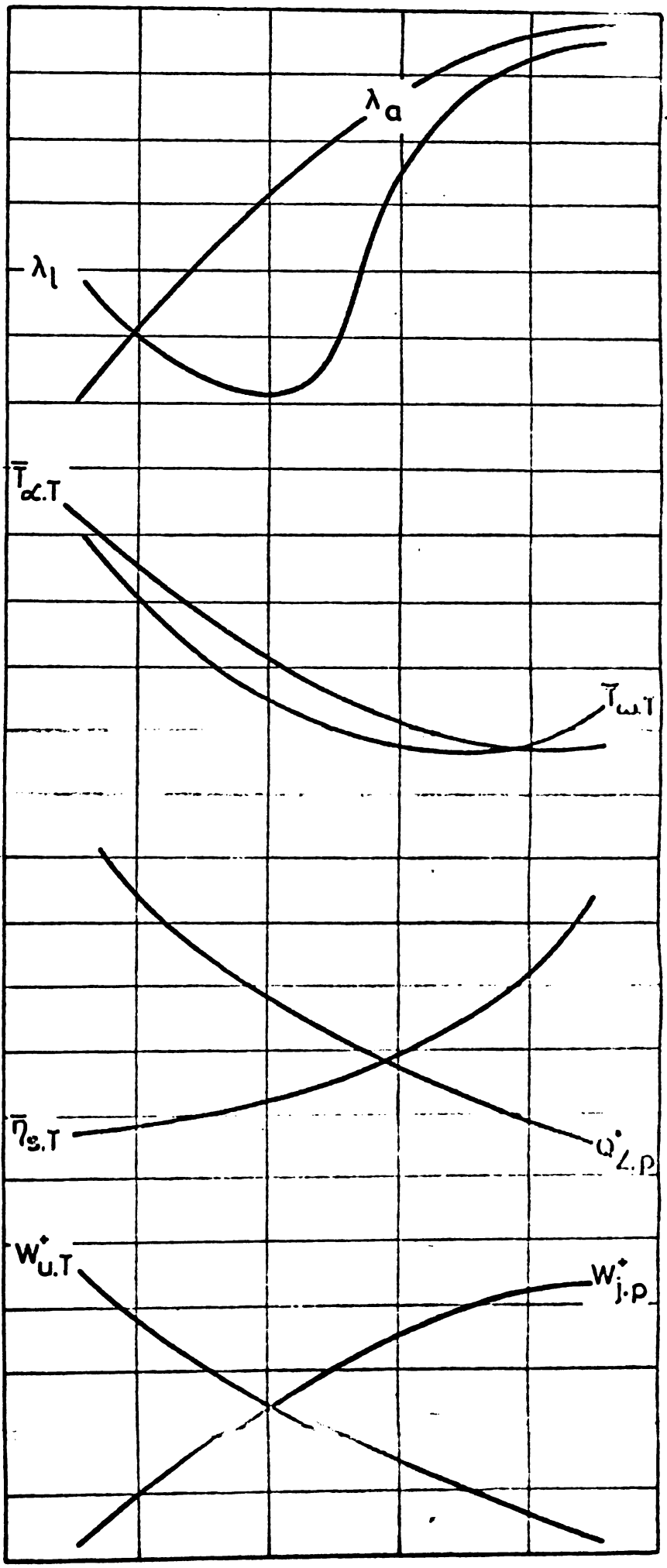
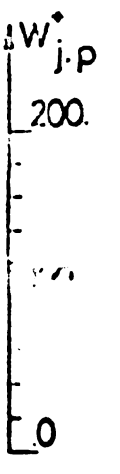
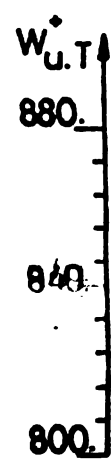
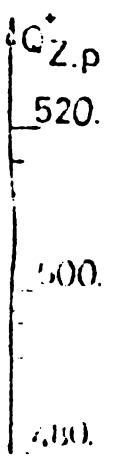
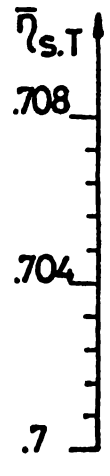
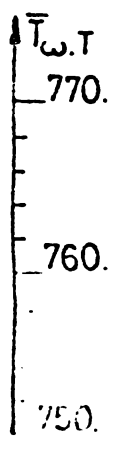
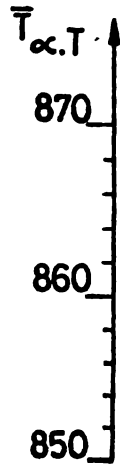
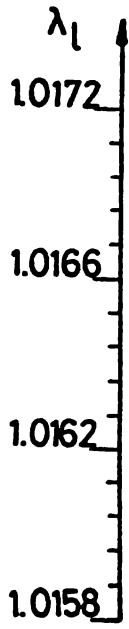
V	W*	Q*	T	(s.T)	λ
m ³	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	$\frac{3}{\text{ciclu}}$	K	—	—

100

influența volumului v_{ce}
asupra procesului de schimbare a gazelor

sa: 13

g.r. 1/1

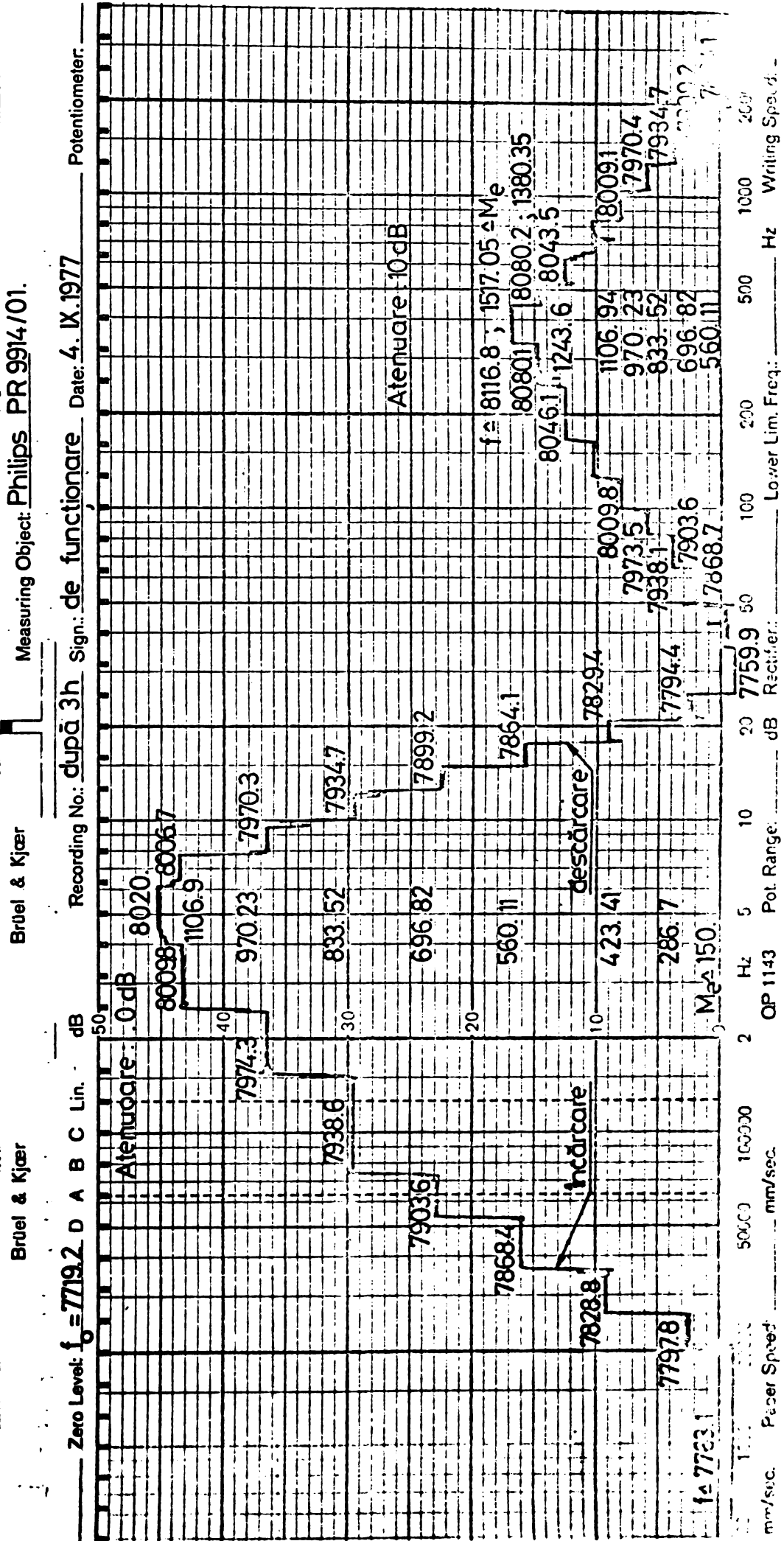


M_e	f
Nm.	Hz

104

Diagrama de calibrare
a instalației de măsurat
momentul efectiv M_e

sa
la de
brare
Pag.1/1

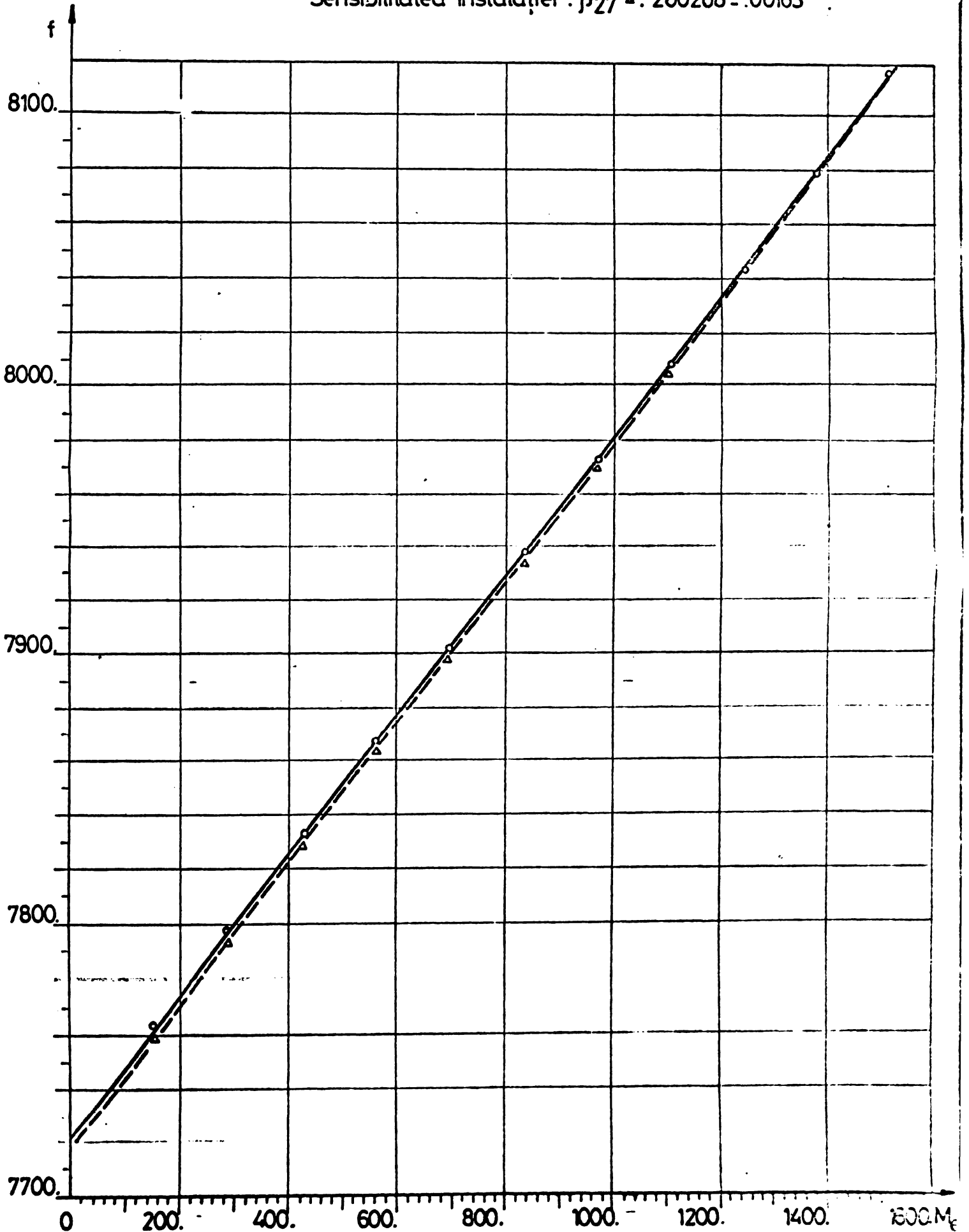


f	M _e	β
Hz	Nm	$\frac{\text{Hz}}{\text{Nm}}$

Legendă :

- Incărcare
- △-△-△ Descărcare. Prag de sensibilitate : (M_e)_{min} = 4.12

Sensibilitatea instalației : β₂₇ = . 260268 ± .00163

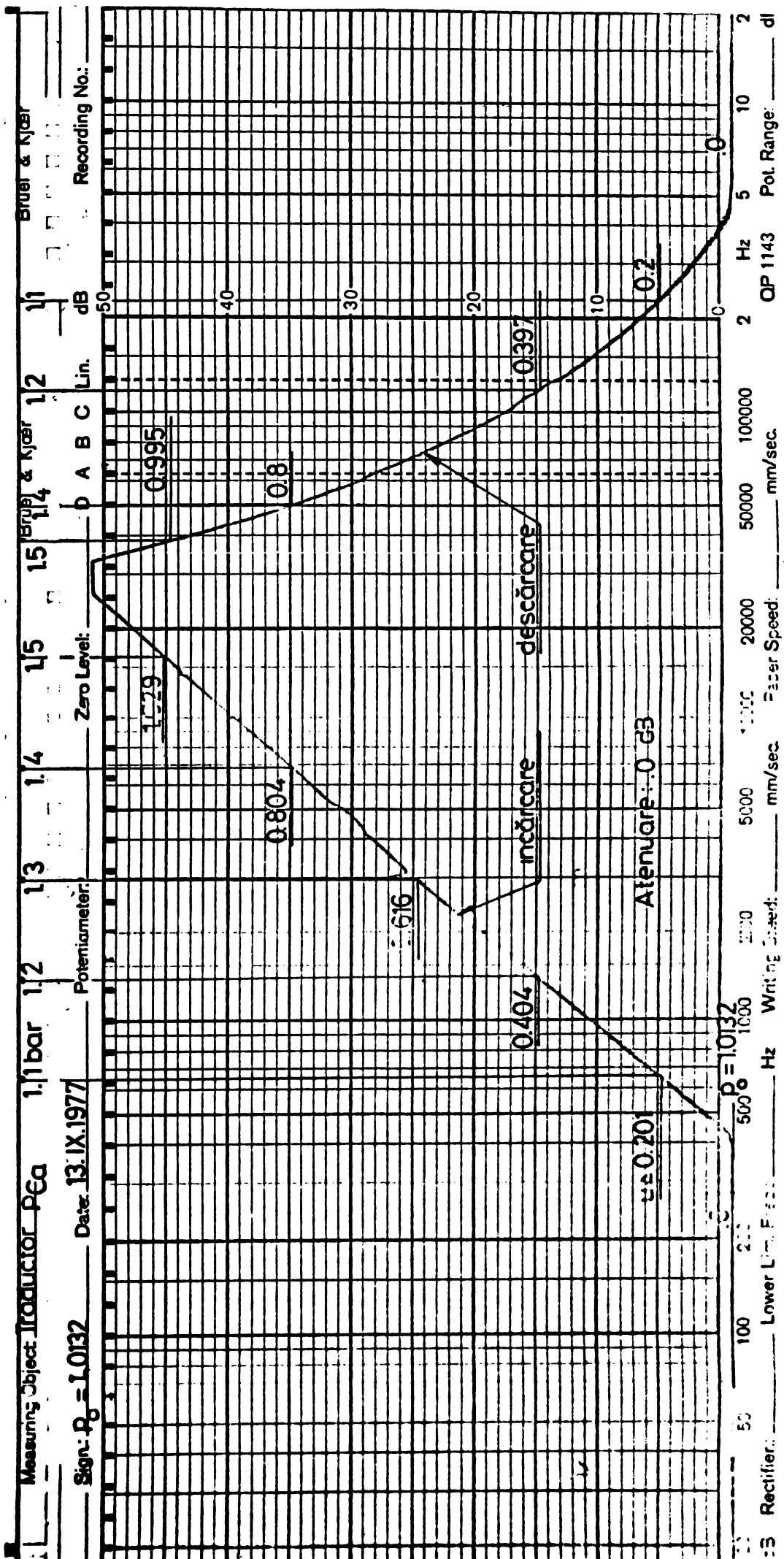


p	U
bar	V

186

Diagrama de calibrare a
instalației de măsurat
presiunea P_{Ca}

sa Fig.F
Tabela de
calibrare Pag.1/1

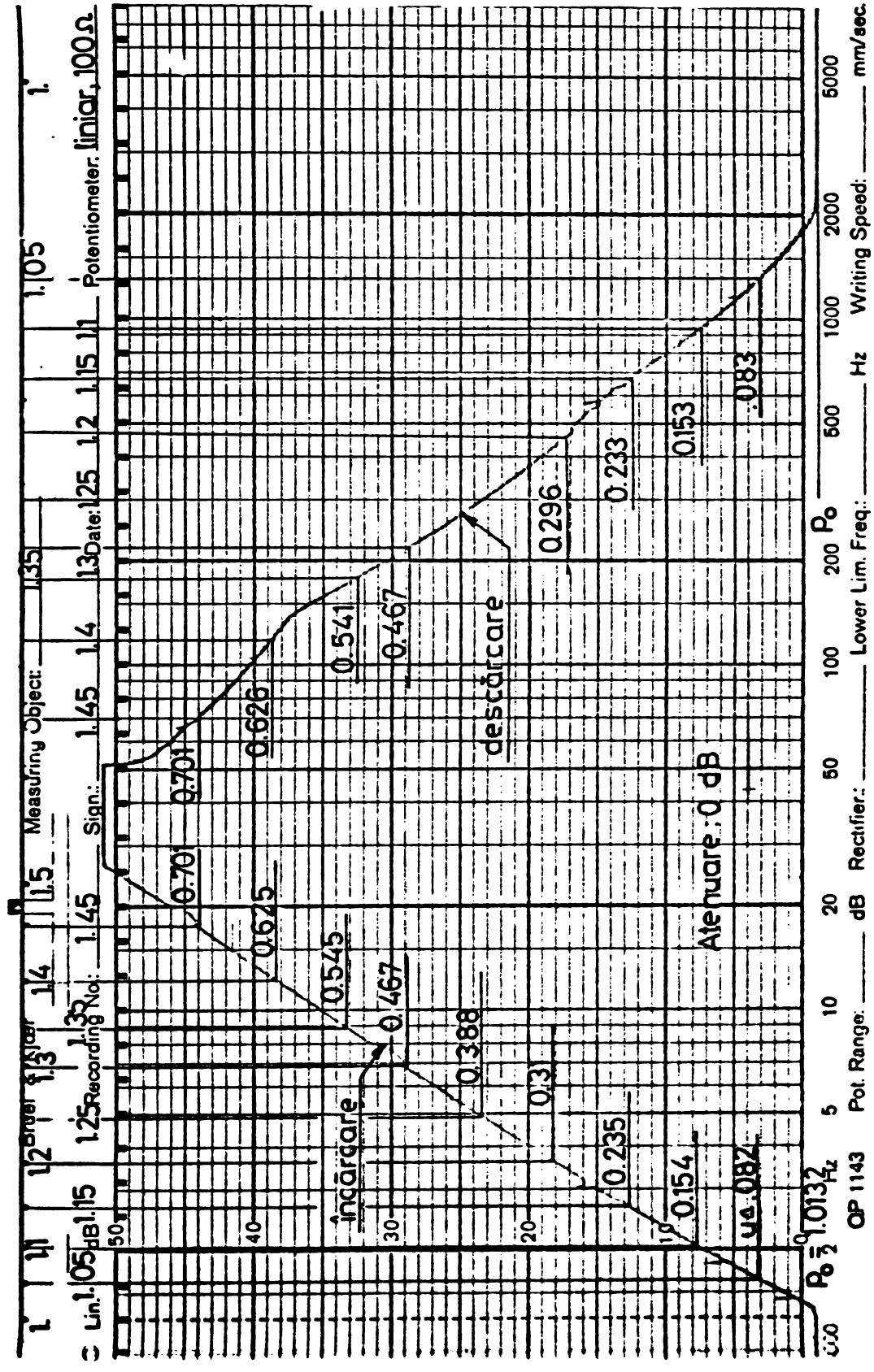


p	u
bar	V

187

Diagrama de calibrare a
instalației de măsurat
presiunea P_{ev}

sa	Fig.
Tabela	Pag: 1/1
de calibrare	



U	p	β
V	bar	$\frac{V}{\text{bar}}$

100

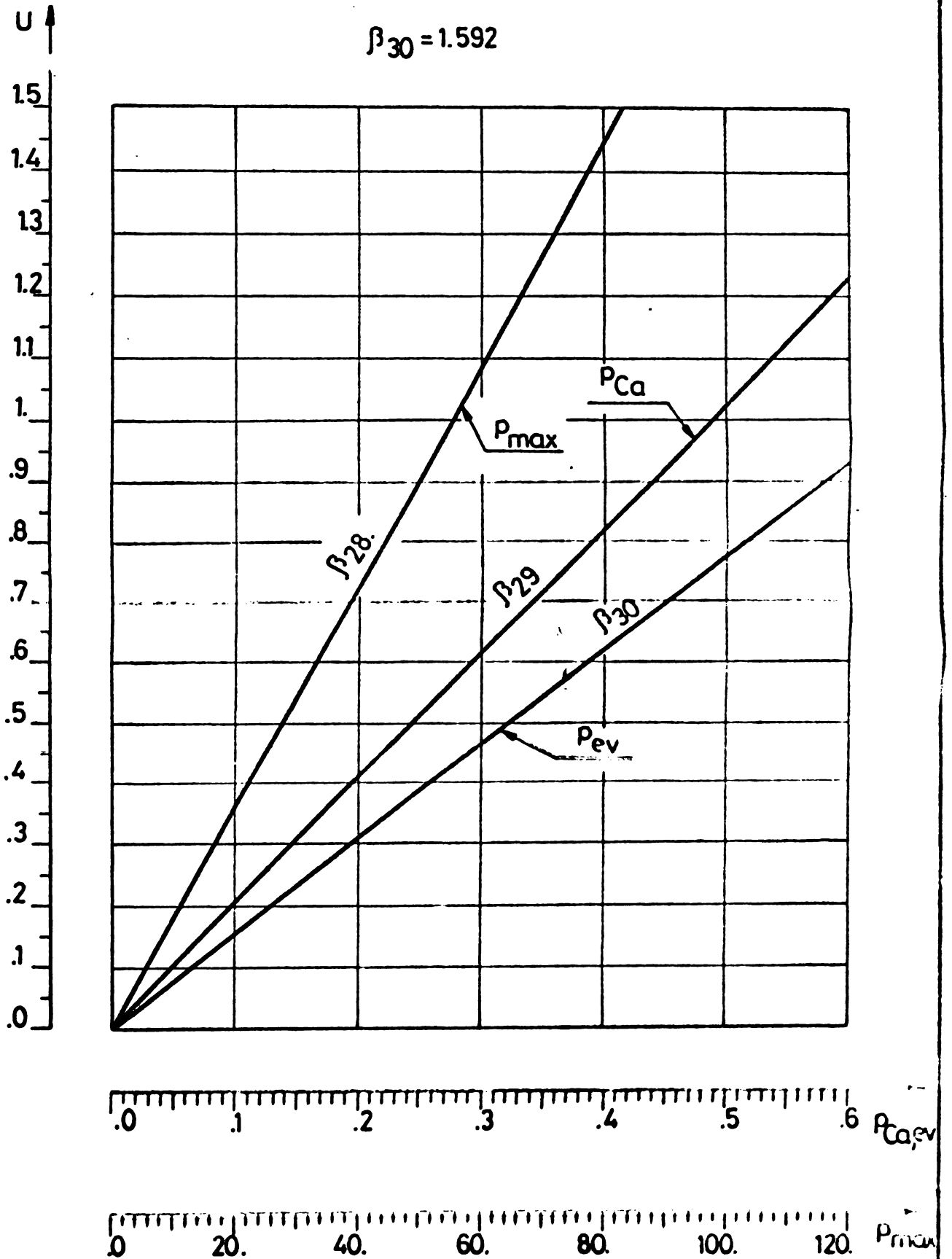
Caracteristica de calibrare
a traductoarelor de
presiune.

SG. g.
20, F2
Tab. calibr. Pag. 1/1

$$\beta_{28} = .018156$$

$$\beta_{29} = 2.058$$

$$\beta_{30} = 1.592$$

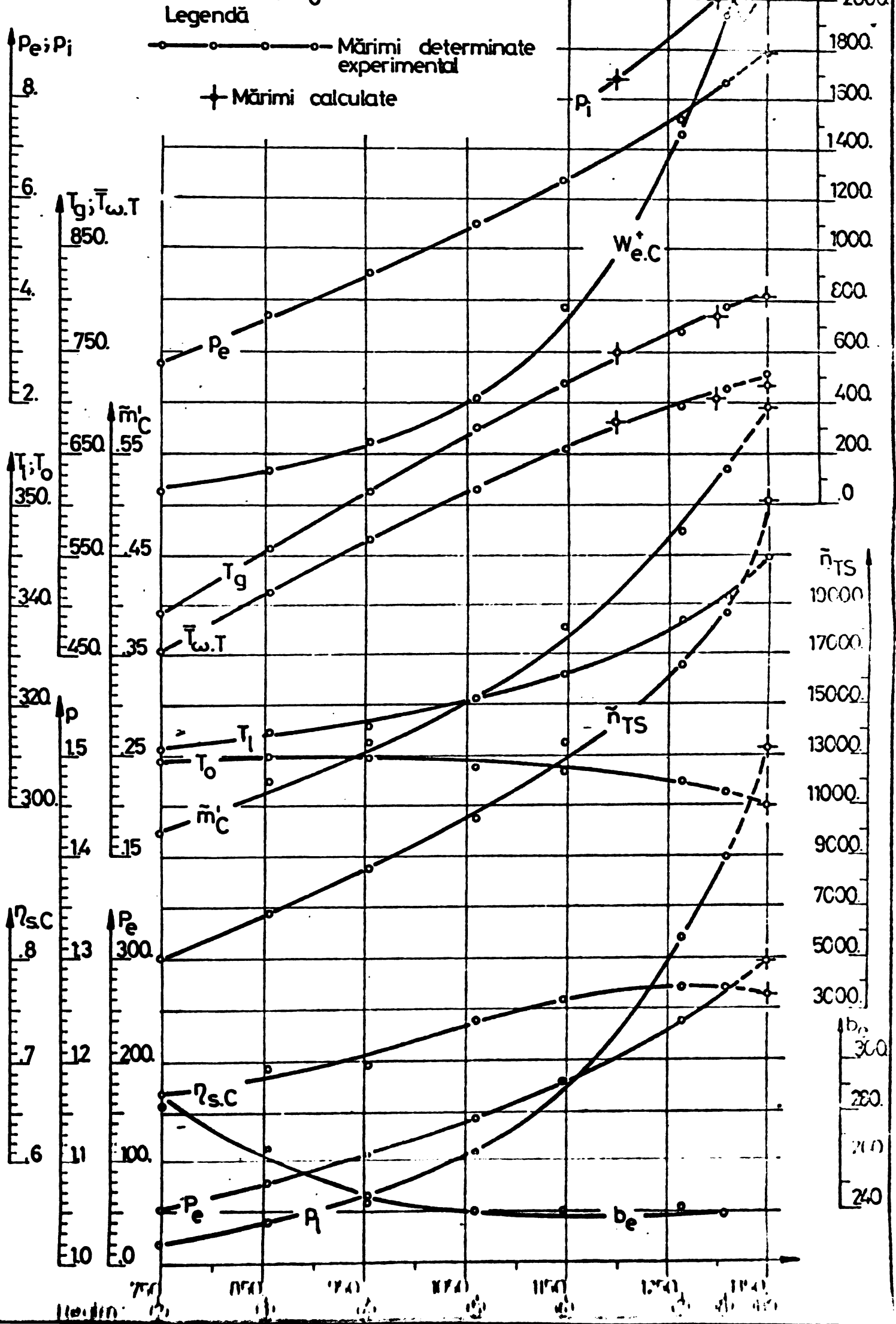


P_e	n	D_e	p	T	\dot{m}_C	η	$W_{e.C}$
kW	min ⁻¹	$\frac{g}{kWh}$	bar	K	kg.s ⁻¹	-	$\frac{3}{ciclu}$

Parametrii caracteristici ai caracteristica de elice

sa
F.P.I.
= 17

Data încercărilor: 18 IX 1977; $p_0 = 1.00925$



P_e	n	b_e	p	T	\dot{m}'_C	η	$W_{e.C}$
kW	min^{-1}	$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$	bar	K	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	-	$\frac{\text{J}}{\text{ciclu}}$

190

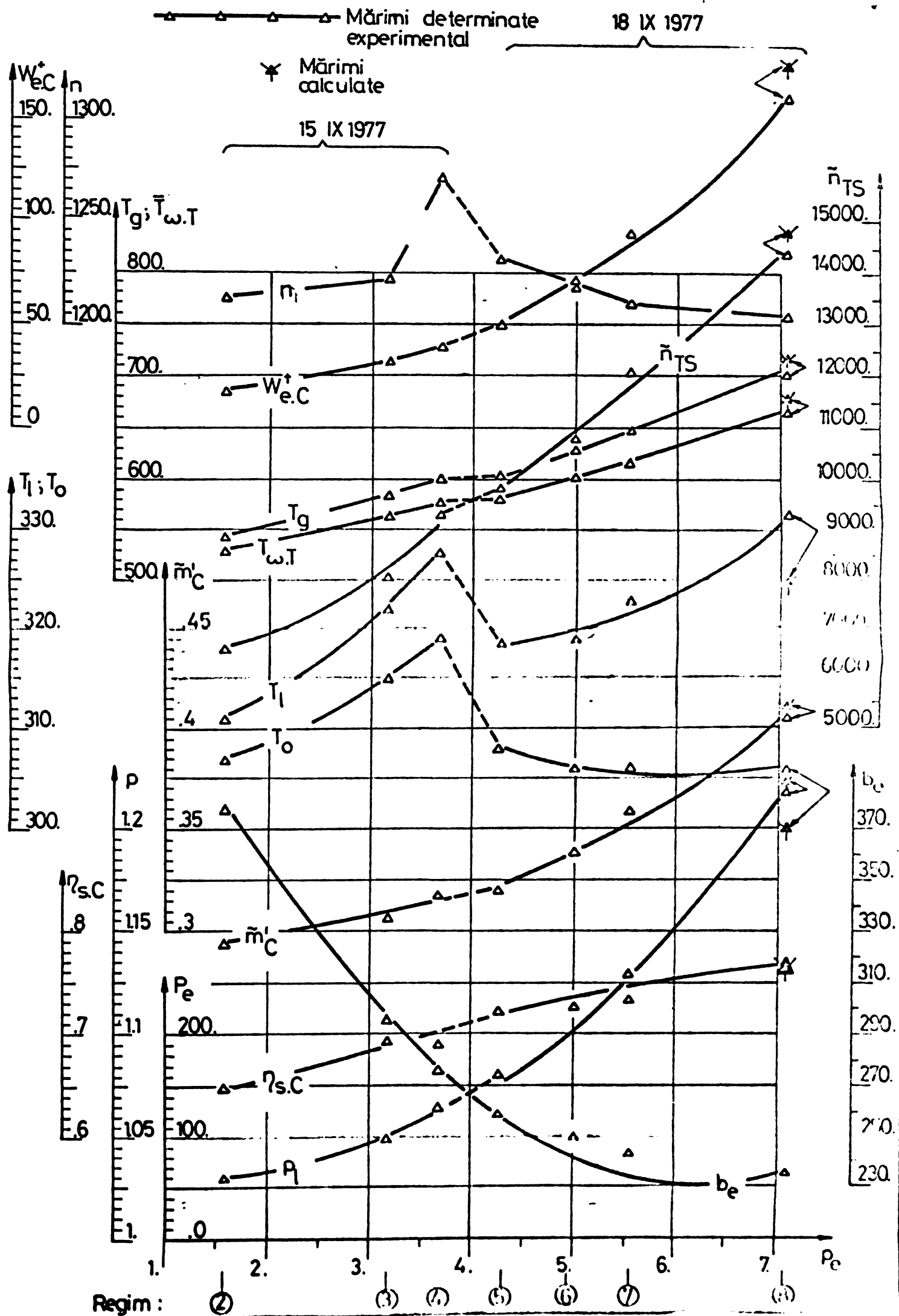
Parametrii funcționării pentru caracteristica de generator ($n=1200.$)

arsc

Fig.F24

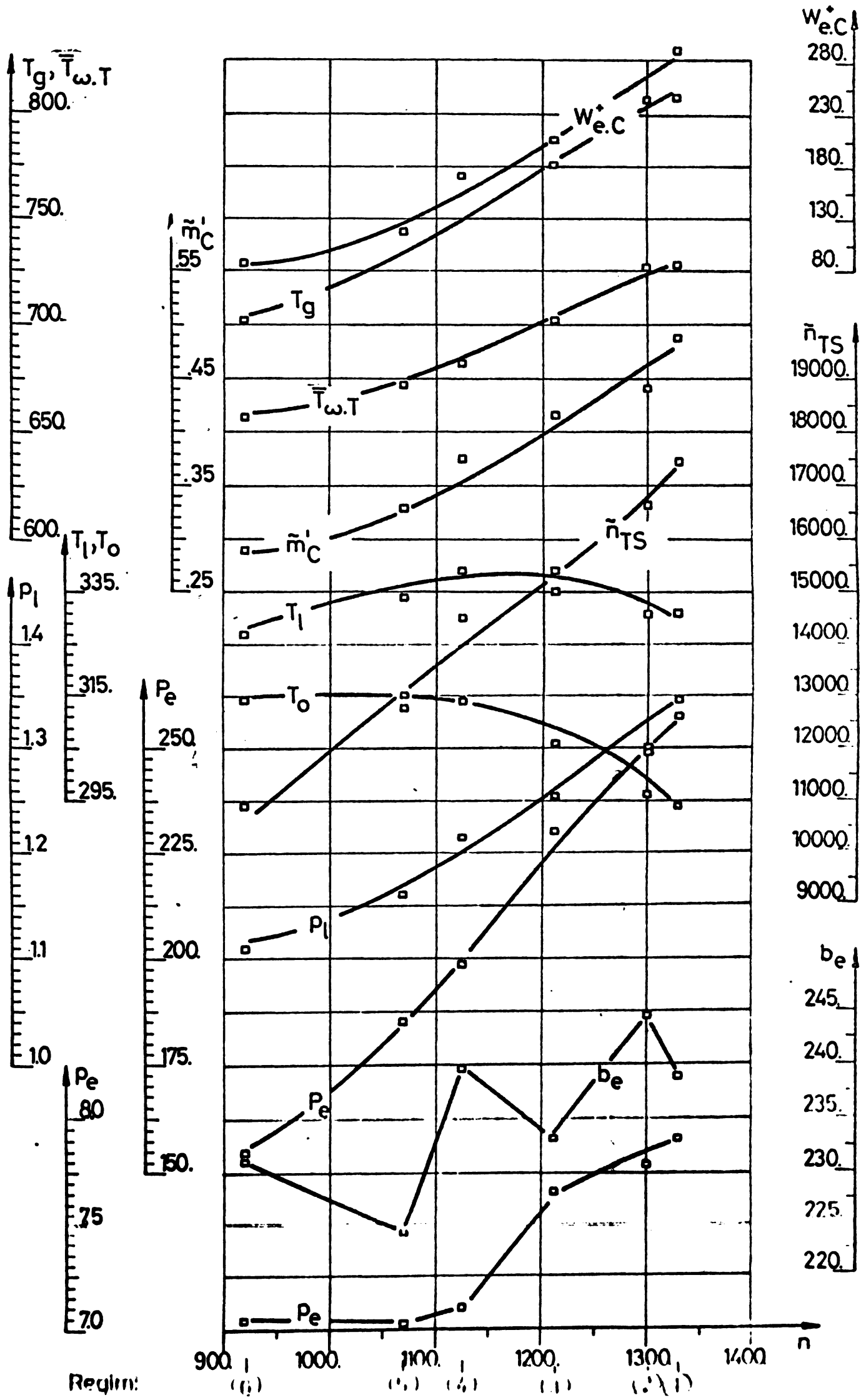
2; FP2

pag.1/1

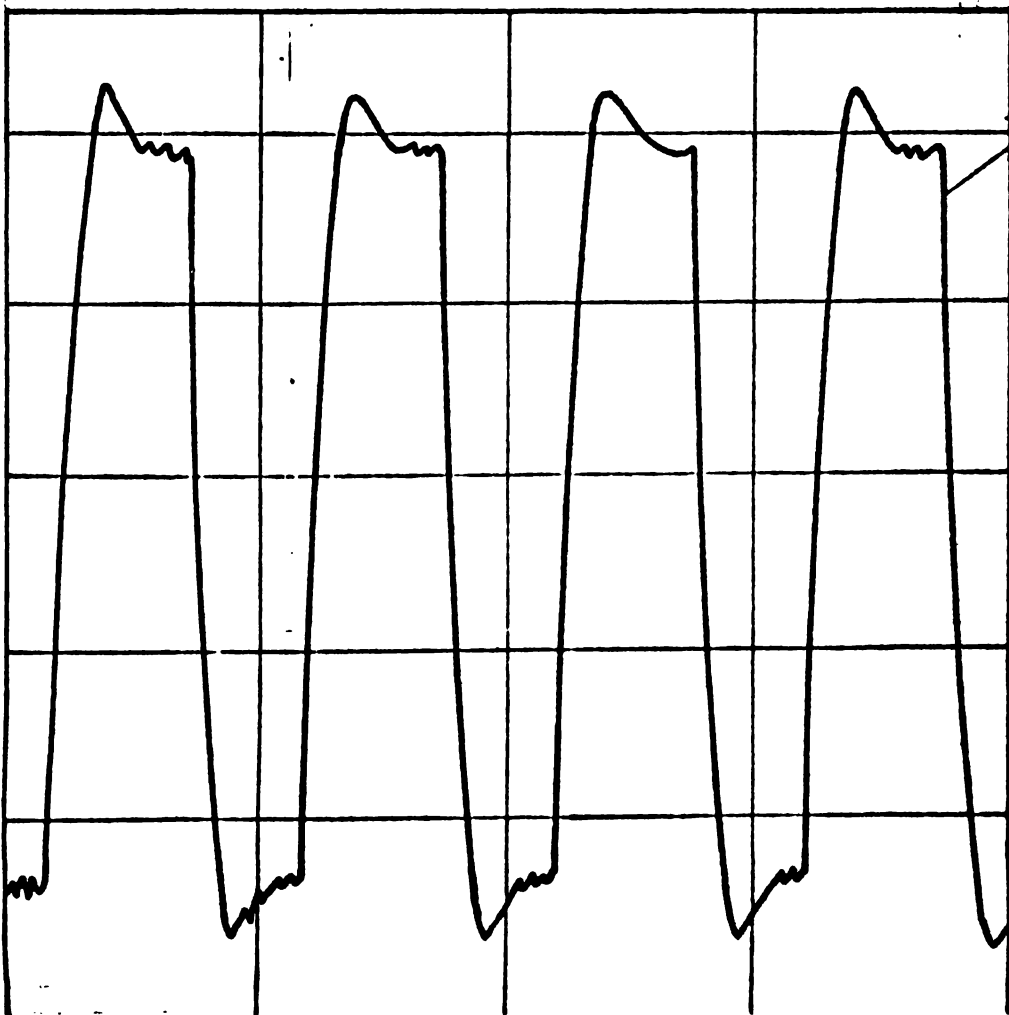
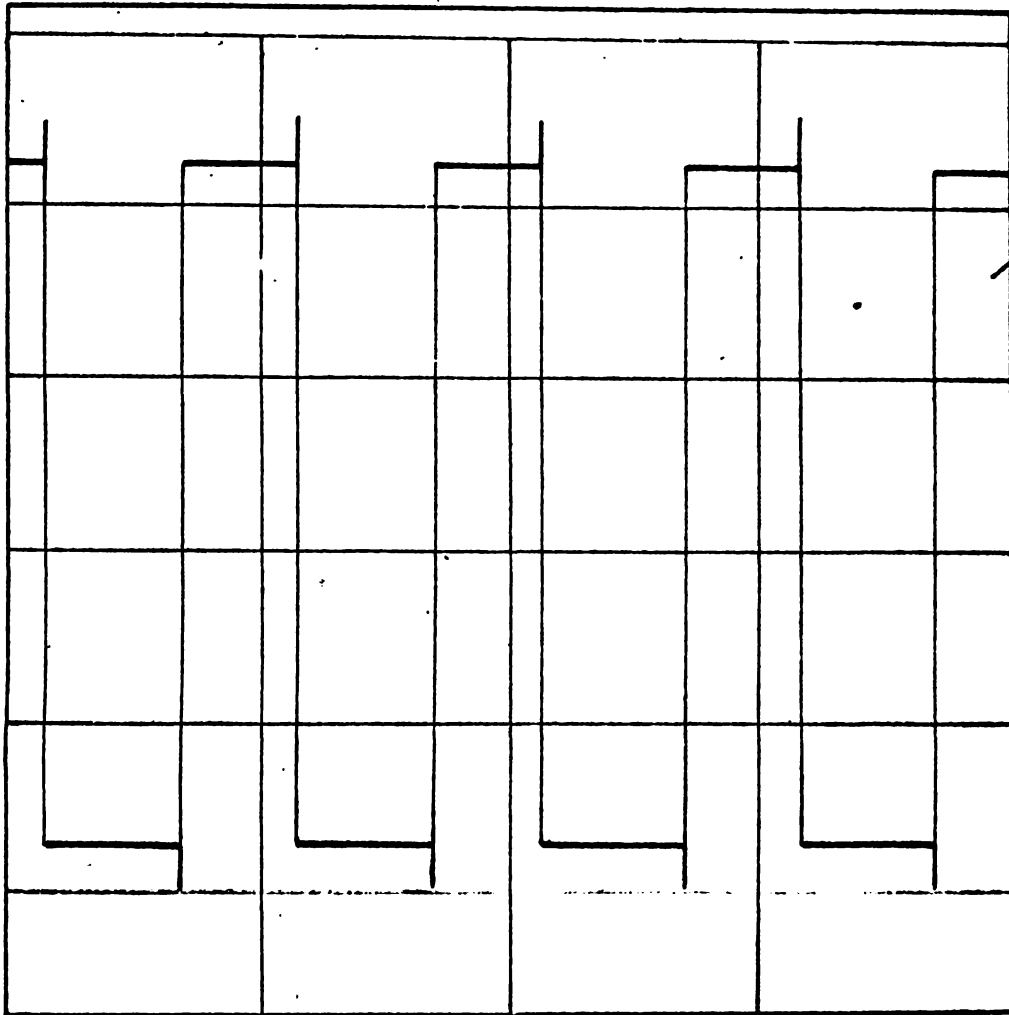


n	P	p	T	b _e	W _{e.C}	η _{s.C}
min ⁻¹	kW	bar	K	g/kWh	3/cicluc	-

Parametrii funcționali pentru caracteristica de sarcină



Regim: (g) 1000 (h) 1100 (i) 1200 (j) 1300

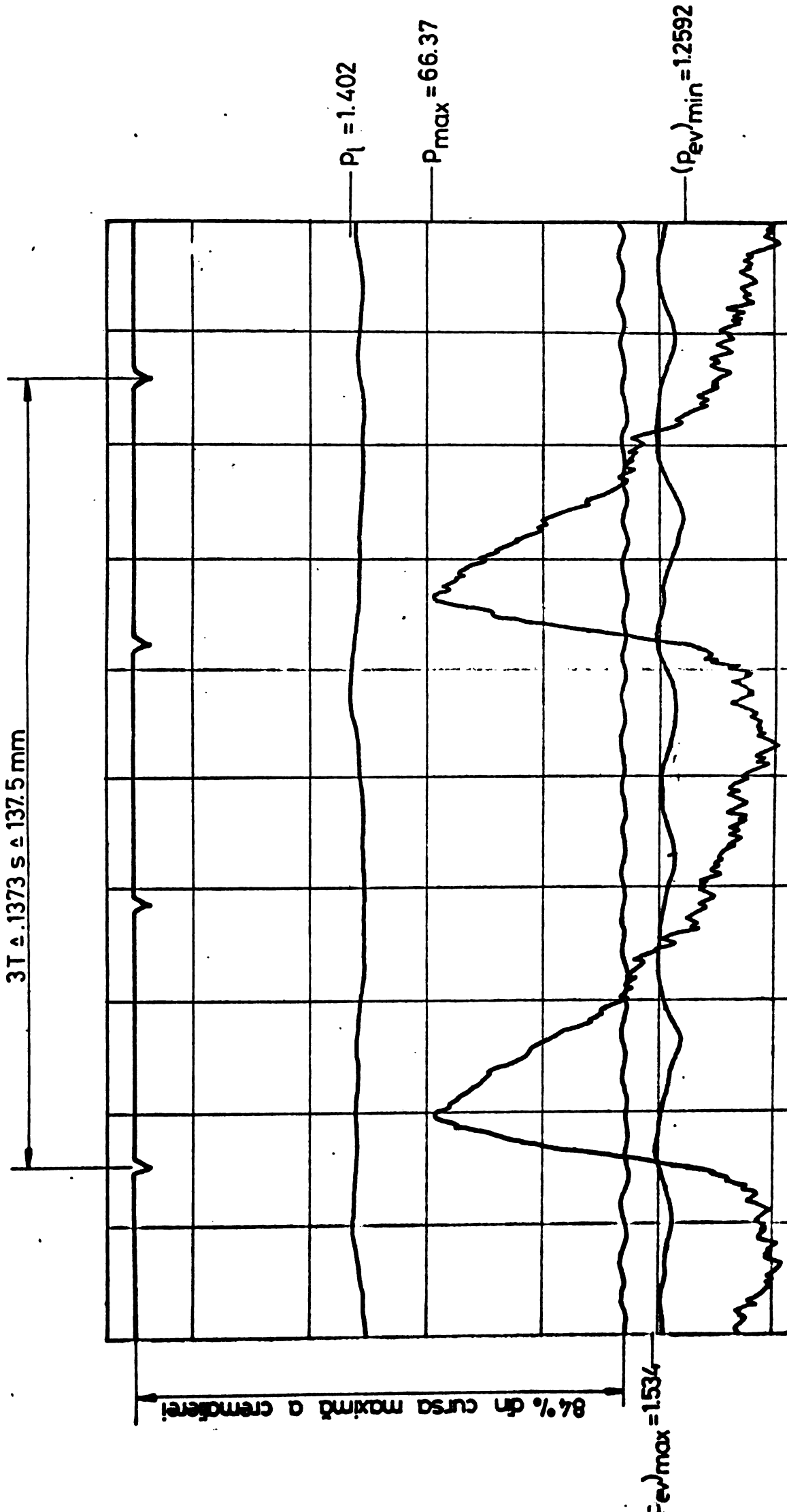


T	p
s	bar

100

Inregistrare regimului de
functionare nominal
($n = 1311$; $m_D = .2724$)

nrsc	fig.
Determ. experim.	Pag 1/2

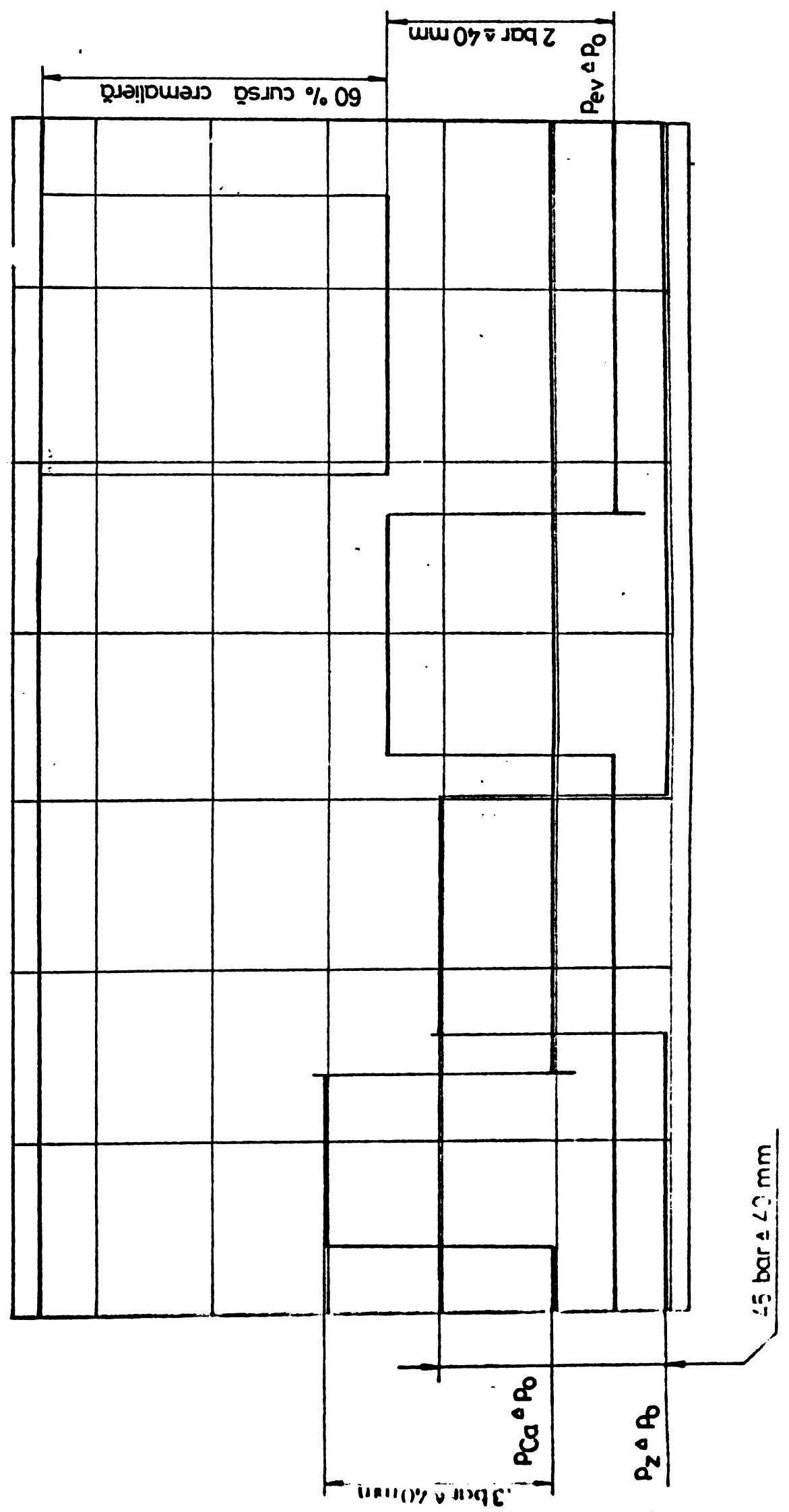


P
bar

134

Idem, înregistrarea manimi-
lor de calibrare

sa
Determ.
experim. pag 2/2



ANEXA A 1

INTERPOLAREA SI DERIVAREA NUMERICA CU AJUTORUL FUNCTIEI SPLINE DE ORDINUL TREI

A.1.1. Generalități

Fie \mathcal{D} o matrice cu doi vectori „n” dimensionali \mathcal{X} și \mathcal{Y} :

$$\mathcal{D} \in \{x_i; y_i\}_{i=1, \dots, n} \quad (1_1)$$

Se pune problema găsirii unei funcții $g^{(k)}(x)$ avînd o continuitate de ordinul „k” ($1 \leq k \leq n$), în măsură să minimizeze integrala (2₁) :

$$G = \int_a^b [g^{(k)}(x)]^2 dx ; \quad \{a \leq x_i \leq b\}_{i=1, \dots, n} \quad (2_1, 3_1)$$

Pentru $k=n$ se regăsește metoda de interpolare cu polinoame de tip Lagrange, metodă inadecvată pentru $n \geq 5, \dots, 7$. Pentru $k < n$ problema admite o soluție unică, în sensul că pentru fiecare interval $[x_i, x_{i+1}]$ se poate preciza un polinom care se racordează „lin” în punctele x_i și x_{i+1} cu polinoamele vecine aferente intervalelor $[x_{i-1}, x_i]$ și $[x_{i+1}, x_{i+2}]$ [B.1.1].

Funcția spline $s(x)$ de ordinul trei stabilește o corespondență univocă între vectorii $(\mathcal{X}, \mathcal{Y})$, în fiecare punct $z_k \neq x_i$ sau $z_k = x_i$ putîndu-se preciza $(y'(z_k); y''(z_k))$, derivatele y' și y'' fiind continue pe \mathcal{X} .

A.1.2. Stabilirea funcției spline

În fiecare interval (x_i, x_{i+1}) se poate defini cîte o funcție spline $s(x)$, polinom de gradul trei cu coeficienți reali. Derivata secundă a acestei funcții este liniară pe toate intervalele de definiție, ele reprezentînd un contur poligonal cu colțurile în nodurile x_i . Deci $s''(x)$ este perfect determinat ¹⁾ de valorile derivatei secunde în nodurile x_i .

Se necesită găsirea unor relații convenabile pentru calculul funcțiilor $s(x)$ și $s'(x)$ - pentru $x \in (x_i, x_{i+1})$ - în raport cu cele patru valori $s(x_i) = y_i$; $s(x_{i+1}) = y_{i+1}$; $s''(x_i)$ și $s''(x_{i+1})$.

Aplicînd formula de interpolare newtoniană pe intervalul (x_i, x_{i+1}) se obține :

$$s(x) = s(x_i) + (x - x_{i+1}) \cdot \frac{s(x_{i+1}) - s(x_i)}{x_{i+1} - x_i} + (x - x_i)(x - x_{i+1}) \cdot s''(x, x_i, x_{i+1}) \quad (4_1)$$

¹⁾ $s''(x_1) = s''(x_n) = 0$, proprietate caracteristică funcțiilor spline naturale (de ordin impar).

Pentru $x \in (x_i, x_{i+1})$ funcția $s''(x)$ se reduce la o constantă egală cu $s''(x_i, x_{i+1})$. Prin dezvoltarea lui $s(x)$ în serie Taylor în jurul lui $x = x_i$ se obține :

$$s(x, x_i) = s'(x_i) + \frac{1}{2}(x - x_i) \cdot s''(x_i) + \frac{1}{6}(x - x_i)^2 \cdot s''(x_i, x_{i+1}) \quad (5_1)$$

de unde, prin înlocuirea lui x cu x_{i+1} rezultă relația intermediară (6₁) :

$$s(x, x_i, x_{i+1}) = \frac{1}{2}s''(x_i) + \frac{1}{6}[(x - x_i) + (x_{i+1} - x_i)] \cdot s''(x_i, x_{i+1}) \quad (6_1)$$

În relațiile (4₁, ... 6₁) operatorii $f(x_1, x_2)$ respectiv $f(x_1, x_2, x_3)$ sînt definiți prin :

$$f(x_1, x_2) = \frac{f(x_2) - f(x_1)}{x_2 - x_1} ; f(x_1, x_2, x_3) = \frac{f(x_2, x_3) - f(x_1, x_2)}{x_3 - x_1} \quad (7_1, 8_1)$$

Deoarece $s''(x)$ este liniar pe (x_i, x_{i+1}) , se poate scrie în continuare

$$s''(x) = s''(x_i) + (x - x_i) \cdot s''(x_i, x_{i+1}) \quad (9_1)$$

și relația (6₁) devine :

$$s(x, x_i, x_{i+1}) = \frac{1}{6} [s''(x_i) + s''(x) + s''(x_{i+1})] \quad (10_1)$$

care se înlocuiește în (4₁).

Pentru a obține prima derivată - $s'(x)$ - se derivează (4₁) cu mențiunea :

$$\frac{d}{dx} s(x, x_i, x_{i+1}) = \frac{1}{6} s''(x) = \frac{1}{6} s''(x_i, x_{i+1}) \quad (11_1, 12_1)$$

obținându-se în final :

$$s'(x) = s(x_i, x_{i+1}) + (2x - x_i - x_{i+1}) \cdot s(x, x_i, x_{i+1}) + \frac{1}{6}(x - x_i)(x - x_{i+1}) s''(x_i, x_{i+1}) \quad (13_1)$$

Pentru determinarea derivatelor secunde $s''(x)_{i=2, \dots, n-1}$ se înlocuiește pe x cu x_{i+1} în (5₁) :

$$s(x_i, x_{i+1}) = s'(x_i) + (x_{i+1} - x_i) \left[\frac{1}{3} s''(x_i) + \frac{1}{6} s''(x_{i+1}) \right] \quad (14_1)$$

și analog pentru $x \in (x_{i-1}, x_i)$:

$$s(x_{i-1}, x_i) = s'(x_i) - (x_i - x_{i-1}) \left[\frac{1}{3} s''(x_i) + \frac{1}{6} s''(x_{i-1}) \right] \quad (15_1)$$

Scăzînd relația (15₁) din (14₁), și înmulțindu-le cu „6” se obține :

$$\begin{aligned} & (x_i - x_{i-1}) \cdot s''(x_{i-1}) + 2(x_{i+1} - x_{i-1}) \cdot s''(x_i) + \\ & + (x_{i+1} - x_i) \cdot s''(x_{i+1}) = 6 \cdot [s(x_i, x_{i+1}) - s(x_{i-1}, x_i)] ; i=2, \dots, n-1 \end{aligned} \quad (16_1)$$

De notat că primul termen dispare pentru $i=2$, iar ultimul pentru $i=n-1$.

Sistemul (16₁) este un sistem liniar de $n-2$ ecuații cu $n-2$ necunoscute ($s''(x_i)_{i=2, \dots, n-1}$), care se poate pune sub formă matricială :

$$A \cdot \Delta = u \quad (17_1)$$

In relația de mai sus A este matricea nesingulară a sistemului (16₁) :

$$A \triangleq \begin{vmatrix} 2(x_3-1) & (x_3-x_2) & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ (x_3-x_2) & 2(x_4-x_2) & (x_4-x_2) & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & (x_4-x_3) & 2(x_5-x_3) & (x_5-x_3) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & (x_5-x_4) & 2(x_6-x_4) & (x_6-x_4) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 2(x_{n-1}-x_{n-3}) & (x_{n-1}-x_{n-2}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & (x_{n-1}-x_{n-2}) & 2(x_n-x_{n-2}) \end{vmatrix} \quad (18_1)$$

vectorii necunoscutelor Δ și a termenilor liberi fiind definiți prin relațiile (19₁, 20₁) :

$$\Delta \triangleq \{s''(x_i)\}_{i=2, \dots, n-1} \quad u \triangleq \{6 [s''(x_i, x_{i+1}) - s''(x_{i-1}, x_i)]\}_{i=2, \dots, n-1} \quad (19_1, 20_1)$$

Ecuția matriceală (17₁) se rezolvă prin suprarelaxare, ținând seama de faptul că matricea A este o matrice simetrică și tridiagonală.

Dacă se consideră acum vectorul noilor parametri independenți \tilde{z}

$$\tilde{z} \in \{z_k\}_{k=1, \dots, t} ; z_k \in [x_i]_{i=1, \dots, n} ; k=1, \dots, t \quad (21_1, 22_1)$$

pentru care se necesită calcularea funcției și a primelor două derivate, se pot scrie următoarele relații :

$$y(z_k) = s(z_k) ; y'(z_k) = s'(z_k) ; y''(z_k) = s''(z_k) \quad (23_1, \dots, 25_1)$$

funcțiile s, s' și s'' fiind definite prin relațiile (4₁), (13₁) și (9₁).

Schema logică simplificată a subprogramului INTERPOL este redată în figura 1₁.

A.1.3. Concluzii

Metoda de interpolare și derivare expusă corespunde principial cu datele din literatură [B.1.1]. Autorul a readaptat algoritmul de calcul prezentat în [B.1.2] la sisteme având peste șapte ecuații, renunșind să stabilească criterii adecvați de convergență pentru soluționarea cazurilor în care numărul de noduri ajunge la $n = 40$ (38 de ecuații).

Subprogramul astfel elaborat are o lungime în stare editată de 9.064 K, timpul de calcul fiind de $\sim 38''$.

Subprogramul elaborat de autor a fost utilizat la stabilirea funcțiilor termodinamice directe și inverse ale gazelor de ardere,

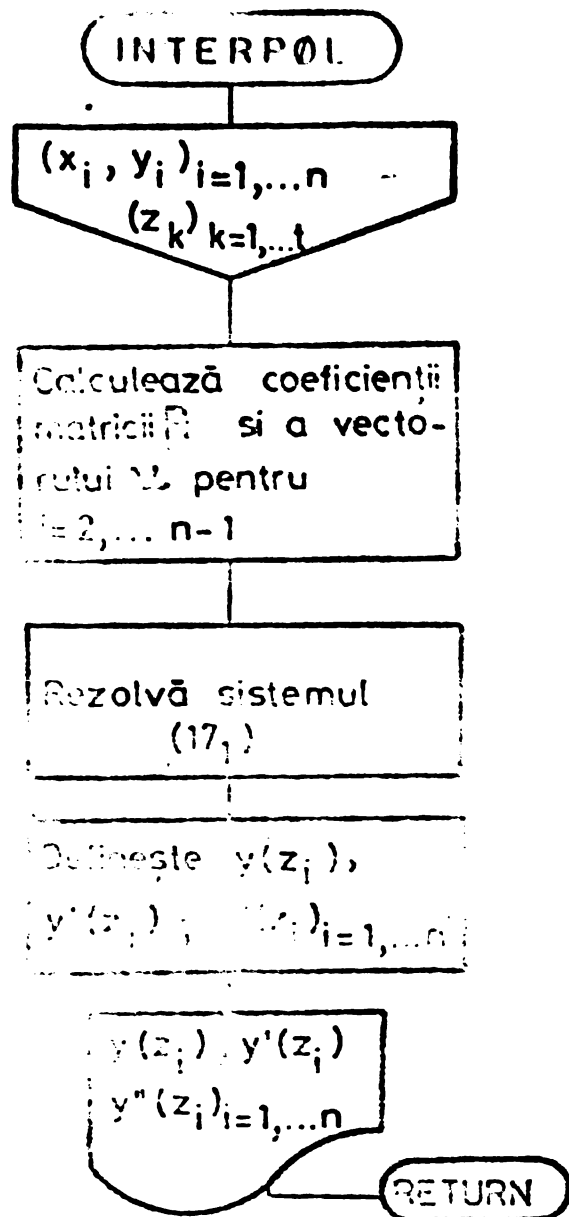


Fig. 1₁ - Schema logică a subprogramului INTERPOL

tățile termodinamice ale aerului și gazului de ardere stoechiometric, cunoscute fiind compoziția aerului uscat și a combustibilului.

Ca mărimi primare pentru calculul funcțiilor termodinamice directe s-au considerat vectorii c_p, h, σ :

$$c_p \in \left\{ \frac{C_p(T_i)}{R} \right\}_{i=1, \dots, n}; \quad h \in \left\{ \frac{H(T_i) - H_0}{R \cdot T_i} \right\}_{i=1, \dots, n}; \quad \sigma \in \left\{ \frac{S}{R} \right\}_{i=1, \dots, n} \quad (1_2, \dots, 3_2)$$

aferește matricii PR:

$$PR \in \{t; c_p; h; \sigma\}; \quad t \in \{T_i\}_{i=1, \dots, n} \quad (4_2, 5_2)$$

Calculul funcțiilor termodinamice inverse s-a efectuat prin algoritmul de calcul expus la § A.2.2.2.

Schema logică a subprogramului utilizat este redată de asemenea în prezenta anexă.

A.2.2. Stabilirea funcțiilor termodinamice directe și inverse

Cunoscând fracțiunile molare y_k ale componentelor ($N_2, O_2, CO_2,$

respectiv la prelucrarea diagramei indicate a motorului aferentă regimului de funcționare de referință.

ANEXA A 2

STABILIREA POLINOAMELOR DE INTERPOLARE PENTRU PROPRIETĂȚILE TERMODINAMICE ALE FLUIDULUI MOTOR

A.2.1. Generalități

Prin analizarea ecuațiilor de conservare a energiei și masei - § 3.1. și anexa A 5 - se constată necesitatea elaborării polinoamelor de interpolare pentru funcțiile termodinamice directe - $c_v(T, \lambda); h_T(T, \lambda); s_T(T, \lambda); T_T^*(T, \lambda)$ - și inverse: $T_h(h, \lambda); T_s(s, \lambda); T_T^*(T^*, \lambda)$

În cazul în care fluidul motor este considerat un gaz ideal, proprietățile sale termodinamice sînt sînt perfect determinate de proprie-

H₂O, Ar), se pot scrie următoarele relații de definiție pentru .

a) - capacitatea calorică molară la presiune constantă C_p(T_i)

$$C_p(T_i) = \sum_{k \in N_2}^{Ar} \left[\gamma_k \cdot \frac{C_{p,k}(T_i)}{R} \right] \cdot R \quad (6_2)$$

b) - entalpia molară H(T_i):

$$H(T_i) = H_0 \cdot \int_{T_0}^{T_i} C_p(T) \cdot dT \quad (7_2)$$

c) - entropia molară S(T_i) normală :

$$S(T_i) = \sum_{k \in N_2}^{Ar} \left[\gamma_k \cdot \frac{S_{k}(T_i)}{R} \right] R \quad (8_2)$$

Relațiile (6₂, ... 8₂) definesc¹⁾ în mod univoc atât funcțiile termodinamice directe cât și pe cele inverse.

A.2.2.1. Funcții termodinamice directe

In cazul aerului k^Δ (N₂, O₂, CO₂, Ar), iar în cazul gazului de ardere stoechiometric k^Δ (N₂, CO₂, H₂O, Ar); fracțiunile molare γ_k fiind definite la § 3.1.1. Proprietățile termodinamice ale fluidului motor vor fi precizate de relațiile (9₂, ... 11₂) :

$$c_{v,l,st}(T_i) = \left[C_{p,l,st}(T_i) / M_{l,st} \right] - R \quad (9_2)$$

$$h_{l,st}(T_i) = H_{l,st}(T_i) / M_{l,st} \quad s_{l,st}(T_i) = S_{l,st}(T_i) / M_{l,st} \quad (10_2, 11_2)$$

Temperatura critică T* aferente unei temperaturi date T nu se poate calcula decât indirect, pe baza entalpiei critice h^{*}_{l,st} :

$$h_{l,st}^*(T_i) = h_{l,st}(T_i) \cdot \frac{1}{2} \cdot R \cdot T \cdot \frac{c_{p,l,st}(T_i)}{c_{p,l,st}(T_i) - R} \quad (12_2)$$

Se poate constata că există o corespondență biunivocă între temperatura T_i și entalpia critică h^{*}_{l,st}(T_i) . Pe de altă parte temperatura T_i definește și entalpia h_{l,st}(T_i) , funcția T^{*}_T(T, λ) obținându-se prin eliminarea entalpiilor dintre cele două dependențe funcționale h^{*}_{l,st}(T_i) și h_{l,st}(T_i) . Eliminarea se poate realiza prin dubla utilizare a procedurii de interpolare expus în anexa A 1 :

$$\mathcal{X}^{\Delta} \{ h(T_i) \}_{i=1, \dots, n} ; \quad \mathcal{Y}^{\Delta} \{ T_i \}_{i=1, \dots, n} \quad (13_2, 14_2)$$

$$\mathcal{Z}^{\Delta} \{ h^*(T_i) \}_{i=1, \dots, n} ; \quad \mathcal{S}^{\Delta} \{ T_i^* \}_{i=1, \dots, n} \quad (15_2, 16_2)$$

la prima aplicare a procedurii, respectiv :

$$\mathcal{X}^{\Delta} \{ T_i \}_{i=1, \dots, n} ; \quad \mathcal{Y}^{\Delta} \{ T_i^* \}_{i=1, \dots, n} \quad (17_2, 18_2)$$

¹⁾ Entropia se deduce în mod uzual cu ajutorul relației (6₂), explicitarea sa conform ecuației (8₂) fiind impusă de micșorarea erorilor de trunchiere.

$$\mathcal{X} \triangleq \{T_j\}_{j=1, \dots, t} \quad \mathcal{A} \triangleq \{T_j^*\}_{j=1, \dots, t} \quad (19_2, 20_2)$$

În a doua utilizare ²⁾.

A.2.2.2. Funcții termodinamice inverse

Acste funcții permit determinarea temperaturii T , în măsura în care se cunoaște una din mărimile de stare h , s sau T^* . Cantitativ, funcțiile termodinamice inverse aferente aerului și gazului de ardere stoechiometric se pot determina prin simpla utilizare a subrutinei INTERPOL, aplicate funcțiilor termodinamice directe. Spre exemplu, funcția inversă $T_h(h)$ se poate determina după cum urmează :

$$\mathcal{X} \triangleq \{h(T_i)\}_{i=1, \dots, n}; \quad \mathcal{Y} \triangleq \{T_i\}_{i=1, \dots, n} \quad (21_2, 22_2)$$

$$\mathcal{X} \triangleq \{h_j\}_{j=1, \dots, t}; \quad \mathcal{A} \triangleq \{T_j\}_{j=1, \dots, t} \quad (23_2, 24_2)$$

A.2.3. Stabilirea coeficienților polinoamelor de interpolare pentru funcțiile termodinamice

Mentținerea gradului polinoamelor de interpolare sub cinci impune subdivizarea în două a domeniului lor de definiție ³⁾. Deoarece la temperatura de ~ 700 K curba de variație a exponentului izentropic γ prezintă o inflexiune, autorul a acceptat această valoare pentru divizarea domeniului de definiție.

Alături de criteriile de continuitate, polinoamele de interpolare trebuie să aproximeze funcțiile termodinamice directe și inverse cu o eroare medie patrată impusă „a priori”. Pusă sub acest aspect, problema se poate soluționa după următorul algoritm :

- a) - se „netezesc” elementele vectorilor \mathcal{A}_i , h_i și \mathcal{G}_i cu ajutorul subprogramului INTERPOL;
- b) - se definesc pe subdomeniul de definiție cele „n” respectiv „t” puncte nodale ⁴⁾;
- c) - în raport de grad, se alege - în afara punctelor nodale extreme cu care se delimitează subdomeniul de definiție - câte un punct nodal intermediar (sau două, dacă gradul polinomu-

²⁾ $\{T_j\}_{j=1, \dots, t} \in \{T_i\}$ ia valori din șirul numerelor naturale $\{N\}$

³⁾ $T \in [250 \div 2600 \text{ K}] \cup h \in [250000 \div 3500000] \cup s \in [7700 \div 9600]$.

⁴⁾ Punctul nodal definește poziția unui element în raport cu celelalte elemente ale vectorilor \mathcal{X} și \mathcal{Y} aferenți subprogramului INTERPOL (Anexa A 1).

- lui este patru) variabil ca poziție;
- d) - se calculează pentru cele trei sau patru puncte nodale structura polinoamelor de interpolare de tip Lagrange, concomitent cu determinarea erorii medii patratice;
 - e) - se schimbă poziția punctelor (punctului) nodal intermediar și se repetă operația de la punctul d);
 - f) - se aleg acele puncte nodale intermediare care conduc la erorile medii patratice minime;
 - g) - se inițializează blocurile COMMON VG1, VG2, VG3, VG4, VG5 și VG, atașate segmentelor KOMAREX și EXCHANGE.

Schema logică a subprogramului VERGAS este redată în fig. 1₂.

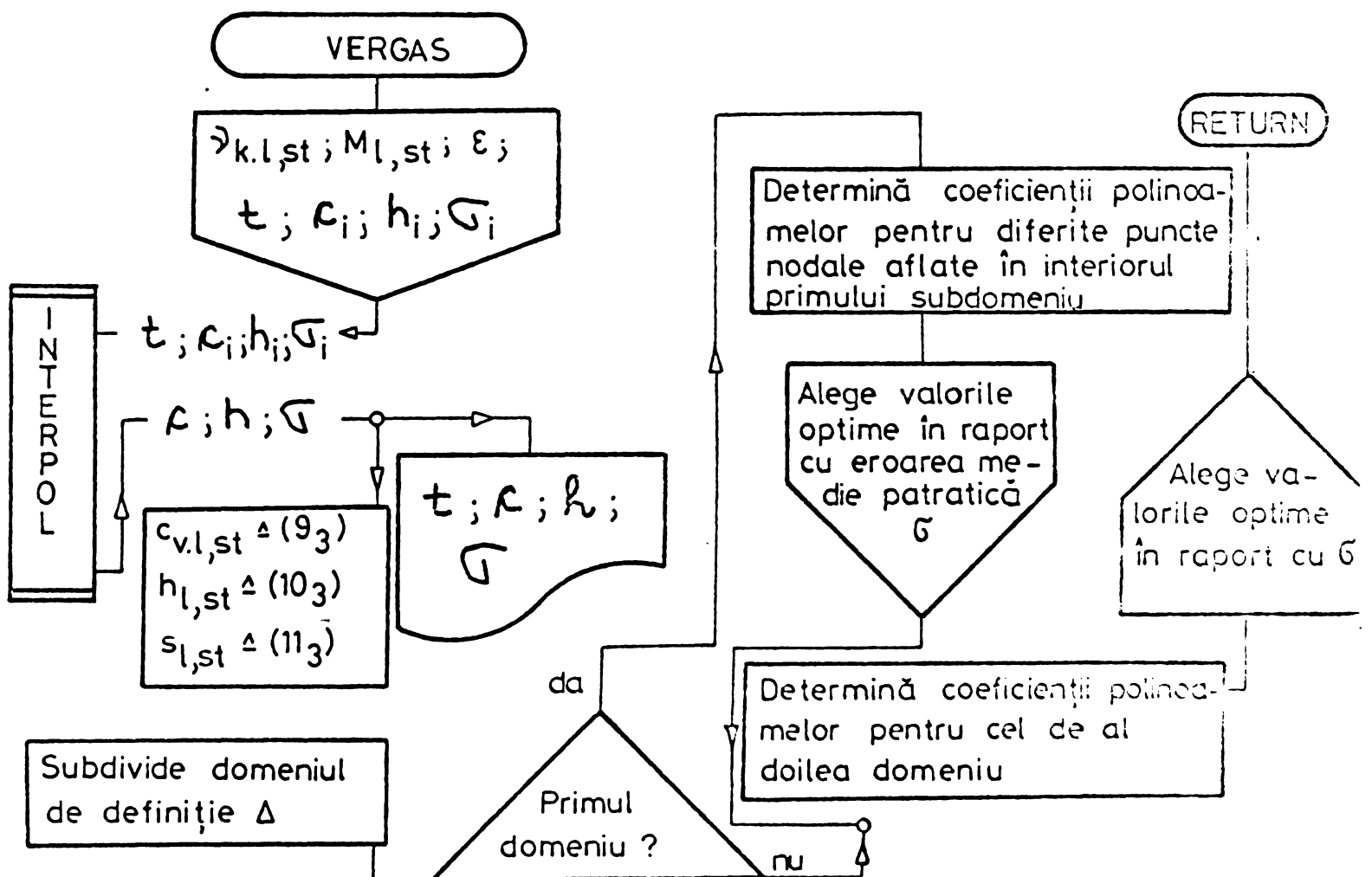


Fig.1₂ - Schema logică pentru determinarea coeficienților polinoamelor de interpolare

Subprogramul are un număr de 324 instrucțiuni FORTRAN 29.928 K în stare editată, și un timp de calcul de 314 ". Coeficienții sunt calculați pe blocurile VG1, VG2, VG3, VG4, VG5 și VG. Odată determinați coeficienții polinoamelor de interpolare pentru funcțiile termodinamice ale aerului și gazului de ardere stoichiometric, funcțiile termodinamice directe și inverse ale fluidului motor se pot calcula după

relațiile :

a) - funcții termodinamice directe :

$$c_v(T, \lambda) = c_{v, st}(T) \cdot \omega_l \cdot [c_{v, l}(T) - c_{v, st}(T)] \quad (25_2)$$

$$h(T, \lambda) = h_{st}(T) \cdot \omega_l \cdot [h_l(T) - h_{st}(T)] \quad (26_2)$$

$$s(T, \lambda) = s_{st}(T) \cdot \omega_l \cdot [s_l(T) - s_{st}(T)] \quad (27_2)$$

$$T^*(T, \lambda) = T_{st}^*(T) \cdot \omega_l \cdot [T_l^*(T) - T_{st}^*(T)] \quad (28_2)$$

b) - funcții termodinamice inverse :

$$T_h(h, \lambda) = T_{h, st}(T) \cdot \omega_l \cdot [T_{h, l}(T) - T_{h, st}(T)] \quad (29_2)$$

$$T_s(s, \lambda) = T_{s, st}(T) \cdot \omega_l \cdot [T_{s, l}(T) - T_{s, st}(T)] \quad (30_2)$$

$$T_T^*(T^*, \lambda) = T_{T^*, st}(T) \cdot \omega_l \cdot [T_{T^*, l}(T) - T_{T^*, st}(T)] \quad (31_2)$$

în care

$$\omega_l = (\lambda - 1) / (\lambda + 1 / \gamma_{\min}) \quad (32_2)$$

reprezintă conținutul de aer al fluidului motor.

A.2.4. Concluzii

Linecamele de interpolare reprezentate prin relațiile (25₂ - 32₂) au fost introduse în forma de fapt a diagramei h-s pusă sub formă analitică, permițând urmărirea evoluțiilor termogazodinamice ale fluidului motor în motor, în turbină și turbina, cu considerarea variației capacităților calorice cu temperatura.

În fig. A.2.1, ... A.2.2 sînt reprezentate funcțiile termodinamice calculate pentru aer și gazul de ardere stoechiometric, fluidul motor fiind considerat ca un gaz ideal care respectă ecuația termică de stare. În fig. A.2.3 sînt redată erorile cu care funcțiile termodinamice calculate cu relațiile (25₂ - 32₂) aproximează pe cele calculate pe baza matricii P_r .

ANEXA A 3

PROPRIETĂȚILE TERMODINAMICE ALE FLUIDULUI MOTOR ÎN STARE REALĂ

A.3.1. Generalități

Funcțiile termodinamice de stare ale gazelor se pot defini pe baza a trei ipoteze :

a) - ipoteza gazului perfect, ipoteză care implică

$$c_p = \gamma \cdot R / (\gamma - 1) = \text{const.}$$

b) - ipoteza gazului ideal, $c_p = c_p(T)$, $p = p_0$

c) - ipoteza gazului real, $c_p = c_p(T, p)$.

Limitele de aplicabilitate ale funcțiilor termodinamice deduse pe baza ipotezei b) se pot contura numai în măsura în care se cunosc proprietățile termodinamice calculate pe baza ipotezei c). Prin elaborarea prezentei anexe autorul a încercat să delimiteze domeniul de aplicabilitate a modelului matematic expus în § 3.1.1. și anexa A 2.

A.3.2. Funcțiile termodinamice ale fluidului motor aflat în stare reală

Deoarece fluidul motor care evoluează în motoarele Diesel este format din doi constituenți¹⁾, ecuațiile termice și calorice de stare se pot pune sub forma (1₃) și (2₃)

$$Z(p, T, \omega_1) = 0 \quad (1_3)$$

$$c_p(p, T, \omega_1) = 0 \quad (2_3)$$

consistente una în raport cu cealalta.

Plecând de la cele două relații, precum și de la două mărimi de stare (de exemplu p și T), se poate aprecia evoluția mărimii de stare Z în funcție de variația cunoscută a altor două mărimi de stare X și Y :

$$dZ = \left(\frac{\partial Z}{\partial Y} \right)_X \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial X} \right)_Y \quad (3_3)$$

Este evident că derivatele parțiale $\frac{\partial Z}{\partial Y}$ și $\frac{\partial Z}{\partial X}$ trebuie definite în prealabil.

Pornind de la aceste relații, Zacharias a dedus [B.3.1.] proprietățile termodinamice ale gazelor de ardere aflate în stare reală, relațiile de calcul pentru $s(p, T, \lambda)$, $Z(p, T, \lambda)$ și $h(p, T, \lambda)$ fiind redată în bibliografie [B.3.2.]

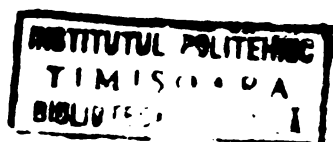
Pe baza relațiilor susmenționate autorul a întocmit subprogramul GAZARD cu ajutorul căruia a calculat funcțiile termodinamice de stare $h_{1, st}(T, p)$, $s_{1, st}(T, p)$ precum și factorul real $Z_{1, st}(T, p)$.

Subprogramul GAZARD are un număr de 154 instrucțiuni FORTRAN, 24.776 K lungime și un timp de calcul de 302". Rezultatele calculului în domeniul $p \in [1, \dots, 200 \text{ bar}]$, $T \in [300, \dots, 2600 \text{ K}]$ sînt redată în Fig. A 3.1, ... A 3.3. Schema logică a subprogramului este redată în Fig. 1₃.

A.3.3. Concluzii

Din analizarea fig. A 3.1, ... A 3.4 se constată că proprietățile

¹⁾ Aer și gaz de ardere stoechiometric



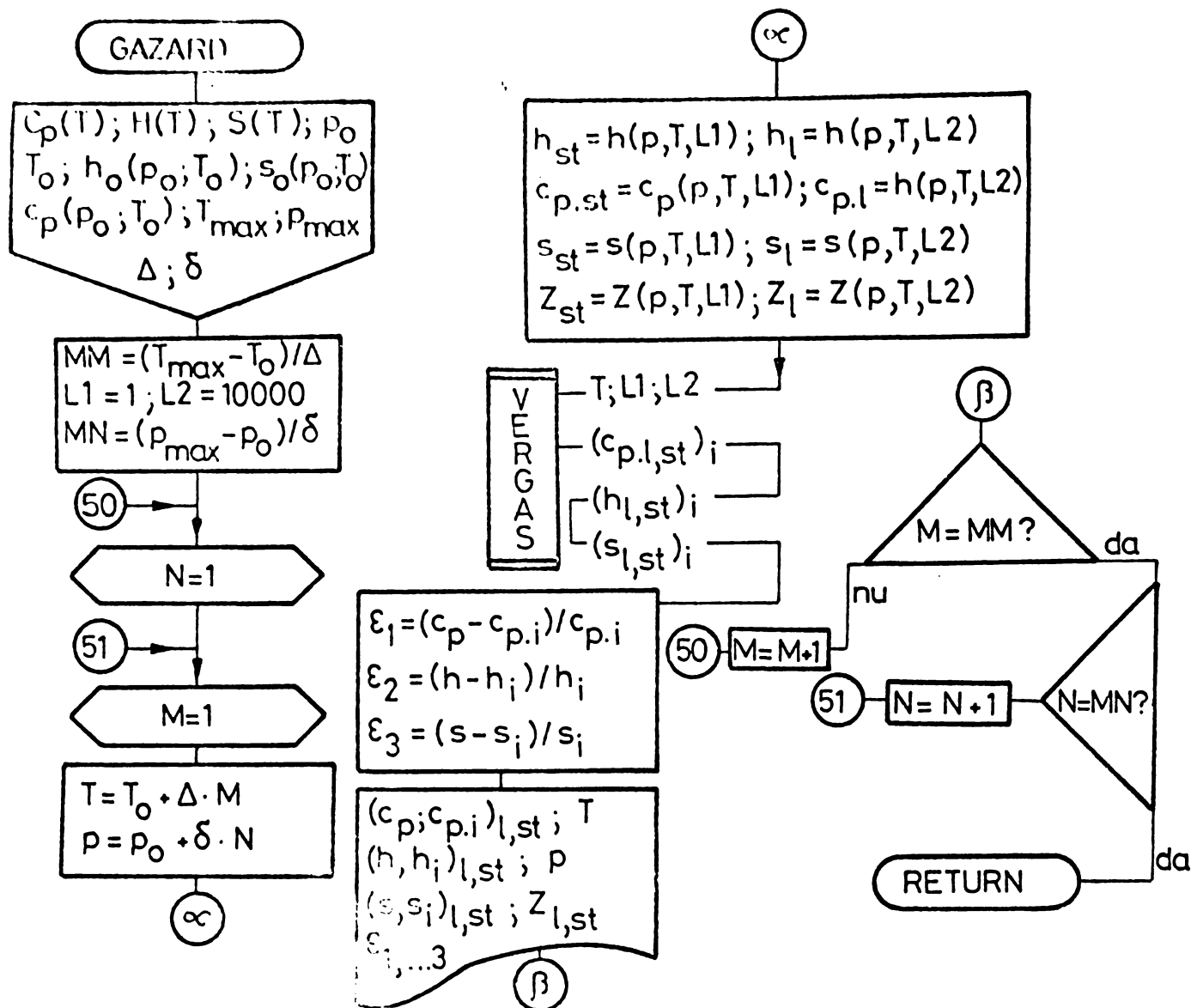


Fig.1₃ - Schema logică a subprogramului pentru calculul funcțiilor termice de stare ale gazelor reale

termodinamice ale fluidului motor pot fi descrise cu suficientă precizie - în domeniul de temperaturi și presiuni aferenți funcționării motorului Diesel turbosupraalimentat - pe baza ipotezei gazului ideal, ipoteză care simplifică esențial modelul matematic.

Bibliografie pentru calculul proprietăților termodinamice

- B [3.1.] Zacharias, H : Dissertation, T.H. Braunschweig, 1968
- B [3.2.] Zacharias, H : „Mollier I-s Diagramme für Verbrennungsgase” MTZ (31), 1970, p.296/303

ANEXA A 4

PRELUCRAREA DIAGRAMELOR INDICATE

A.4.1. Generalități

Prin prelucrarea diagramelor indicate se pot obține informații prețioase privind schimbul de căldură cu pereții, caracteristica de degajare a căldurii precum și lucrul mecanic indicat aferent perioadei de înaltă respectiv joasă presiune a ciclului. Veridicitatea datelor

obținute sînt condiționate de principiul de măsurare ¹⁾ și modul de înregistrare a variației presiunii din cilindru, un rol deosebit avînd și modul în care se prelucreează diagrama indicată. Pînă în prezent la prelucrarea acestor diagrame s-au utilizat aproape în exclusivitate polinoame de interpolare de tip Lagrange, aplicate în mod succesiv la trei-patru puncte aferente diagramei. Pe perioada procesului de ardere acest algoritm nu a condus la rezultate concludente, faptul impunînd schimbarea principială a metodei.

În anexa de față se prezintă un algoritm de prelucrare a diagramei indicate, algoritm bazat pe proprietățile de „netezire” ale funcțiilor spline de ordinul trei.

A.4.2. Principiul metodei

Se consideră cunoscută diagrama indicată prezentată sub forma analogică (diagramă) sau digitală (matrici). Pentru perioada de înaltă presiune, diagrama este definită pe subdomeniul

$$D_{ip} \in (\varphi_{i.Sa}, \dots, \varphi_{d.Se}) \quad (1_4)$$

pentru care se pot scrie ecuațiile de conservare a energiei și masei, asociată cu ecuația de stare pusă sub formă diferențială :

$$\dot{U}_z = \dot{Q}_z - p_z \cdot \dot{V}_z + h_b \cdot \dot{m}_z \quad (2_4)$$

$$\dot{m}_z = 6 \frac{m_b^*}{\Delta\varphi_{in}} \left[\left(\frac{\varphi - \varphi_{i.in}}{\Delta\varphi_{in}} \right) - \left(\frac{\varphi - \varphi_{i.in}}{\Delta\varphi_{in}} \right)^2 \right] \quad (3_4)$$

$$m_z \cdot T_z \cdot (p_z \cdot \dot{V}_z + V_z \cdot \dot{p}_z) = p_z \cdot V_z \cdot (T_z \cdot \dot{m}_z + m_z \cdot \dot{T}_z) \quad (4_4)$$

Prin transformări elementare, relațiile (2₄...4₄) permit deducerea expresiei pentru calculul căldurii schimbate de fluidul motor cu exteriorul :

$$\dot{Q}_z = m_z \cdot \left\{ T_z \cdot \left[c_{v.z} \cdot \left(\frac{\dot{p}_z}{p_z} + \frac{\dot{V}_z}{V_z} \right) + R \cdot \frac{\dot{V}_z}{V_z} \right] + \left[h_b - u_z - \lambda_z \cdot (1 - \lambda_z \cdot \xi_{min}) \frac{\partial u_z}{\partial \lambda_z} - c_{v.z} \right] \cdot \frac{\dot{m}_z}{m_z} \right\} \quad (5_4)$$

La relația de mai sus se atașează legea de variație a coeficientului excesului de aer λ_z :

$$\dot{\lambda}_z = \frac{\lambda_z}{m_z} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \xi_{min}) \cdot \dot{m}_z \quad , \quad (6_4)$$

În măsura în care se cunoaște dependența $\dot{p}_z(\varphi)$ și $p_z(\varphi)$, relațiile (3₄,...6₄) reprezintă un sistem de ecuații diferențiale cu patru necunoscute ($\dot{Q}_z, T_z, \lambda_z, m_z$), cu condițiile inițiale (7₄) :

¹⁾ Înregistrarea PMS dinamic și montarea traductorilor de presiune termice și vibrocompensați direct în camera de ardere.

$$\begin{cases} \dot{Q}_Z(\varphi_{i.Sa}) = \dot{Q}_{Z.ad} = 0 \\ T_Z(\varphi_{i.Sa}) = T_{ad} \\ \lambda_Z(\varphi_{i.Sa}) = \lambda_{ad} \\ m_Z(\varphi_{i.Sa}) = m_{pr} \cdot m_{rez} \end{cases} \quad (7_4)$$

Sistemul de ecuații (7.4) s-a rezolvat prin metoda de integrare numerică Runge-Kutta de ordinul patru.

Diferențiala

$$dQ_Z = \dot{Q}_Z \cdot d\varphi \quad (8_4)$$

poate explicita în continuare, în funcție (9₄) de procesele caracteristice din motor :

$$dQ_Z = \begin{cases} -dQ_{Z.p} & \text{pentru } \varphi_{i.Sa} < \varphi < \varphi_{i.in} & \text{(compresiune)} & (9a_4) \\ dQ_{b.Z} - dQ_{Z.p} & \text{pentru } \varphi_{i.in} < \varphi < \varphi_{i.in} + \Delta\varphi_{ar} & \text{(ardere)} & (9b_4) \\ -dQ_{Z.p} & \text{pentru } \varphi_{i.in} + \Delta\varphi_{ar} < \varphi < \varphi_{d.Se} & \text{(destindere)} & (9c_4) \end{cases}$$

Relațiile (9a₄) și (9c₄) permit aprecierea coeficientului β_2 ²⁾ în măsura în care se cunosc temperaturile medii T_p , T_{Bu} , T_{Ch} și T_{Se} . Adoptând prin similitudine cu motoare existente coeficientul β_3 , rezultă caracteristica de degajare a căldurii $\dot{Q}_{b.Z}$,

$$\dot{Q}_{b.Z} = \dot{Q}_Z \cdot \dot{Q}_{Z.p} \quad (10_4)$$

Ultimul termen fiind calculat în conformitate cu relația 29c/§ 3.1.3.

Concomitent cu determinarea caracteristicii de degajare a căldurii, rezultă și lucrul mecanic indicat aferent perioadei de înaltă presiune din motor,

$$W_{ip}^* = \int_{D_{ip}} p_Z \cdot \dot{V}_Z \cdot d\varphi \quad (11_4)$$

Subprogramul elaborat de autor pentru prelucrarea diagramei indicate, are 357 instrucțiuni FORTRAN, 50.18K în stare editată și 574" de calcul. Schema logică a subprogramului este reprezentată în fig. 1₄.

A.4.3. Concluzii

Metoda de prelucrare a diagramei indicate, elaborate de autor prin utilizarea funcțiilor spline de ordinul trei reprezintă avantaje incontestabile în raport cu metodele uzuale bazate pe polinoame de interpolare de timp Lagrange. Ținând cont că dimensiunea maximă a matricii de intrare la subprogramul INTERPOL este de 40x2, rezultă că diagrama indicată poate fi precizată prin maximum 40 de puncte discrete, în general

2) Ecuația 29b/§ 3.1.3.

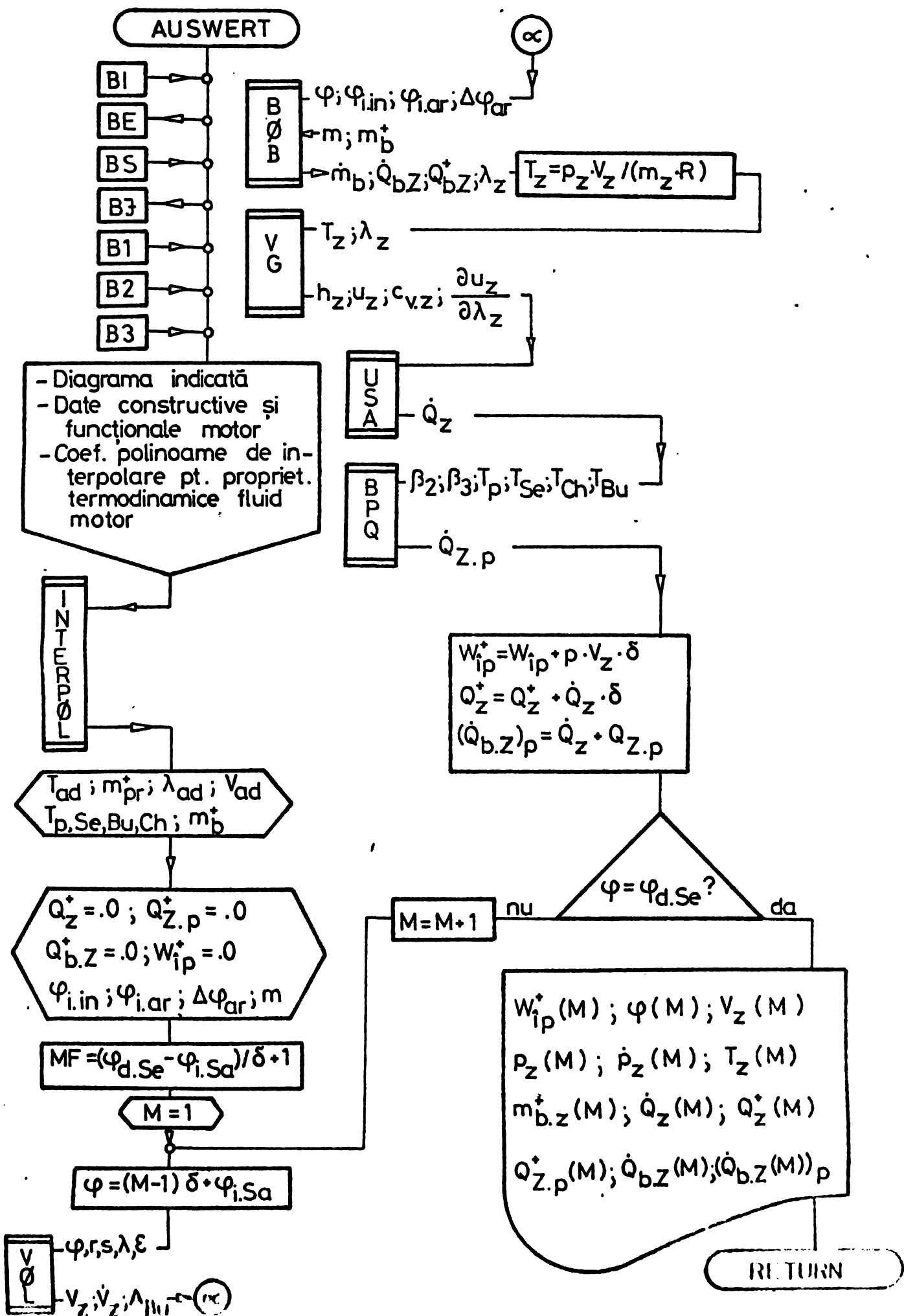


Fig.14 - Schema logică a subprogramului AUSWERT pentru prelucrarea diagramelor indicate

necchidistante ³⁾ în raport cu unghiul φ .

Odată calculată dependența $\dot{Q}_{b,z}(\varphi)$, parametrăm, φ_i înși $\Delta\varphi_{ar}$ afe-
cții caracteristicii de degajare a căldurii - relația loa/§ 3.1.2. -
se pot preciza prin anamorfoza logaritmică a funcției $\dot{Q}_{b,z}(\varphi)$. Proce-
dura este a permis autorului determinarea parametrilor adimensionali
și $\Delta\hat{\varphi}_{ar}$ diferenți regimului de funcționare de referință a motoru-
lui.

ANEXA 5

SINTEZA PARAMETRILOR FUNCTIONALI AI TURBINELOR RADIALE AFERENTE TURBOSUFLANTELOR

A.5.1. Generalități

Parametrii funcționali ai turbinelor cu gaze aferente turbosuflan-
telor de supraalimentare sînt precizate de obicei prin curbele de va-
riație ale debitului și cuplului efectiv în funcție de mărimile de sta-
re din amonte (ρ_{∞}^* , T_{∞}^*) și aval de turbină (ρ_{ω}^*), precum și de frec-
vența de rotație n_{TS} a rotorului.

Datele referitoare la parametrii funcționali ai turbinelor radia-
le au încă în majoritatea cazurilor caracter de „uz intern”, nefiind
date publicității de către firmele furnizoare [B.5.1]. În această situa-
ție s-a impus necesitatea elaborării unei metode originale de sinteză
a parametrilor funcționali, cunoscute fiind mărimile geometrice speci-
fice statorului și rotorului. Date experimentale privind fenomenele de
dissipare a energiei în turbinele și compresoarele radiale au fost date
publicității de abia în ultimii ani, fapt care a înlesnit elaborarea
acestei metode de sinteză.

Procesele de schimb de substanță și energie au un caracter deose-
bit de complex în cazul turbinelor radiale. Deși ecuațiile de conser-
vare a masei, impulsului și energiei au fost deduse încă din 1952
[B.5.2] în cazul curgerii tridimensionale, metoda de integrare nume-
rică nu a fost încă publicată.

Din acest motiv autorul a acceptat ipoteza curgerii unidimensio-
nale, ipoteză justificată de mărimea calculatorului numeric folosit pre-
cum și de modul de definire a coeficienților de dispare a energiei.
Autorul a acceptat de asemenea ipoteza gazului ideal, capacitățile ca-
pactice masice ale fluidului de lucru fiind dependente de temperatu-
ră.

³⁾ Pe perioada procesului de ardere punctele nodale pot fi preci-
zate din 3 în 3 °RAM, pentru celelalte faze de lucru interva-
lul putându-se mări.

A.5.2. Principiul metodei de sinteză

La dimensiuni geometrice precizate (fig. 1₅), se pot scrie ecuațiile de conservare a masei, impulsului și energiei pentru secțiunile de control, constitutive turbinei radiale.

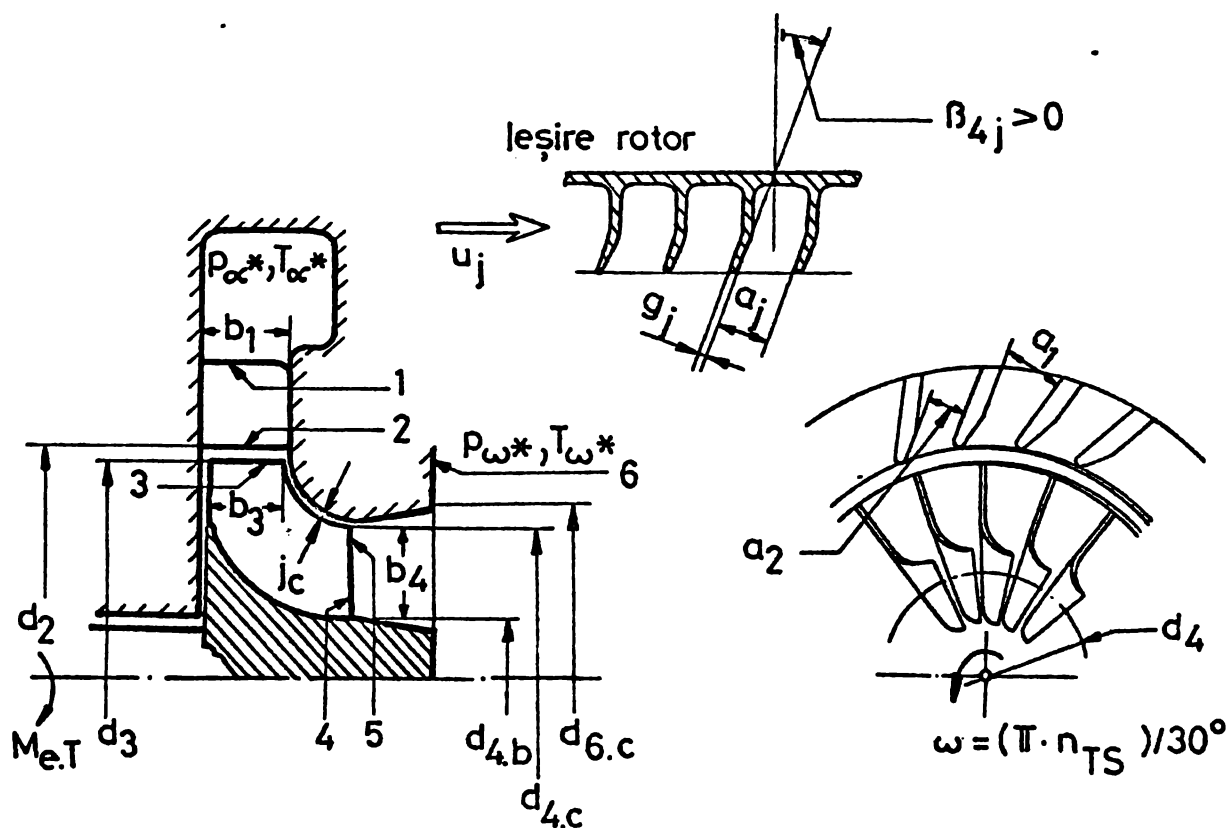


Fig.1₅ - Dimensiuni principale turbină radială

Ca parametri independenți s-au acceptat mărimile de stare ale gazelor aflate în voluta turbinei, contrapresiunea de după turbină precum și frecvența de rotație a arborelui turbinei. Debitul m_T' și momentul efectiv la arborele turbinei $M_{e.T}$ au fost considerate ca variabile dependente.

Calculul proceselor termogazodinamice aferente turbinei implică și debitul m_T' , aproximat la prima iterație pe baza densității $\rho_{2.s}$ a gazelor arse aferente punctului 2s - fig. 2₅ - și a arici geometrice aferente secțiunii de ieșire din rețeaua statorică.

Deoarece gradul de reacțiune al turbinei radiale variază în limite foarte restrinse (0,5 ÷ 0,55), este posibilă - pe baza presiunilor ($p_{\alpha^*}, p_{\omega^*}$) - determinarea diferenței de entalpie izotropică prelucrată de stator. Cu ajutorul acestei mărimi se pot pe urmă calcula mărimile de stare $p_2 = p_{2.s}, T_{2.s}$ - aferente punctului 2s, și implicit densitatea $\rho_{2.s}$.

Valoarea astfel obținută pentru debit se corectează pe parcursul iterațiilor următoare prin includerea fenomenelor de disipare a energiei.

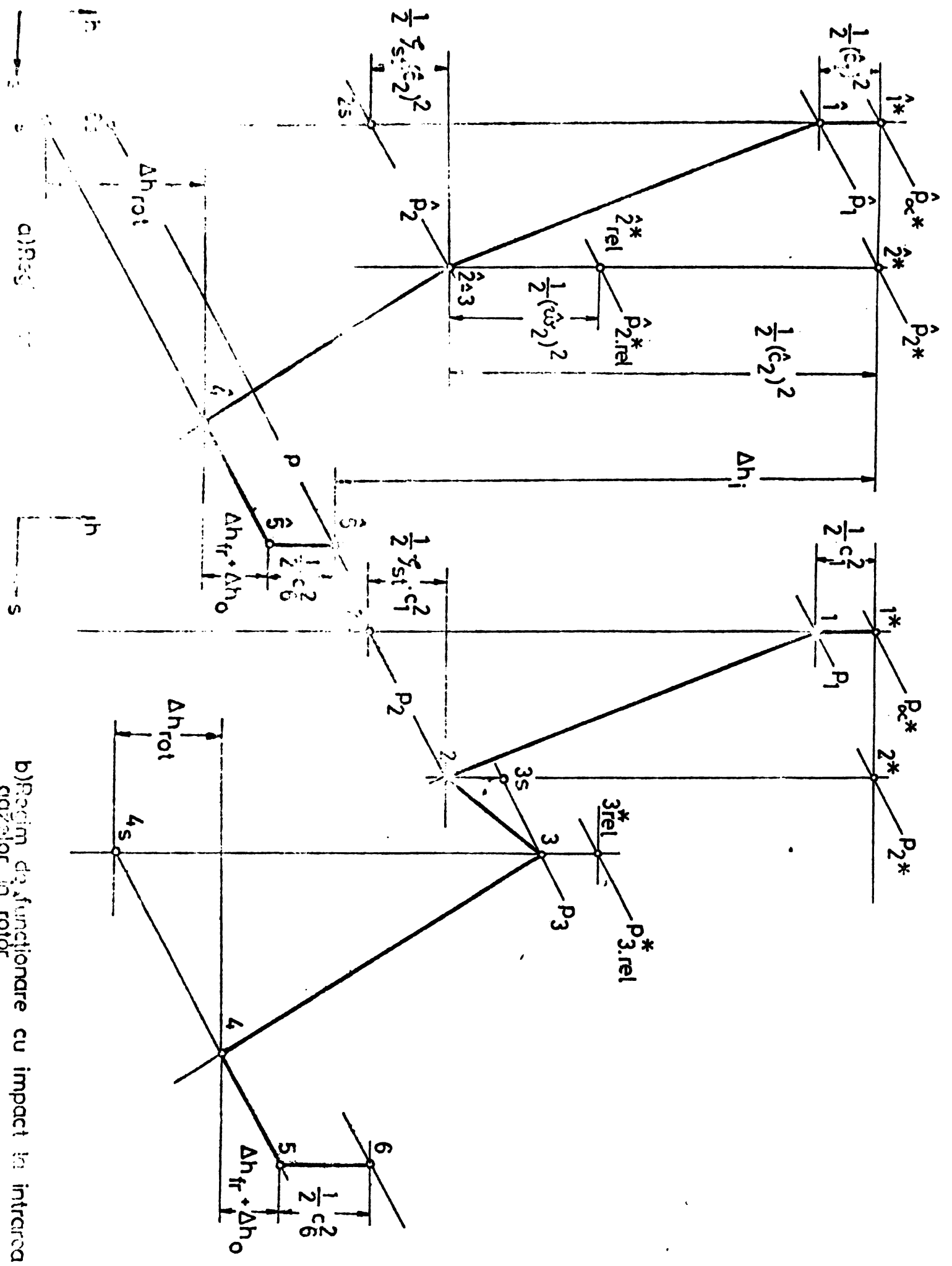


Fig. 8

a) Regim de funcționare cu impact la intrarea gazelor în rotor
b) Regim de funcționare cu impact la intrarea gazelor în rotor

Convergența este realizată la îndeplinirea condiției $|m_T'(K-1) - m_T'(K)| \leq \varepsilon_m \cdot m_T'(K)$, situație în care rezultă în mod univoc și momentul efectiv la arborele turbinei ($M_{e.T} \triangleq M_{e.T}(K)$).

A 5.2.1. Procese termogazodinamice în statorul turbinei (1-2)

Din considerente de conservare a masei și energiei gazelor arse trecute prin statorul turbinei se pot scrie următoarele ecuații atașate suprafețelor de control „1” și „2”.

$$\hat{m}_T' = \alpha_1 \cdot A_1 \cdot \hat{Q}_1 \cdot \hat{c}_1 ; \hat{Q}_1 = \hat{p}_1 / (R \cdot \hat{T}_1) ; \frac{1}{2} (\hat{c}_1)^2 = (\hat{h}_{\alpha^*} - \hat{h}_1) \quad (1_5, \dots, 3_5)$$

$$\frac{1}{2} (\hat{c}_2)^2 - \frac{1}{2} (\hat{c}_1)^2 = \hat{h}_1 - \hat{h}_2 ; \varepsilon_{st} = 2(\hat{h}_2 - \hat{h}_{2.s}) / (\hat{c}_2)^2 ; \hat{Q}_2 = \hat{p}_2 / (R \hat{T}_2) \quad (4_5, \dots, 6_5)$$

$$A_1 = z_{st} \cdot a_1 \cdot b_1 ; A_2 = z_{st} \cdot a_2 \cdot b_2 ; \hat{m}_T' = \alpha_2 \cdot A_2 \cdot \hat{Q}_2 \cdot \hat{c}_2 \quad (7_5, \dots, 9_5)$$

Sistemul de ecuații (1₅, ... 9₅) se soluționează prin iterații succesive, în funcție de regimul de curgere :

a) Regim subcritic

Se calculează în primul rând ($\hat{Q}_1 \approx Q_{\alpha^*}$) viteza \hat{c}_1 , entalpiile \hat{h}_{α^*} și \hat{h}_1 , respectiv temperatura \hat{T}_1 - relațiile (1₅), (10₅), (3₅), (11₅) :

$$\hat{h}_{\alpha^*} = h_T(\hat{T}_{\alpha^*}, \lambda_g) ; \hat{T}_1 = T_h(\hat{h}_1, \lambda_g) \quad (10_5, 11_5)$$

se determină în continuare entropiile normale $\hat{s}_{\alpha^*.0}$ și $\hat{s}_{1.0}$, precum și presiunea \hat{p}_1 :

$$\hat{s}_{\alpha^*.0} = s_T(\hat{T}_{\alpha^*}, \lambda_g) ; \hat{s}_{1.0} = s_T(\hat{T}_1, \lambda_g) \quad (12_5, 13_5)$$

$$\hat{p}_1 = \hat{p}_{\alpha^*} \cdot \exp [(\hat{s}_{1.0} - \hat{s}_{\alpha^*.0}) / R] \quad (14_5)$$

Calculul se repetă pînă cînd masa m_T' calculată cu relațiile (2₅), (7₅) și (1₅) corespund cu valoarea inițială.

Viteza gazelor la ieșirea din stator se determină la prima iterație ($K_1 = 1$) indirect, calculîndu-se în prealabil diferența de entalpie izentropică $(\Delta \hat{h}_{1,2})_s$ prelucrată de stator. Se calculează în prealabil entropia normală $\hat{s}_{\omega^*.0}$ și temperatura $\hat{T}_{\omega^*.s}$:

$$\hat{s}_{\omega^*.0} = \hat{s}_{1.0} - R \cdot \ln(\hat{p}_1 / \hat{p}_{\omega}) ; \hat{T}_{\omega^*.s} = T_s(\hat{s}_{\omega^*.0}, \lambda_g) \quad (15_5, 16_5)$$

Se determină în continuare $\hat{h}_{\omega^*.s}$; $(\Delta \hat{h}_{1,2})_s$; $\hat{h}_{2.s}$; $\hat{c}_{2.s}$ și \hat{h}_2 - relațiile (17₅, ... 20₅), (5₅) :

$$\hat{h}_{\omega^*.s} = h(\hat{T}_{\omega^*.s}, \lambda_g) ; (\Delta \hat{h}_{1,2})_s = (\hat{h}_{\omega^*.s} - \hat{h}_{\omega^*.0}) / 2 \quad (17_5, 18_5)$$

$$\hat{h}_{2.s} = \hat{h}_{\alpha^*} - (\Delta \hat{h}_{1,2})_s ; \hat{c}_{2.s} = \sqrt{2(\Delta \hat{h}_{1,2})_s} \quad (19_5, 20_5)$$

Cunoscînd valoarea lui \hat{h}_2 se calculează \hat{T}_2 , $\hat{s}_{2.0}$ și \hat{p}_2 - relațiile

....23₅) :

$$p_2 = T_h(\hat{h}_2, \lambda_g); \quad \hat{s}_{2,0} = s_T(\hat{T}_2, \lambda_g); \quad \hat{p}_2 = \hat{p}_{\alpha*} \cdot e^{\frac{\hat{s}_{2,0} - \hat{s}_{\alpha*}}{R}} \quad (21_5, \dots, 23_5)$$

Cu relațiile (6₅), (8₅) și (9₅) se recalculează debitul m_T^i . În starea în care m_T^i corespunde cu valoarea inițială, punctul de stare „2” corespunde condițiilor de echilibru energetic și masic. Dacă acest lucru nu se întâmplă, la iterațiile următoare ($K_1 > 1$) se pornește cu $\hat{c}_2 \approx c_{2,s}$ ($K=2$) - respectiv cu $\hat{c}_2(K_1) \approx \hat{c}_2(K_1-1)$ pentru $K_1 > 2$ - pînă cînd masa $m_T^i(K_1)$ corespunde cu cea definită la începutul iterației.

b) Regim critic

Deoarece rețeaua statorică este o rețea de palete convergentă, regiunea critică de curgere poate avea loc numai în secțiunea de control „2”. Valorile critice de stare (\hat{p}_{2x} ; \hat{T}_{2x}) sînt în mod univoc determinate de condițiile de stare ale gazului din voluta turbinei ($\hat{p}_{\alpha*}$; $\hat{T}_{\alpha*}$). Procesul de curgere nefiind un caracter izentrop, se poate defini - pentru prima iterație - randamentul η_{st} și exponentul politropic n_{st} :

$$\eta_{st} = 1/(1 + \gamma_{st}); \quad n_{st} = \frac{x_{1,2}}{x_{1,2} - \eta_{st}(x_{1,2} - 1)}; \quad x_{1,2} = \frac{c_p(\hat{T}_{\alpha*}, \lambda_g)}{c_v(\hat{T}_{\alpha*}, \lambda_g)} \quad (24_5, \dots, 26_5)$$

Se calculează în continuare presiunea critică \hat{p}_{2x} și viteza critică \hat{c}_{2x} la ieșirea din rețeaua statorică :

$$\hat{p}_{2x} = (\hat{p}_{\alpha*}) \cdot \left[1 - (\hat{c}_1)^2 / (2 \cdot \hat{h}_{\alpha*}) \right]^{\left(\frac{x_{1,2}}{x_{1,2} - 1} - \frac{n_{st}}{n_{st} - 1} \right)} \cdot \left(\frac{2}{n_{st} + 1} \right)^{\frac{n_{st}}{n_{st} + 1}} \quad (27_5)$$

$$\hat{T}_{2x,s} = T_T^x(\hat{T}_{\alpha*}, \lambda_g); \quad \hat{h}_{2x,s} = h_T(\hat{T}_{2x,s}, \lambda_g) \quad (28_5, 29_5)$$

$$(\hat{c}_{2x,s})^2 = 2(\hat{h}_{\alpha*} - \hat{h}_{2x,s}); \quad \hat{c}_{2x} = \hat{c}_{2x,s} \cdot \sqrt{\frac{n_{st} - 1}{n_{st} + 1} \cdot \frac{x_{1,2} + 1}{x_{1,2} - 1}} \quad (30_5, 31_5)$$

Se mai determină entalpia \hat{h}_{2x} , temperatura \hat{T}_{2x} precum și entropia $\hat{s}_{2x,0}$:

$$\hat{h}_{2x} = \hat{h}_{2x,s} + \frac{1}{2} \cdot \gamma_{st} \cdot (\hat{c}_{2x})^2; \quad \hat{T}_{2x} = T_h(\hat{h}_{2x}, \lambda_g); \quad \hat{s}_{2x,0} = s_T(\hat{T}_{2x}, \lambda_g) \quad (32_5, \dots, 34_5)$$

Se recalculează exponenții izentropici și politropici - relațiile (24₅, ... 26₅) - prin înlocuirea temperaturii $\hat{T}_{\alpha*}$ cu $(\hat{T}_{\alpha*} + \hat{T}_{2x})/2$, valorile obținute rămînînd definitive.

Mărimile de stare critice (\hat{p}_{2x} ; \hat{T}_{2x}) se obțin prin calcularea entropiei normale $\hat{s}_{2x,s,0}$, presiunii \hat{p}_{2x} , a vitezei \hat{c}_{2x} precum și entalpiei critice \hat{h}_{2x} - relațiile (35₅, 36₅, 31₅, 32₅) :

$$\hat{s}_{2x,s,0} = s_T(\hat{T}_{2x,s}, \lambda_g); \quad \hat{p}_{2x} = \hat{p}_{\alpha*} \cdot e^{\frac{\hat{s}_{2x,s,0} - \hat{s}_{\alpha*}}{R}} \quad (35_5, 36_5)$$

Se calculează în continuare temperatura critică \hat{T}_{2x} , densitatea

\hat{Q}_{2x} precum și debitul masic critic \hat{m}'_{Tx} - relațiile (33₅, 37₅, 38₅) :

$$\hat{Q}_{2x} = \hat{p}_{2x} / (R \hat{T}_{2x}) ; (\hat{m}'_{Tx})' = \hat{Q}_{2x} \cdot \hat{c}_{2x} \cdot A_{st.2} \quad (37_5, 38_5)$$

Tinând cont de unghiul α_2 de așezare a paletelor statoreice, triunghiul vitezelor la ieșirea din rețeaua statoreică este perfect determinat de viteza absolută \hat{c}_2 - respectiv \hat{c}_{2x} - precum și de viteza periferică u_3 a rotorului (fig. 3₅).

α_2 \triangleq Unghi așezare palete statoreice

β_3 \triangleq Unghi așezare palete rotorice

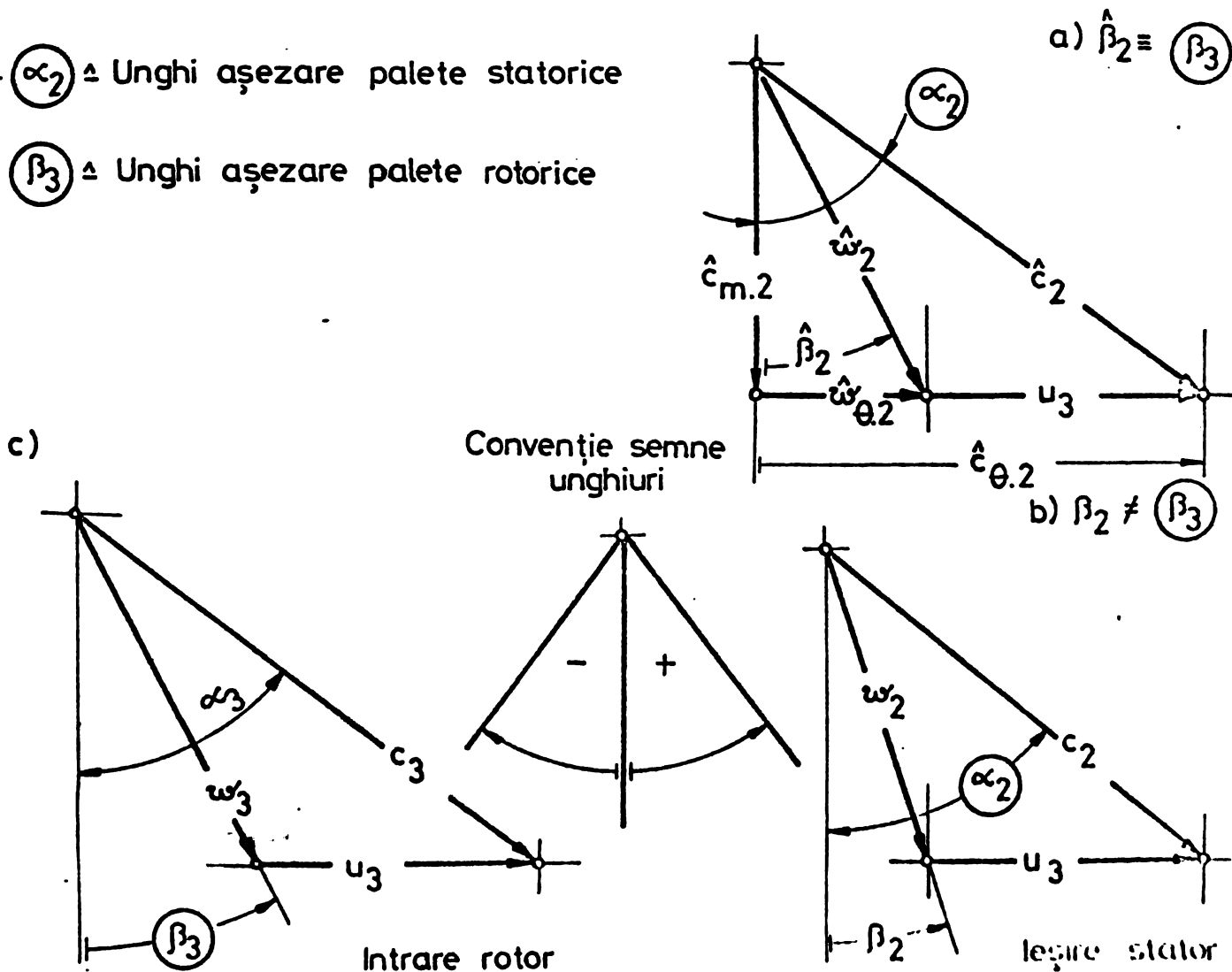


Fig. 3₅ - Triunghi viteze ieșire stator-intraire rotor

A 5.2.2. Procese termogazodinamice în spațiul dintre rețeaua statoreică și rotorică (2÷3)

Curgerea în secțiunea delimitată de suprafețele de control „2” și „3” are un caracter potențial, perturbat de două fenomene ¹⁵⁾ disipative :

a) micșorarea datorită frecărilor din stratul limită a componentei tangențiale $c_{\alpha 2}$ a vitezei absolute c_2 ;

¹⁵⁾

In ipoteza că $\alpha_2 \cdot A_2 = \alpha_3 \cdot A_3$, condiția nu întotdeauna satisfăcută.

b) intrarea cu șoc a gazului în rețeaua rotorică de palete.

Primul fenomen este caracteristic turbinelor radial-axiale, construcții în care diferența de diametre d_2-d_3 nu se poate neglija. Cel de al doilea fenomen poate să apară în schimb și la turbinele radiale, în măsura în care mărimile de stare ($p_{\alpha^*}; T_{\alpha^*}$) ale gazelor aflate în voluta turbinei își modifică valoarea față de valorile nominale ($\beta_{\alpha^*}; \dot{T}_{\alpha^*}$). În această situație - fig. 3₅b - componenta relativă w_2 a vitezei absolute c_2 include un unghi β_2 diferit de unghiul de așezare (β_3) a paletelor rotorice. Fenomenul în sine este însoțit de creșterea entropiei și de gradienti de entalpie - fig. 4₅.

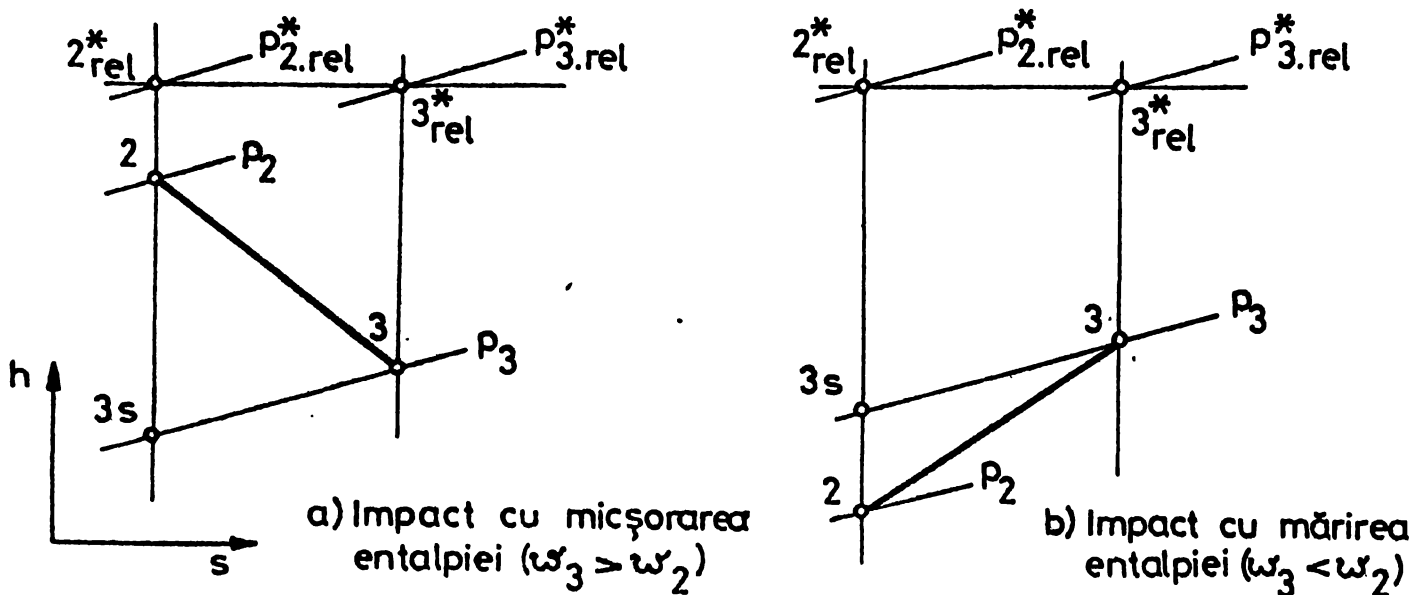


Fig.4₅- Procesul de impact al gazelor la intrarea în rețeaua statorică

În conformitate cu cercetări teoretice și experimentale [B 5.3], creșterea de entropie Δs_i datorită impactului se poate calcula cu relația (39₅)

$$\frac{\Delta s_i}{R} = k_s \cdot \frac{x_2}{x_2 - 1} \cdot \ln \left\{ \frac{-1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \lambda_{2.3}^2 \cdot \delta + 4 \cdot \lambda_{2.3}^2 \cdot \delta^2}}{2 \cdot \lambda_{2.3}^2 \cdot \delta} \right\} \quad (39_5)$$

în care :

$$\lambda_{2.3} = \frac{\alpha_2 \cdot A_2 \cdot \cos \beta_2}{\alpha_3 \cdot A_3 \cdot \cos \beta_3} ; \quad \delta = \frac{x_2 - 1}{2} \cdot M_{\omega_2}^2 \quad (40_5, 41_5)$$

iar k_s un coeficient semiempiric care depinde de construcția turbinei.

Din considerente de conservare a masei și energiei, respectiv pe baza gradientului de entropie ($\Delta s_i/R$) se pot scrie relațiile (42₅, ... 44₅) :

$$T_3 = T_2 \left\{ 1 + \delta \left[1 - \left(\frac{\omega_3}{\omega_2} \right)^2 \right] \right\} ; \quad \omega_3 = m_T \cdot R \cdot T_3 / (\alpha_3 \cdot A_3 \cdot p_3) \quad (42_5, 43_5)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \exp(\Delta s_i/R) \quad (44_5)$$

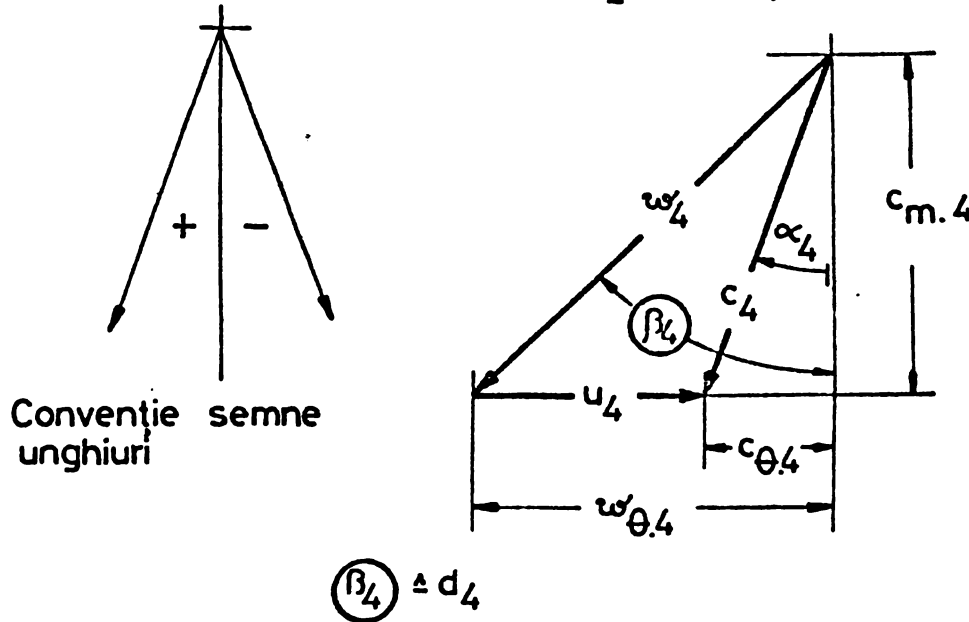
Sistemul de mai sus se poate soluționa prin iterații succesive în raport cu cele trei necunoscute w_3, T_3 și p_3 , mărimile de stare aferente gazelor arse la intrarea în rotor fiind astfel univoc determinate.

A 5.2.3. Procese termogazodinamice în rotorul turbinei

Aplicând și la rotor legile de conservare a masei și energiei, rezultă următoarele relații :

$$h_4 + \frac{w_4^2}{2} = h_3 + \frac{w_3^2}{2} + \frac{u_4^2 - u_3^2}{2} ; h_4 = h_{4.s} + \Delta h_{rot} \quad (45_5, 46_5)$$

$$m_T^i = \alpha_4 \cdot A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{m.4} ; \Delta h_{rot} = \frac{1}{2} (\zeta_{rot.p} \cdot w_4^2 + \zeta_{rot.c} \cdot u_4^2) \quad (47_5, 48_5)$$



Prin considera-
rea figurilor 1₅, 2₅
și 5₅, relațiile
(45₅, ... 48₅) se pot
explicita în continua-
re : $A_4 = \pi \cdot d_4 \cdot b_4$

$$d_4 = (d_{4.c} + d_{4.b}) / 2$$

$$(49_5, 50_5)$$

$$c_{m.4} = w_4 \cdot \cos(\beta_4)$$

$$c_{\theta.4} = w_4 \sin(\beta_4) - u_4$$

$$(51_5, 52_5)$$

Fig. 5₅ - Triunghiul vitezelor la ieșirea gazelor din rotor

$$c_4 = \sqrt{c_{m.4}^2 + c_{\theta.4}^2} ; \alpha_4 = \arctg(c_{\theta.4} / c_{m.4}) \quad (53_5, 54_5)$$

Coeficienții $\zeta_{rot.p}$ și $\zeta_{rot.c}$ caracterizează disipările de energie prin frecarea (la nivelul stratului limită) existentă între gazele arse și incinta în care ele evoluează : spațiul interpaletar ($\zeta_{rot.p}$) și carcasă ($\zeta_{rot.c}$).

Prin analogie cu compresoarele centrifugale, coeficientul poate fi explicitat în continuare [B 5.4]:

$$\zeta_{rot.p} = 4 \cdot c_f \cdot \frac{l_{p.h}}{d_{p.h}} \cdot \left(\frac{w_3 + w_4}{2 \cdot u_4} \right)^2 \quad (55_5)$$

În relația de mai sus $l_{p.h}$ și $d_{p.h}$ reprezintă lungimea, respectiv diametrul hidraulic al canalului interpaletar, coeficientul c_f putînd fi considerat aproximativ .006 [B 5.3].

Energia disipată prin frecarea gazului de peretele interior al car-
terului poate fi aproximată prin coeficientul $\zeta_{rot.c}$ [B 5.4] :

$$\zeta_{rot.c} = 4.2 \left(\frac{l_c}{b_3} \right) \cdot \left(\frac{u_3}{\omega_3} \right) \sqrt{\frac{z_{rot} \cdot (u_3^2 - u_4^2) \cdot 10^{-4} \cdot \cos^2 \alpha}{b_3 \cdot (r_3 - r_{4,c}) [1 + (q_3/q_4)] \cdot u_4^2}} \quad (54_5)$$

A 5.4. Procese termogazodinamice la ieșirea gazelor din turbină (4 - 6)

Mărimile de stare ale gazului la ieșirea din turbină - punctul „5”
în diagrama (h-s) - sînt influențate de frecarea existentă între discul
rotorului și ansele care scapă prin sistemul de etanșare a turbinei,
precum și prin procesul de regenerare a gazelor la ieșirea din rotor.

Energia disipată prin trecerea la nivelul discului rotorului mărește
entropia la gazele cu Δh_{fr} și micșorează cuplul dezvoltat de turbină
cu cantitatea ΔM_{fr} . Procesul în discuție poate considera izobar [B 5.5],
mărimile Δh_{fr} și ΔM_{fr} fiind definite [B 5.6] prin relațiile (57₅, ...

$$\Delta h_{fr} = \frac{1}{2} \zeta_{fr} \cdot u_3^2 ; \zeta_{fr} = \frac{c_{fr}}{\pi} \cdot \left(\frac{r_3}{b_3} \right) \cdot \left(\frac{u_3}{\omega_3} \right) \quad (57_5, 58_5)$$

$$\zeta_{fr} = \begin{cases} \frac{3.7 \cdot (j_c/d_3)^{.1}}{Re^5} & \text{pentru } Re \leq 3.10^5 \\ \frac{.102 \cdot (j_c/d_3)^{.1}}{Re^2} & \text{pentru } Re > 3.10^5 \end{cases} \quad (59_5)$$

$$\Delta M_{fr} = c_{fr} \cdot q_3 \cdot r_3^3 \cdot u_3^2 \quad \text{și } Re = \frac{u_3 \cdot r_3}{\nu_{3,4}} \quad (60_5, 61_5)$$

Disipări suplimentare de energie apar la ieșirea gazelor din rotor,
viteza absolută c_4 avînd valori și direcții variabile cu raza. Majo-
ritatea entalpiei se poate calcula [B 5.7] cu relațiile (62₅, 63₅) :

$$\Delta h_o = \frac{1}{2} \cdot \zeta_o \cdot u_3^2 ; \zeta_o = \left(\frac{z_{rot} \cdot d_4}{\pi d_4} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_{m,3}}{u_3} \right)^2 \quad (62_5, 63_5)$$

Pe baza relațiilor (57₅, ... 63₅) se pot determina mărimile de sta-
re în punctul „5” precum și debitul trecut prin turbină m'_T :

$$h_5 = h_4 \cdot \frac{1}{2} (\zeta_{fr} + \zeta_o) \cdot u_3^2 ; T_5 = T_h(h_5, \lambda_g) \quad (64_5, 65_5)$$

$$p_5 = p_4 ; m'_T = \pi d_4 \cdot b_4 \cdot p_5 \cdot c_{m,5} / (RT_5) \quad (66_5, 67_5)$$

$$s_{5,s} = s_T(T_5, \lambda_g) \quad (68_5)$$

Considerînd secțiunea de control „5-6” ca și un difuzor, pe baza
ecuațiilor de conservare a masei și energiei se obține :

$$c_6 = 4 \cdot m'_T / (q_6 \cdot T d_6^2) ; h_6 \cong h_5 + \frac{1}{2} \cdot c_6^2 \quad (69_5, 70_5)$$

$$T_6 = T_h(h_6, \lambda_g) ; s_{6.s} = s_T(T_6, \lambda_g) \quad (71_5, 72_5)$$

$$P_6 = P_5 \cdot \exp [(s_{6.s} - s_{5.s}) / R] \quad (73_5)$$

Ecuatiile deduse la § § A 5.2.3, A 5.2.4 se soluționează tot prin iterații, la prima iterație considerîndu-se $P_5 \approx P_{\omega^*.T}$. Convergența este caracterizată prin egalitatea

$$P_6 = P_{\omega^*.T} \quad (74_5)$$

caz în care

$$T_{\omega^*.T} = T_6 \quad (75_5)$$

A 5.3. Parametrii funcționali ai turbinei

Deoarece majoritatea turbinelor radiale sînt realizate în construcții modularizate, diferitele tipodimensiuni fiind asemenea din punct de vedere geometric, parametrii funcționali ai turbinelor radiale se definesc [B 5.8] sub formă adimensională, după cum urmează :

a) Debitul masic \tilde{m}_T :

$$\tilde{m}_T = m_T \sqrt{R \cdot T_{\alpha^*}} / (A_r \cdot P_{\alpha^*}) \quad (76_5)$$

b) Momentul efectiv $\tilde{M}_{e.T}$:

$$\tilde{M}_{e.T} = M_{e.T} / (A_r \cdot d_2 \cdot P_{\alpha^*}) \quad (77_5)$$

cu :

$$M_{e.T} = \frac{d_2}{d} \cdot \left[c_{\theta.2} - \frac{u_4}{u_2} \cdot c_{\theta.4} \right] \cdot m_T \cdot \Delta M_{df} \quad (78_5)$$

c) Puterea indicată $P_{e.T}$:

$$\bar{P}_{e.T} = \frac{2 \cdot u_2 \cdot M_{e.T}}{d_2 \cdot A_r \cdot P_{\alpha^*} \cdot \sqrt{R \cdot T_{\alpha^*}}} \quad (79_5)$$

d) Frecvența de rotație \tilde{n}_{TS} :

$$\tilde{n}_{TS} = \frac{\pi \cdot n_{TS} \cdot d_2}{60 \sqrt{R \cdot T_{\alpha^*}}} \quad (80_5)$$

e) Randamentul efectiv al turbinei :

$$\eta_{e.T}^* = \frac{h_{\alpha^*} - h_6}{h_{\alpha^*} - h_{5.s}} \quad (81a_5)$$

$$\eta_{e.T} = (h_{\alpha^*} - h_6) / (h_{\alpha^*} - h_{6.s}) \quad (81b_5)$$

Secțiunea de referință A_r care intervine în relațiile (76₅, 77₅ și 79₅) este precizată de relația (82₅)

$$A_r = \pi \cdot d_2 \cdot b_2 \quad (82_5)$$

Mărimile adimensionale de mai sus se pot determina prin rezolvarea numerică a ecuațiilor aferente statorului, rotorului și difuzorului (ordinograma simplificată a subprogramului TURBORAD este reda-

tă în fig. A 5.6, procedura fiind testată pentru turbina 4 MF/K.K.K. echipată cu o rețea statorică de 35.6 cm²

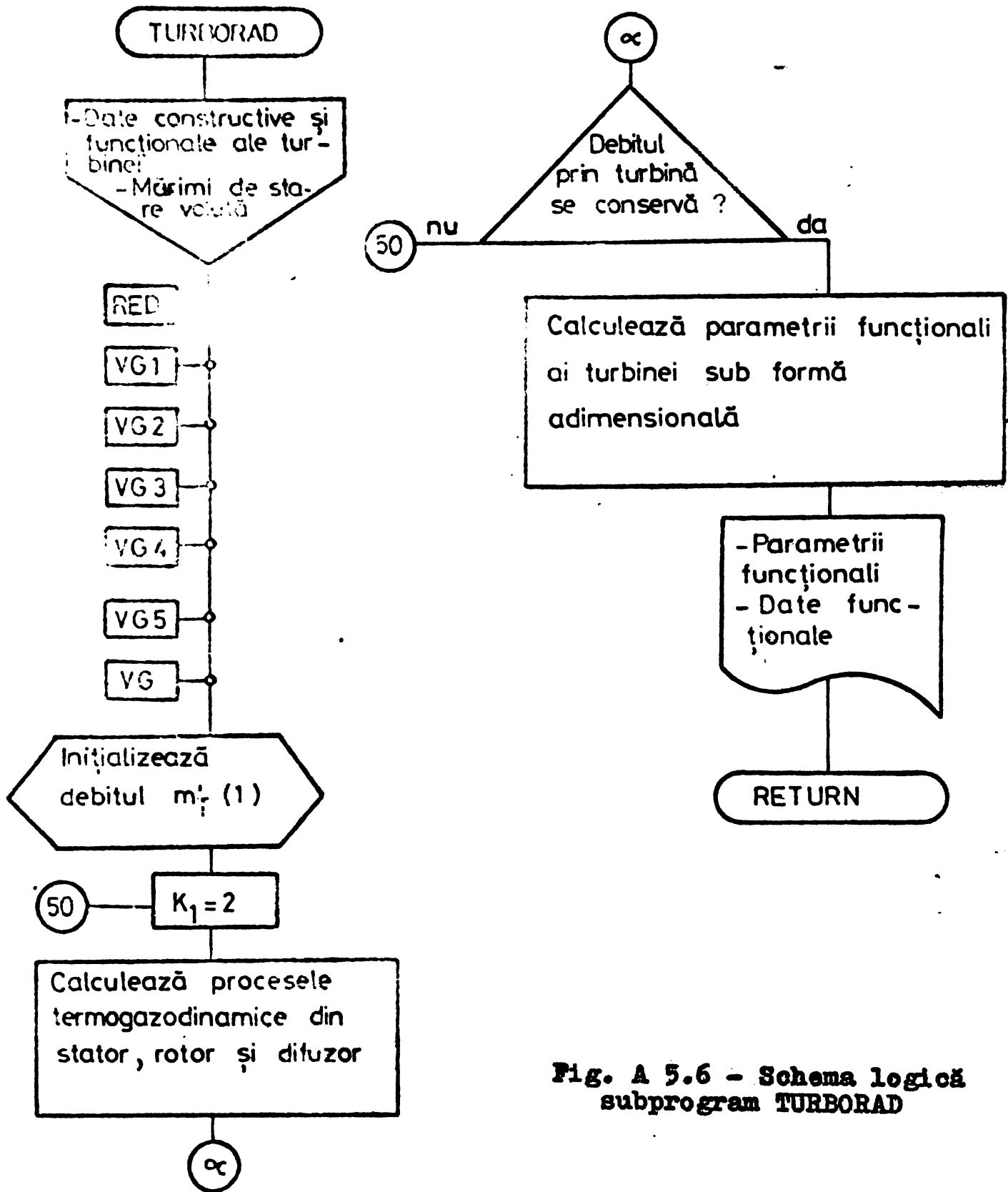


Fig. A 5.6 - Schema logică subprogram TURBORAD

A 5.4. Concluzii

Metoda de sinteză elaborată și testată de autor se bazează pe ipoteza curgerii unidimensionale și a dependenței existente dintre capacitățile calorice masice ale gazelor arse și temperatură.

Fiabilitatea programului depinde în principiu de acuratețea cu care sînt precizate coeficienții de disipare a energiei respectiv coeficienții de debit aferenți statorului și rotorului. Aceștia din urmă se

pot preciza în mod univoc în cazul în care se dispun de caracteristicile universale ale turbinei. În toate celelalte cazuri coeficienții specificați anterior se vor adopta pe baza rezultatelor experimentale efectuate pe turbine radiale sau chiar compresoare centrifugale, similare construcției cercetate.

- [B 5.1]. * * * Corespondență Ai Research & Garret Co.
- [B 5.2]. Hua, V. Chi. „A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Types” ASME (74) 1952 p.1363/1380
- [B 5.3]. Cave, P.R.: „Performance of Inward Radial Flow Turbines with Special Reference to High Pressure Ratios and Partial Admisiion” Proc. Instn. M. Eng. (184), p. 1027-1042
- [B 5.4]. Iansen, W.: „A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present” Proc. Instn. Mech. Engrs, (184), p.133-146
- [B 5.5]. Traupel, W.: „Thermische Turbomaschinen” Springer-Verlag, Berlin 1962, p. 294-297
- [B 5.6]. Dailey, I.W; Nece, R.E. : „Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs” ASME, 1960, p.217-232
- [B 5.7]. Dean, R.C. : „Losses in vaneless diffusers” ASME Transct. (88) p. 49
- [B 5.8]. Benson, R.W. : „An analysis of the losses in a radial gas Turbines” Proc. Instn. Mech. Engrs, (180), p.41-53.

h	c_v	s	T
$\frac{J}{kg}$	$\frac{J}{kg.K}$	$\frac{J}{kg.K}$	K

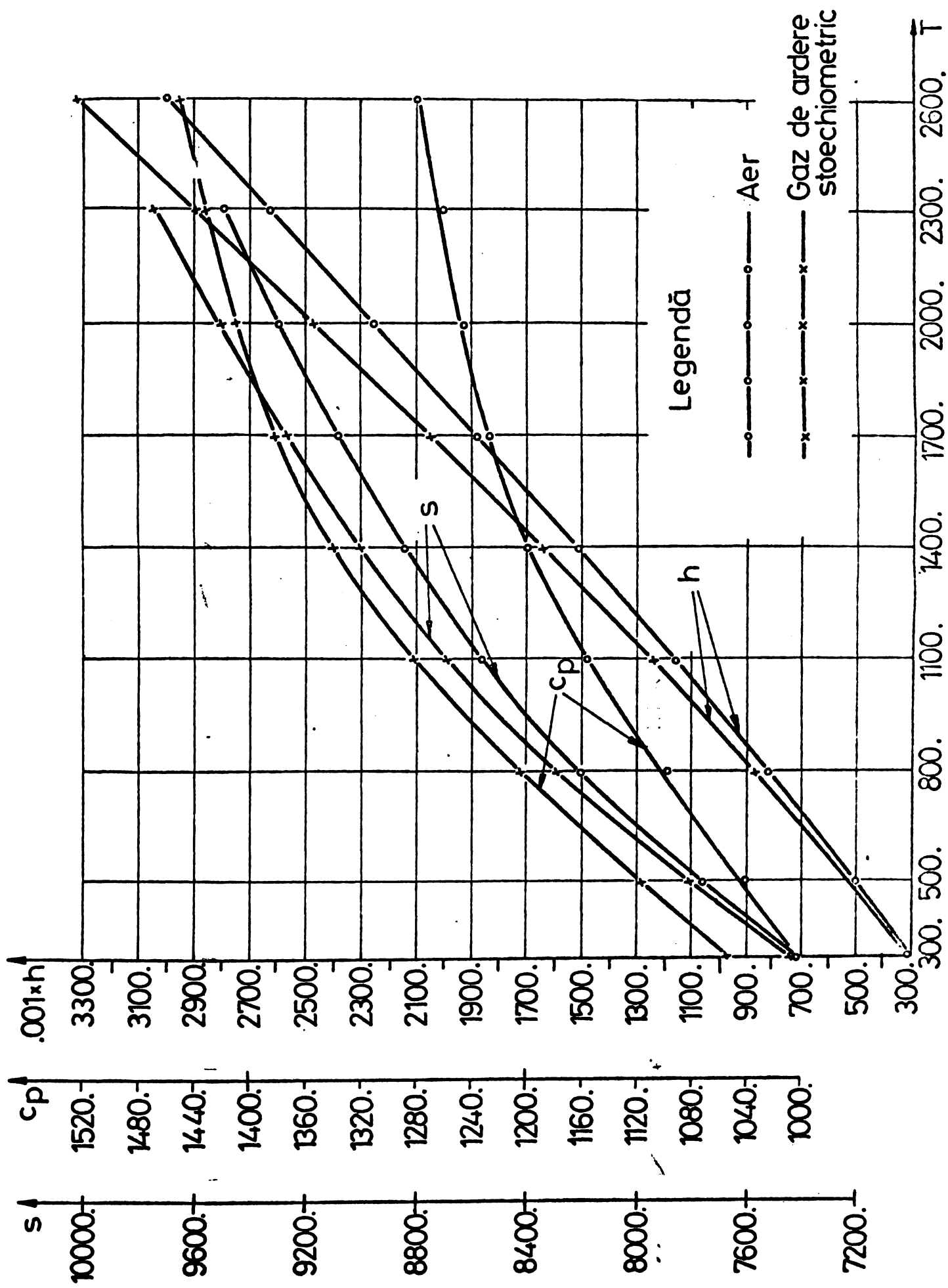
Anexa 1. Funcții termodinamice de stare (c_p, h, s) ale fluidului motor, stare ideală

bursa

ig.11

L1

Pag.1/1

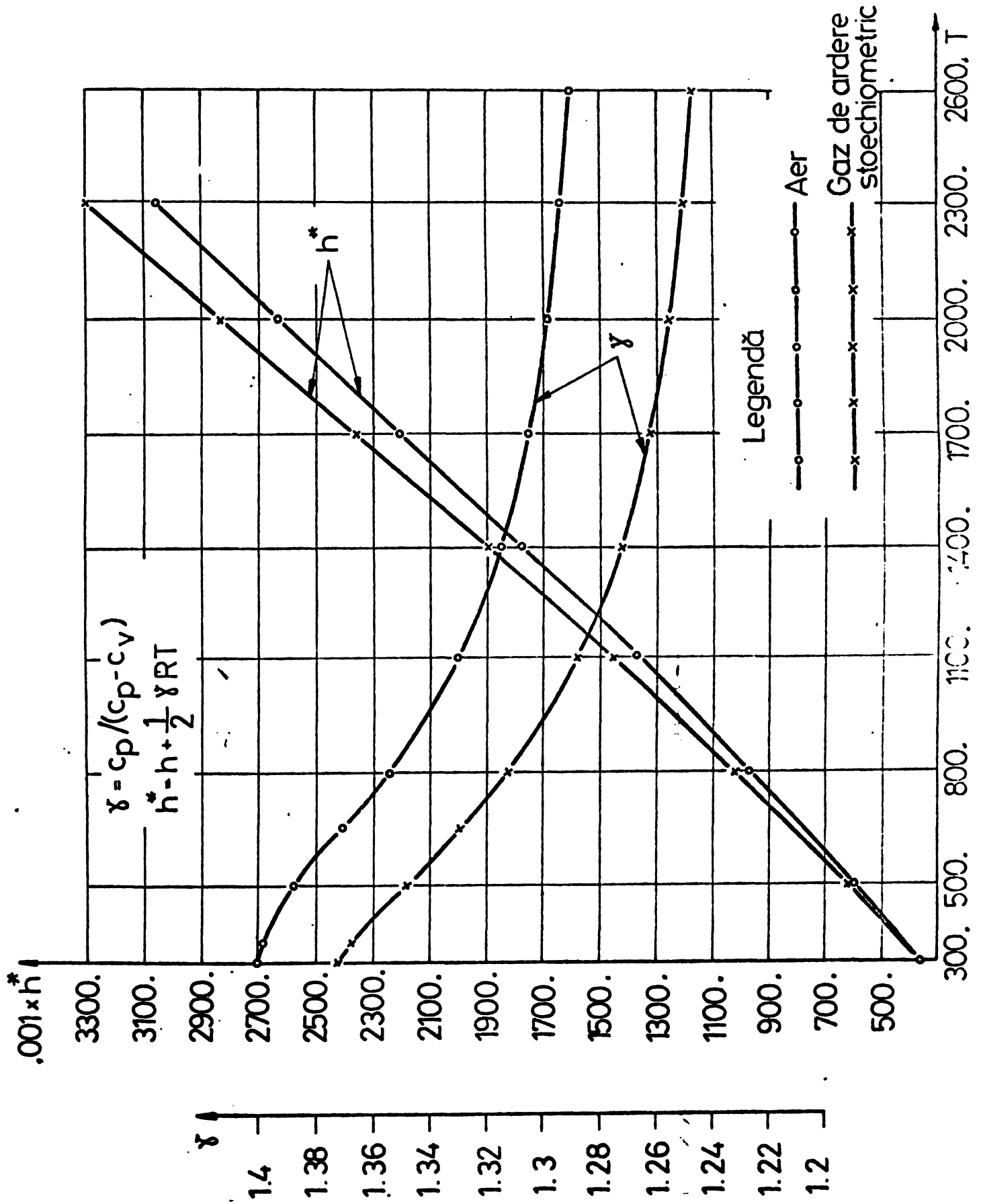


γ	T	h^*	c	h'	h
-	K	$\frac{J}{kg}$	$\frac{J}{kgK}$	$\frac{J}{kg}$	$\frac{J}{kgK}$

X...

Functii termodinamice de stare (γ, h^*) ale fluidului motor, stare ideală

L1	g.1/1
----	-------

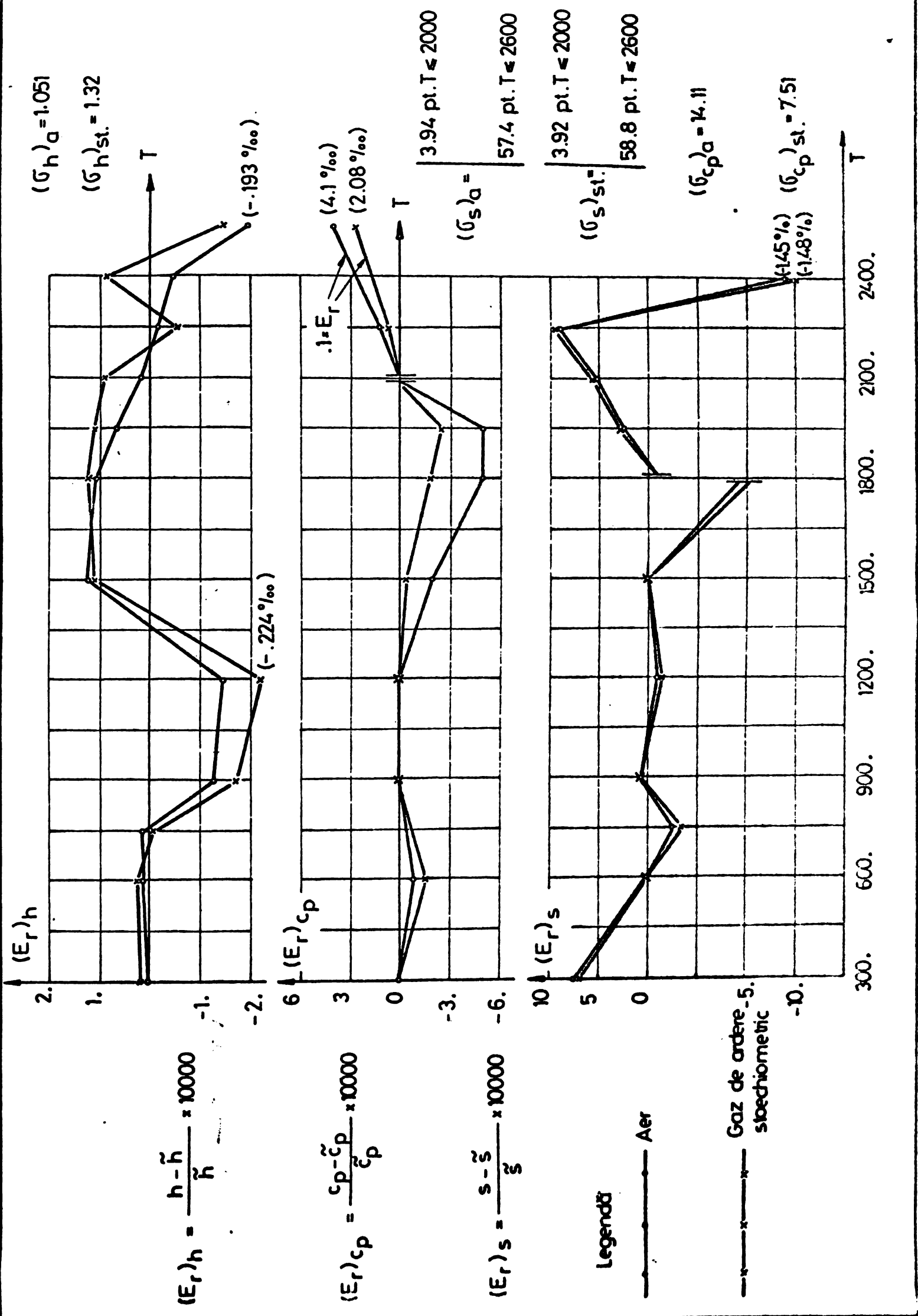


E_r	T	σ
$\frac{1}{10000}$	K	$\frac{1}{10000}$

2008

Functii termodinamice de stare la p_p . Erori raportate la cele determ. cu P_r

vers. 3.42.3
L2 g.1/1

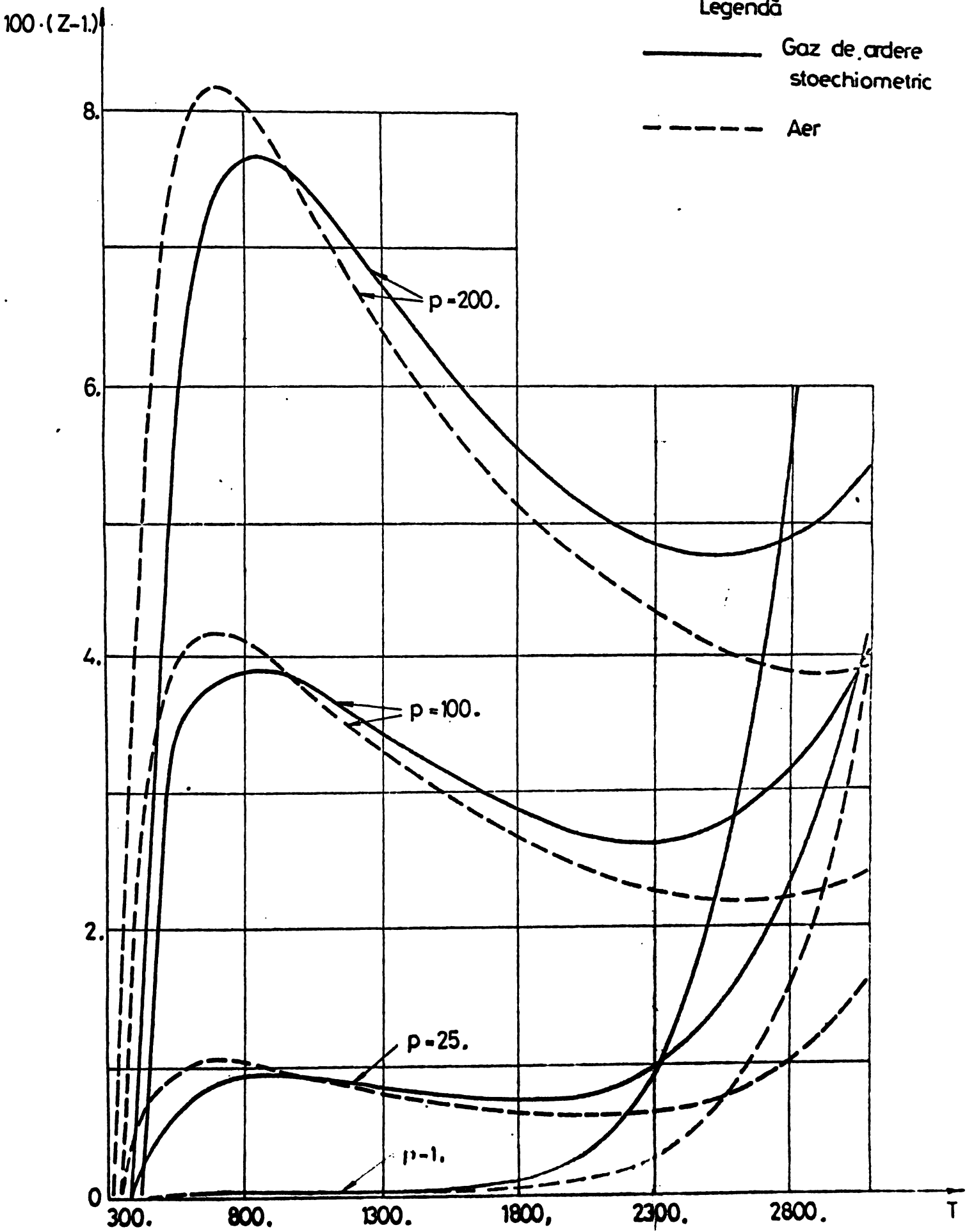


Z	p	T
-	bar	K

XXIX

Dependența factorului real
Z de temperatură și
presiune

Sa AS
L2 1/1



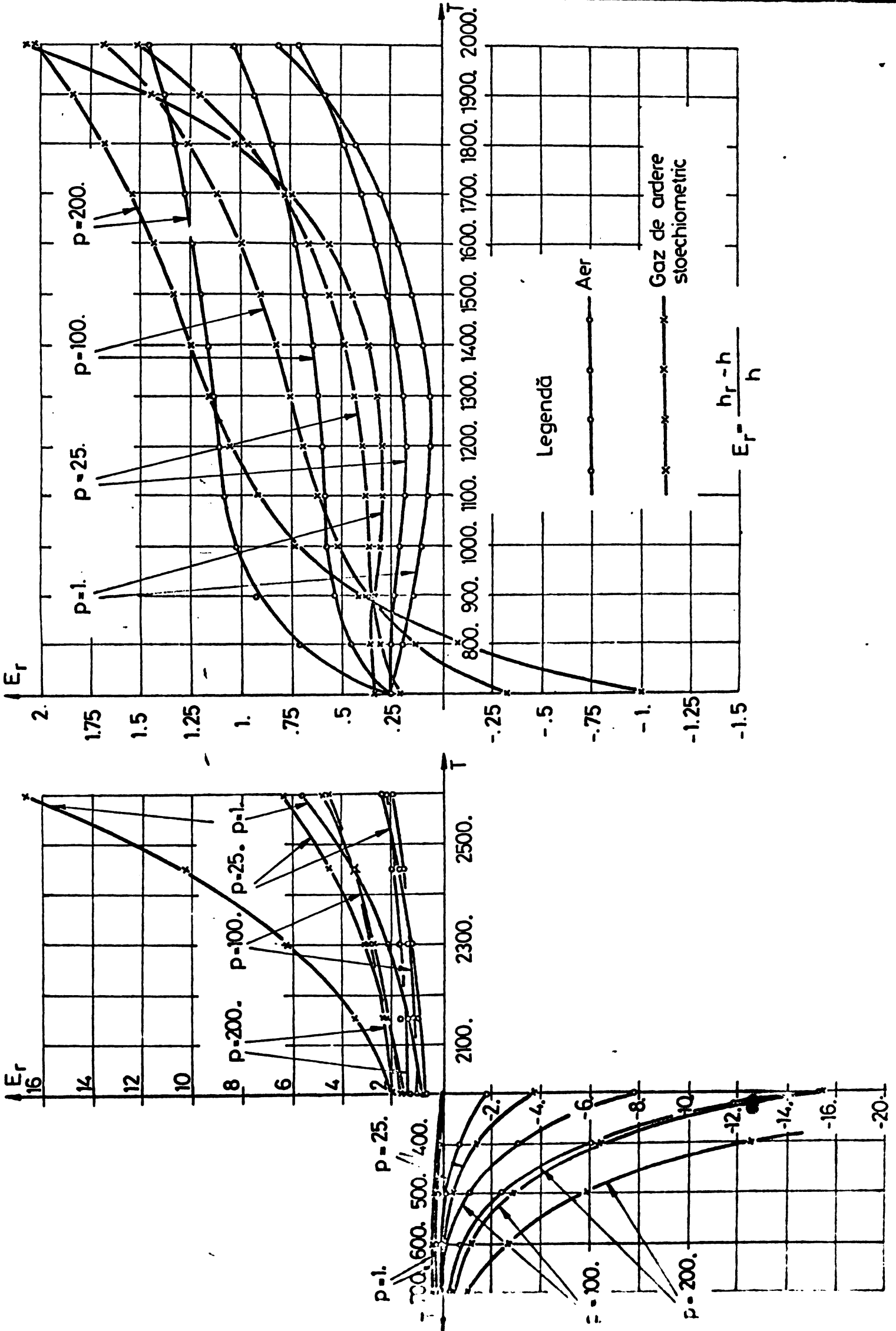
Legendă

- Gaz de ardere stoichiometric
- - - - - Aer

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

T	p	E_r	h
K	bar	%	$\frac{J}{kg}$

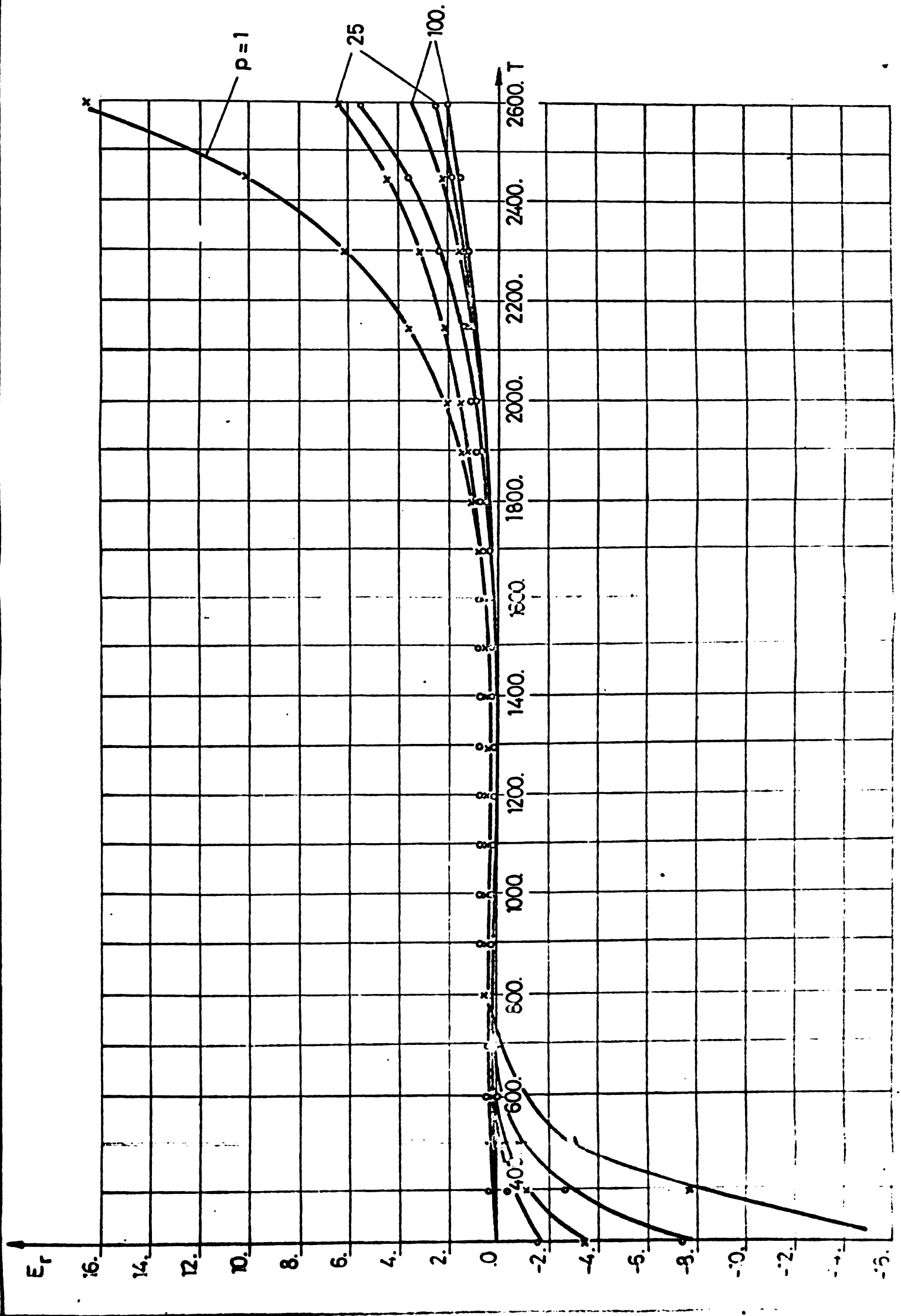
Entalpia masică (in J/g)
gazelor reale. Erori relative
gaze ideale



T	p	
K	bar	%

Entropia molară a gazelor reale. Erori relative gaze ideale

L2 g 1/1



NOTITA AUTOBIOGRAFICA

M-am născut la 1 mai 1942 în orașul Szekesfehèrvar din R.P.Ungarî. Tata, Skach Henric, a fost maistru lăcătuș la C.F.R., iar mama, Skach Clotilde (născută Ott) a fost și este casnică.

După absolvirea cursurilor gimnaziale am susținut în 1956 examenul de admitere la liceul „Diaconovici Loga” din Timișoara. Patru ani mai târziu am susținut examenul de admitere la Facultatea de Mecanică - secția Mașini termice - fiind declarat reușit în sesiunea din iunie 1960.

Am absolvit cursurile universitare în 1965, obținând nota maximă la examenul de stat. După satisfacerea stagiului militar am lucrat ca inginer stagiar (I.M. Timișoara) respectiv inginer proiectant până în 1971, dată la care m-am transferat la Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara, catedra de Organe de mașini, mecanisme și desen tehnic. Avînd actualmente funcția de șef lucrări.

În această ultimă perioadă m-am ocupat - în cadrul activității de integrare ale învățămîntului cu proiectarea și cercetarea - în mod special de elaborarea unor algoritme pentru analiza și sinteza parametrilor funcționali ai motoarelor Diesel în patru timpi turbosupraalimentate. Parte din rezultatele acestei activități sînt redată în prezenta teză de doctorat.