

Motoare cu ardere internă și supraalimentare

Noțiuni fundamentale

BURNETE Nicolae Vlad



UTPRESS

Cluj-Napoca, 2013

ISBN 978-606-737-631-9

Vlad Nicolae BURNETE

**MOTOARE CU
ARDERE INTERNĂ ȘI
SUPRAALIMENTARE**

Noțiuni fundamentale



**UTPRESS
Cluj-Napoca, 2023
ISBN 978-606-737-631-9**



Editura UTPRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Director: ing. Dan COLȚEA

Recenzia: Prof.dr.ing.habil. Florin Mariașiu
Conf.dr.ing. Paula Ungureșan

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Această lucrare a fost concepută pentru a sprijini învățarea și înțelegerea unor concepte de bază privind supraalimentarea motoarele cu ardere internă.

Ea vine în continuarea lucrării „Motoare cu ardere internă și termodinamică” și se adresează studenților de la programele de studii de licență (Autovehicule Rutiere, Ingineria Transporturilor și a Traficului, Mașini și Instalații Pentru Agricultură și Industria Alimentară, Sisteme și Echipamente Termice) precum și master (Automobilul și Mediul, Sisteme de Management și Control ale Autovehiculelor, Tehnici Avansate în Ingineria Autovehiculelor), fiind de fapt utilă tuturor studenților din universitățile tehnice care studiază cursul de Motoare cu ardere internă, cât și celor care lucrează în cercetare.

Cartea este disponibilă gratuit și nu poate fi comercializată.

Copyright © 2023 Editura UTPRESS

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii UTPRESS.

ISBN 978-606-737-631-9

Bun de tipar: 26.04.2023

Cuprins

Notații și abrevieri.....	5
1. Teoria supraalimentării și teoria acustică	13
1.1. Necesitatea supraalimentării	13
1.1.1. Influențe asupra performanțelor motorului.....	14
1.1.2. Influențe asupra emisiilor poluante	15
1.1.3. Influențe asupra eficienței.....	17
1.2. Noțiuni de bază	17
1.2.1. Lucrul mecanic al compresorului	17
1.2.2. Lucrul mecanic al turbinei	21
1.2.3. Metode de supraalimentare.....	23
1.3. Teoria acustică	25
1.3.1. Condiții la limita conductei	32
1.3.2. Metode alternative de rezolvare	36
1.4. Compresorul și turbina.....	37
1.4.1. Compresorul	37
1.4.2. Turbina	44
2. Interacțiunea dintre motor și compresor	49
2.1. Supraalimentarea mecanică.....	53
2.1.1. Cazuri de utilizare.....	55
2.1.2. Controlul presiunii de supraalimentare	55
2.1.3. Poziționarea clapetei obturatoare	58
2.2. Turbosupraalimentarea	60
2.2.1. Funcționare	60

2.2.2. Ecuațiile fundamentale ale turbocompresorului.....	62
2.2.3. Controlul turbocompresorului.....	64
2.2.4. Funcționarea în regim staționar.....	70
2.2.5. Funcționarea în regim tranzitoriu.....	72
2.2.6. Supraalimentarea cu presiune constantă și cu impulsuri.....	75
2.2.7. Supraalimentarea în două trepte.....	77
2.2.8. Supraalimentarea secvențială.....	79
3. Aspecte privind proiectarea/identificarea turbocompresorului pentru un MAI.....	81
3.1. Etapele identificării turbocompresorului pentru un MAI.....	81
3.2. Limite în proiectare pentru motoarele supraalimentate.....	96
3.3. Caracteristici ale supraalimentării.....	97
3.4. Exemple de utilizare la autovehicule de serie.....	98
Bibliografie.....	104
Dicționar.....	106
Selecție de abrevieri utilizate în literatura internațională.....	114

Notății și abrevieri

Carte	Notăție		Denumire
	Literatură rom.	int.	
AFR			raportul aer-combustibil disponibil
AFR_s			raportul aer-combustibil stoichiometric
$BSFC$	c_e	$BSFC$	consumul specific efectiv
c	a	c	viteza sunetului
c_p			căldura specifică la presiune constantă
c_v			căldura specifică la volum constant
CV		CV	volum de control
D	D		diametrul
DSA	DSA	IVO	deschiderea supapei de admisie
DSE	DSE	EVO	deschiderea supapei de evacuare
e			energia totală specifică
E	E		energia totală
exh			gaze arse
F	F		forță
g	g		acelerația gravitațională
h			coeficient de transfer termic (prin convecție) entalpia specifică coeficientul de convecție
H			entalpia
HV			puterea calorică
i	i		numărul de cilindrii
$IMEP_g$		$IMEP_g$	presiunea medie indicată brută

<i>ISFC</i>	<i>c_i</i>	<i>ISFC</i>	consumul specific indicat
<i>ÎSA</i>	<i>ÎSA</i>	<i>IVC</i>	închiderea supapei de admisie
<i>ÎSE</i>	<i>ÎSE</i>	<i>EVC</i>	închiderea supapei de evacuare
<i>k</i>	λ	<i>k</i>	conductivitatea termică raportul căldurilor specifice
<i>KE</i>	<i>E_{cin}</i>	<i>KE</i> , <i>E_{cin}</i>	energia cinetică
<i>LHV</i>	<i>Q_i</i>	<i>LHV</i>	puterea calorică inferioară a combustibilului
<i>m</i>	<i>m</i>		masa
<i>\dot{m}</i>			debitul masic
<i>m_a</i>			masa de aer
<i>Ma</i>			numărul Mach
<i>m_{a,min}</i>	<i>L_{min}</i>	<i>m_{a,min}</i>	masa minimă de aer
<i>MAC</i>	<i>MAC</i>	<i>Diesel</i>	motor cu aprindere prin comprimare
<i>MAI</i>	<i>MAI</i>	<i>ICE</i>	motor cu ardere internă
<i>MAS</i>	<i>MAS</i>	<i>Otto</i>	motor cu aprindere prin scânteie
<i>M_e</i>	<i>M_e</i>	<i>M_b</i>	momentul motor efectiv
<i>M_{ec}</i>	<i>M_{ec}</i>		momentul motor efectiv continuu
<i>M_{ei}</i>	<i>M_{ei}</i>		momentul motor intermitent
<i>m_{ex}</i>			masa de gaze care iese masa de gaze arse evacuate
<i>\dot{m}_f</i>	<i>C_c</i>	<i>m_f</i>	consumul de combustibil
<i>m_f</i>			masa de combustibil
<i>m_f</i>	<i>d_c</i>	<i>m_f</i>	doza de combustibil pe ciclu
<i>mg</i>			forța gravitațională
<i>M_i</i>	<i>M_i</i>		momentul motor indicat
<i>m_{in}</i>			masa de gaze care intră

			masa de fluid motor proaspăt admisă în cilindrul motorului
n	n	N, n	turația
n_c	n_c		numărul de cicli ai motorului în unitatea de timp
n_n	n_n		turația nominală
n_R			numărul de rotații necesare pentru realizarea unui ciclu motor
p			presiunea
P			puterea
p_a			presiunea aerului
PE	E_{pot}	PE, E_{pot}	energia potențială
P_e	P_e	P_b	puterea efectivă
$BMEP$	p_e	$BMEP$	presiunea medie efectivă
P_{ec}	P_{ec}		puterea efectivă continuă
P_{ei}	P_{ei}		putere efectivă intermitentă
P_{en}	P_{en}		putere efectivă nominală
p_{exh}			presiunea gazelor arse de evacuare
p_f	p_{rp}	$FMEP$	presiunea medie corespunzătoare rezistențelor proprii/presiunea medie de frecare
P_f	P_{rp}	P_f	puterea pierdută prin frecare
P_i			puterea indicată
$IMEP$	p_i	$IMEP$	presiunea medie indicată
P_{ig}			puterea indicată brută
P_{in}	P_i	P_{in}	puterea indicată netă
P_l	P_l		puterea litrică

P_m	P_m		puterea masică
PMI	PMI	BDC	punctul mort inferior
PMS	PMS	TDC	punctul mort super
P_p			puterea de pompaj
P_s	P_s		puterea specifică
Q			schimbul total de căldură
\dot{Q}			viteza de transmitere a căldurii
\dot{q}			fluxul termic
Q_{ht}			căldura pierdută prin transfer termic (datorită convecției și a frecărilor)
Q_{in}	Q_{primit}	Q_{in}	căldura primită
Q_{out}	Q_{cedat}	Q_{out}	căldura cedată
\bar{R}	R	R_u, \bar{R}	constanta universală a gazelor
r_c	ε	r_c	raportul de comprimare
r_e			raport de destindere
s			deplasarea
S	S		cursa pistonului
			suprafața
			entropia
SA	SA	IV	supapa de admisie
SE	SE	EV	supapa de evacuare
SOC		SOC	începutul arderii - Start of Combustion
S_{pm}	c_{pm}	S_{pm}	viteza medie a pistonului
t	t		timpul
T_a	T_a		temperatura aerului
T_{cool}		T_{cool}	temperatura lichidului de răcire

T_{ex}	T_{ex}	temperatura gazelor de evacuare la ieșirea din motor
T_{ex}		temperatura la ieșire/evacuare
u		energia internă specifică
U		energia internă
v		volumul specific
V		volumul
V		viteza
V_a	V_a	volumul de aer proaspăt aspirat în cilindru
V_a		volumul de aer
V_{af}		volumul de amestec
V_d	V_s	cilindreea unitară
V_f		volumul de combustibil
V_{max}	V_{max}	volumul maxim
V_{min}	V_c	volumul minim
V_r		volumul ocupat de gazele arse reziduale
V_t	V_t	cilindreea totală
W	L	lucrul mecanic
\dot{W}		viteza de realizare a lucrului mecanic (= puterea)
w_d		lucrul mecanic specific de dislocare/deplasare/curgere
W_d		lucrul mecanic de dislocare/deplasare/curgere
w_e		lucrul mecanic specific efectiv
W_e		lucrul mecanic efectiv
We		numărul Weber

W_{ext}			lucrul mecanic exterior
w_f	w_{rp}	w_f	lucrul mecanic specific consumat pentru învingerea frecărilor (rezistențelor proprii) motorului
			lucrul mecanic specific de frecare
W_f	W_{rp}	W_f	lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor (rezistențelor proprii) motorului
			lucrul mecanic de frecare
w_i			lucrul mecanic specific indicat
W_{int}			lucrul mecanic intern
W_n			lucrul mecanic util
W_p			lucrul mecanic de pompaj
W_t	W_t		lucrul mecanic tehnic
w_v			lucrul mecanic specific de dilatare
W_v			lucrul mecanic de dilatare
z			elevația (deplasarea pe verticală)
Z			factorul de compresibilitate (factorul de gaz real)

Simboluri grecești

α		raport de creștere a presiunii
Δ		variația
ξ		coeficient de pierderi de presiune
η		viscozitatea dinamică
η_e	η_e	randamentul efectiv
η_i	η_i	randamentul indicat
η_{ig}		randamentul indicat brut
η_{in}	η_i	randamentul indicat net

η_{inc}			randamentul arderii incomplete (gradul de conversie)
η_m	η_m		randamentul mecanic
η_t	η_t		randamentul termic
η_{vol}	η_u	η_{vol}	eficiența volumetrică (eficiența umplerii cu aer)
			coeficientul de umplere
λ	λ		coeficientul de exces de aer
μ	μ		viscozitatea dinamică
			potențialul chimic
ν	ν		viscozitatea cinematică
			coeficientul stoichiometric
ρ	ρ		densitatea
ρ_a			densitatea aerului
τ	τ		numărul de timpi ai motorului
φ	φ		unghiul de rotație a arborelui cotit
χ	χ		coeficientul de sarcină
Ψ			funcția de curgere
ω	ω		viteza unghiulară

Indici

a	a, aer	a, air	aer
af		af	amestec aer-combustibil
C			sursa rece
e			efectiv
ex			ieșire
f	$comb$	$fuel$	combustibil

<i>g</i>	<i>g</i>	brut
<i>H</i>		sursa caldă
<i>ht</i>	<i>ht</i>	transfer termic
<i>i</i>		indicat
<i>in</i>	<i>in</i>	intrare
		indicat net
<i>ig</i>	<i>ig</i>	indicat brut
<i>max</i>		maxim
<i>min</i>		minim
<i>n</i>	<i>n</i>	net
<i>s</i>		izentropic
		stoichiometric

Exponenți

\cdot	cantitate raportată la unitatea de timp
$-$	cantitate molară (raportată la unitatea de substanță)
0	starea standard de referință

1. Teoria supraalimentării și teoria acustică

1.1. Necesitatea supraalimentării

Cu toate că ideea supraalimentării este aproape la fel de veche ca motorul cu ardere internă (brevetul Reichului german nr. 34926 din 1885 a lui Gottlieb Daimler), implementarea acestei soluții în producția de serie a început mai târziu, odată cu dezvoltarea motoarelor de avion, pentru care a fost și este deosebit de importantă obținerea unui raport putere/greutate motor cât mai bun. Au urmat motoarele supraalimentate pentru aplicații care necesitau putere și eficiență ridicate, autoturismele sport și de lux, respectiv motoarele cu cilindree mare [10].

În comparație cu motorul pe benzină cu aspirație naturală, motorul Diesel pentru autoturisme a devenit competitiv doar prin utilizarea supraalimentării. Între timp, motoarele pe benzină de ultimă generație sunt și ele supraalimentate, în principal pentru a permite aplicarea conceptelor de creștere a eficienței (ex. *downsizing*).

Pentru motoarele cu ardere internă principalul obiectiv al supraalimentării este de a îmbunătăți caracteristicile de moment, putere și poluare. Acest lucru duce la un raport putere/greutate mult mai bun, dar și la costuri de fabricație a motorului mai reduse. Nu în ultimul rând, se reduce spațiul necesar pentru amplasarea motorului în autovehicul.

Cu toate că nu există o definiție unanim acceptată a supraalimentării motoarelor cu ardere internă, este acceptat faptul că prin supraalimentare se urmărește obținerea puterii maxime posibile pentru un motor de cilindree dată, sau pentru o greutate dată a motorului. O posibilă definiție este formulată de Pucher și Zinner [16]:

Definiție

Toate metodele care asigură alimentarea cu aer a unui MAI la o densitate mai mare (înainte de admisia în motor) decât presiunea atmosferică, pot fi considerate ca supraalimentare.

1.1.1. Influențe asupra performanțelor motorului

Pentru a pune în evidență importanța supraalimentării se pornește de la relația de calcul a puterii unui motor cu ardere internă:

$$P_e = \frac{BMEP \cdot V_d \cdot i \cdot n}{60000 \cdot n_R} \text{ [kW]} . \quad (1.1)$$

Se poate constata că pentru creșterea puterii se poate crește numărul de cilindri i , însă acest lucru duce la creșterea dimensiunilor și a masei motorului. Din aceleași motive (dimensiuni și masă) este exclusă și o creștere a cilindrului unitare V_d . O altă soluție este creșterea turației n a motorului, dar pentru aceasta există o limită superioară care nu poate fi depășită din cauza forțelor de inerție. Motivul este că aceste forțe depind de turație și au ca efect o creștere a solicitărilor pieselor în mișcare. În cazul MAC (Diesel), turația maximă este limitată suplimentar de timpul foarte scurt de formare a amestecului aer-combustibil. În plus, turațiile mari au un efect negativ asupra pierderilor prin frecare. Prin urmare, o soluție pentru creșterea puterii motorului este creșterea presiunii medii efective $BMEP$ [14]. Acestei creșteri a presiunii medii efective îi este asociată o creștere mai mică a puterii pierdute prin frecare și a solicitărilor componentelor motorului:

$$BMEP = \rho_a \eta_{vol} \eta_e \frac{LHV}{\lambda \cdot m_{a,min}} \text{ [bar]} . \quad (1.2)$$

Puterea calorică inferioară LHV și masa minimă de aer $m_{a,min}$ sunt dependente de combustibilul utilizat (se modifică doar dacă se utilizează un alt combustibil) și, prin urmare, se presupune că acestea sunt aceleași pentru un anumit combustibil. În ceea ce privește randamentul volumetric η_{vol} , la o turație dată, acesta variază foarte puțin. Totodată, pentru un anumit proces de ardere, randamentul efectiv η_e nu poate fi (de obicei) influențat direct. Nici coeficientul de exces de aer λ nu poate fi modificat în orice condiții și cu orice valoare. Spre exemplu, în cazul MAS, pentru încadrarea în limitele de poluare impuse de legislația în vigoare, trebuie utilizate strategii care să asigure funcționarea corespunzătoare a sistemului de post-tratare a gazelor

arse evacuate (ex. noile norme de poluare și testarea RDE (*Real Driving Emissions*)) necesită utilizarea $\lambda = 1$ pe întreg domeniul de funcționare al motorului). Similar, motoarele cu aprindere prin comprimare sunt restricționate din punct de vedere al coeficientului de exces de aer de limita de fum. Ca atare, creșterea densității aerului de admisie ρ_a reprezintă o soluție reală de creștere a presiunii medii efective și astfel a puterii motorului. Din ecuația de stare a gazelor, densitatea ρ_a poate fi exprimată ca:

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a} , \quad (1.3)$$

ceea ce înseamnă că, pentru a crește densitatea, trebuie crescută presiunea, în timp ce temperatura trebuie menținută la o valoare cât mai scăzută posibil.

1.1.2. Influențe asupra emisiilor poluante

Actualmente este în vigoare norma de poluare Euro 6d care, la fel ca normele anterioare reglementează valorile maxime de emisii de CO₂, CO, HC, NO_x și PM. Norma de poluare Euro 7, nu numai că stabilește limite de poluare mai stricte pentru poluanții amintiți ci reglementează și un poluant nou, respectiv protoxidul de azot (N₂O) [8]. În acest context, influențele diferitelor sisteme ale motorului cu ardere internă asupra emisiilor poluante sunt cu atât mai importante. Astfel, în cele ce urmează se pun în evidență efectele supraalimentării asupra emisiilor poluante ale MAI.

Formarea NO_x este influențată de valorile maxime (vârfurile) de presiune și de temperatură din cilindru. Pe de o parte, odată cu creșterea presiunii de supraalimentare, încărcătura din camera de ardere va crește chiar și fără alte ajustări ale motorului (porturi de admisie, de evacuare, timpi de distribuție, raport de comprimare etc.). Ca o consecință, va crește presiunea la sfârșitul comprimării și, implicit, vor crește valorile maxime (vârfurile) ale presiunii, respectiv temperaturii din cilindru, ceea ce are ca efect creșterea emisiilor de NO_x ale motorului [9]. Ca urmare a utilizării unor presiuni ridicate de supraalimentare, atât la MAS cât și la MAC moderne, se poate observa o reducere a raportului de comprimare r_c . Pe de altă parte, supraalimentarea

poate permite prelungirea duratei arderii (un timp de injecție mai mare și/sau o durată mai mare de ardere) ceea ce, la aceeași putere și același consum de combustibil, ar reduce emisiile de NO_x.

În cazul utilizării catalizatorului cu trei căi (la MAS), pentru o funcționare corespunzătoare a acestuia, trebuie asigurat un amestec aer-combustibil stoichiometric ($\lambda = 1$). Suplimentar, posibilitățile de reducere a emisiilor poluante sunt influențate în mod semnificativ de emisiile la ieșirea din motor (brute) și de temperatura de inițiere a catalizatorului (*light-off temperature*: aprox. 250-300 °C; aceasta reprezintă temperatura la care eficiența de conversie depășește 50% [4]). O etapă importantă în funcționarea motorului este pornirea la rece, când emisiile poluante nu pot fi reduse suficient din cauza temperaturilor reduse ale suprafeței catalizatorului. Prin supraalimentare se creează premisele unei suprapunerii mai mari a deschiderii supapelor pentru ca în sistemul de evacuare să pătrundă mai mult aer proaspăt. Acesta are rolul de a asigura oxidarea combustibilului ners introdus în cilindru spre finalul procesului de ardere printr-o post-injecție (tocmai în acest scop). Ca o consecință, temperatura gazelor de evacuare va crește, îmbunătățind astfel comportamentul catalizatorului la pornirea la rece.

În ceea ce privește emisiile de CO și HC ale MAC, de obicei, acestea nu sunt critice datorită excesului de aer. În schimb, emisiile de particule (PM) pot fi influențate pozitiv prin supraalimentare (în comparație cu MAC fără supraalimentare) în cazul în care sistemul de supraalimentare este reglat corespunzător pentru a asigura un exces suficient de aer pe întreg domeniul de funcționare. Evident că și sistemul de injecție trebuie adaptat motorului supraalimentat [4].

În comparație cu motoarele cu aspirație naturală, atât MAS cât și MAC supraalimentate necesită ajustări pentru a putea respecta limitele de emisii. Aceste ajustări pot presupune dezvoltarea unui nou sistem de management al motorului sau chiar re proiectarea acestuia din urmă.

1.1.3. Influențe asupra eficienței

Analiza lanțului de eficiență la conversia energiei chimice a combustibilului în energie mecanică în motorul cu ardere internă, pune în evidență faptul că, odată cu creșterea presiunii de supraalimentare (și implicit a sarcinii), randamentul mecanic crește cel mai mult (în comparație cu randamentul arderii, randamentul termic etc.). De asemenea, se poate constata că presiunea medie de frecare (și astfel puterea pierdută prin frecare) crește atât cu creșterea sarcinii, cât și a turației motorului, însă influența turației asupra acesteia este mai mare decât cea a sarcinii [14]. Exact acest aspect este exploatat în cazul *downsizing-ului* (reducerea cilindreei motorului cu păstrarea sau chiar creșterea performanțelor). Pentru a genera aceeași putere la aceeași turație (pentru o capacitate cilindrică mai mică a motorului), sarcina trebuie să fie mai mare, astfel că motorul va funcționa mai aproape de polul economic. Datorită faptului că, în acest caz, ponderea frecării este mai redusă, se îmbunătățește eficiența motorului.

1.2. Noțiuni de bază

Pentru înțelegerea supraalimentării este indispensabilă cunoașterea teoretică a proceselor termodinamice care stau la baza acesteia (comprimare, destindere și răcire intermediară – *intercooling*) [15]. În plus, în funcție de tipul motorului, supraalimentarea poate fi realizată în diferite moduri, fiecare dintre acestea având avantaje și dezavantaje.

1.2.1. Lucrul mecanic al compresorului

Aplicând legea I a termodinamicii unui compresor adiabatic, entalpia poate fi exprimată ca suma fluxurilor de căldură, lucrul mecanic de frecare și a lucrului mecanic (energiei) al variației de presiune. Deoarece, lucrul mecanic tehnic se compune din lucrul mecanic al variației de presiune și lucrul mecanic de frecare, acesta poate fi exprimat în funcție de variația entalpiei și a căldurii disipate astfel:

$$dh = dq + dw_f + vdp . \quad (1.4)$$

$$dw_t = vdp + dw_f . \quad (1.5)$$

Neglijând frecarea, rezultatul devine:

$$dw_t = vdp = dh - dq . \quad (1.6)$$

În cazul adiabatic ($dq = 0$) se obține:

$$dw_t = \int_1^2 vdp = h_2 - h_1 . \quad (1.7)$$

Notă

Pentru sistemele deschise (turbocompressoare) se utilizează lucrul mecanic al variației de presiune ($\int vdp$), iar pentru sistemele închise (compressoare volumetrice) lucrul mecanic de dilatare ($\int pdv$).

Raportul de comprimare (sau raportul de presiuni) al compresorului π_c reprezintă raportul dintre presiunea la ieșirea din compresor (p_2) și presiunea la intrarea în compresor (p_1):

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1} [-] . \quad (1.8)$$

Eficiența compresorului se apreciază prin randamentul izentropic, care reprezintă raportul dintre puterea necesară (lucrul mecanic specific necesar) antrenării unui compresor ideal (fără pierderi de căldură și frecări) și puterea necesară (lucrul mecanic necesar specific) antrenării compresorului în condiții reale (fig. 1.1):

$$\eta_{s,C} = \frac{|w_{t,s}|}{|w_t|} = \frac{|\Delta h_{s,C}|}{|\Delta h_C|} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} [-] . \quad (1.9)$$

$$\eta_{s,C} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} [-] . \quad (1.10)$$

$$\eta_{s,C} = \frac{\left(\pi_c\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} [-] . \quad (1.11)$$

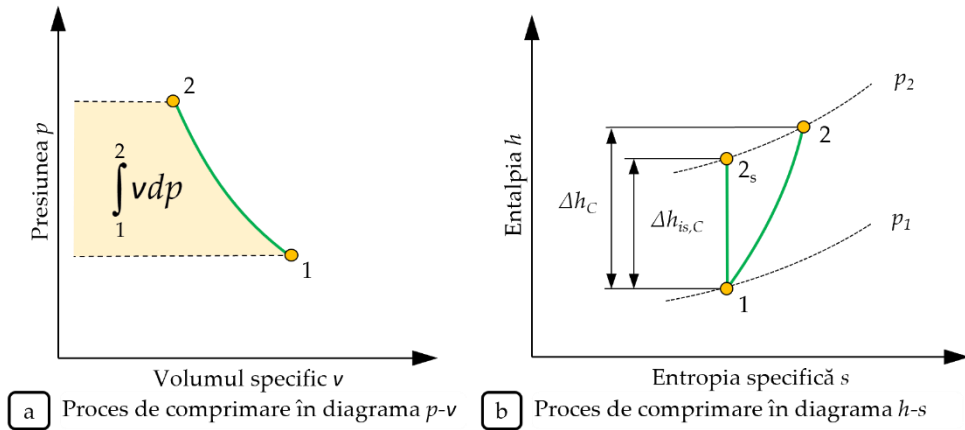


Fig. 1.1. Diagramele $p-v$ și $h-s$ ale procesului de comprimare

Răcirea intermediară (intercooling)

Prin rearanjarea termenilor ecuației 1.11, temperatura la ieșirea din compresor poate fi exprimată în funcție de temperatura la intrare în compresor, de randamentul izentropic al compresorului și de raportul de comprimare:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{s,C}} \left[\pi_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\} [\text{K}] . \quad (1.12)$$

Procesul de comprimare a aerului este întotdeauna însoțit de o creștere a temperaturii. Din acest motiv, o parte din creșterea densității (datorată creșterii presiunii) este anulată de creșterea temperaturii. Acest lucru poate

fi însă contracarat prin răcirea ulterioară a aerului de supraalimentare. Procesul de răcire este evidențiat în figura 1.2, în care 1 și 2 reprezintă stările înainte (la intrare) și respectiv după (la ieșire) compresor, iar 3 reprezintă starea după răcitorul aerului de supraalimentare (*intercooler*). Curgerea prin răcitor este însoțită inevitabil de o pierdere de presiune, ceea ce are ca efect o reducere a densității. Cu toate acestea, densitatea aerului crește semnificativ mai mult datorită răcirii acestuia, astfel că efectul net este o creștere a densității în comparație cu starea din punctul 2.

Ecuția de stare a gazelor ideale poate fi utilizată pentru a estima influențele comprimării și a răcirii aerului de supraalimentare asupra densității aerului de supraalimentare. În acest scop se aleg condițiile la limită din tabelul 1.1:

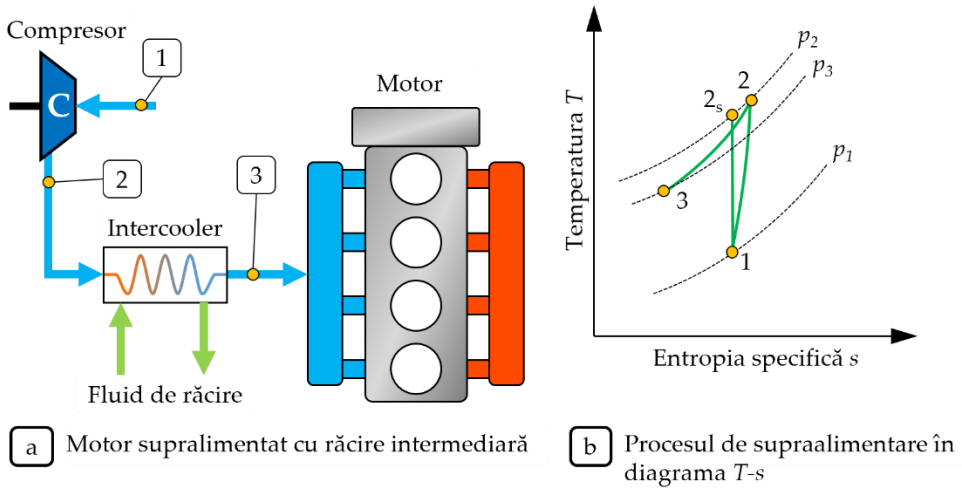


Fig. 1.2. Diagrama procesului de comprimare cu răcire intermediară

Tabelul 1.1 Condiții limită pentru răcirea aerului de supraalimentare

Parametru	Valoare	U.M.
Presiunea de admisie (p_a)	1	bar
Raportul de comprimare (π_c)	3	-
Temperatura de admisie (T_a)	293 (20)	K (°C)
Eficiența izentropică a compresorului ($\eta_{is,c}$)	0,7	-

În cazul unui motor cu aspirație naturală densitatea aerului este:

$$\rho_2 = \rho_1 = 1,19 \text{ kg/m}^3 \rightarrow 100\% \rho_1$$

Dacă motorul este supraalimentat însă nu dispune de răcire a aerului de supraalimentare ($T_2 = 172 \text{ }^\circ\text{C} = 447 \text{ K}$), densitatea aerului de supraalimentare este:

$$\rho_2 = 2,34 \text{ kg/m}^3 \rightarrow 197\% \rho_1$$

În schimb, motorul supraalimentat cu răcire a aerului de supraalimentare la $40 \text{ }^\circ\text{C}$ se obține o densitate de:

$$\rho_2 = 3,34 \text{ kg/m}^3 \rightarrow 281\% \rho_1.$$

Prin urmare, este posibilă o creștere semnificativă a densității aerului la intrarea în cilindru cu un efort suplimentar relativ mic.

1.2.2. Lucrul mecanic al turbinei

La fel ca în cazul compresorului, pentru analiza fluxurilor energetice ale unei turbine se aplică legea I a termodinamicii:

$$dh = dq + dw_f + vdp . \quad (1.13)$$

$$dw_t = vdp + dw_f . \quad (1.14)$$

Neglijând frecarea, se obține:

$$dw_t = vdp = dh - dq . \quad (1.15)$$

În cazul adiabatic ($dq = 0$), relația de calcul devine:

$$dw_t = \int_3^4 vdp = h_4 - h_3 = -(h_3 - h_4) . \quad (1.16)$$

Conform convenției semnelor, semnul minus înseamnă că lucrul mecanic este produs de către turbină.

Raportul de destindere sau raportul presiunilor prin turbină π_T reprezintă raportul dintre presiunea la intrarea în turbină (p_3) și presiunea la ieșirea din turbină (p_4):

$$\pi_T = \frac{p_3}{p_4} [-] . \quad (1.17)$$

Eficiența izentropică a turbinei reprezintă raportul dintre lucrul mecanic specific obținut în condiții reale și lucrul mecanic specific obținut în condiții ideale (fig. 1.3).

$$\eta_{s,T} = \frac{|w_i|}{|w_{i,s}|} = \frac{|\Delta h_{s,T}|}{|\Delta h_T|} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} [-] . \quad (1.18)$$

$$\eta_{s,C} = \frac{T_4 - T_3}{T_{4s} - T_3} [-] . \quad (1.19)$$

$$\eta_{s,C} = \frac{\frac{T_4}{T_3} - 1}{\pi_T^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1} [-] . \quad (1.20)$$

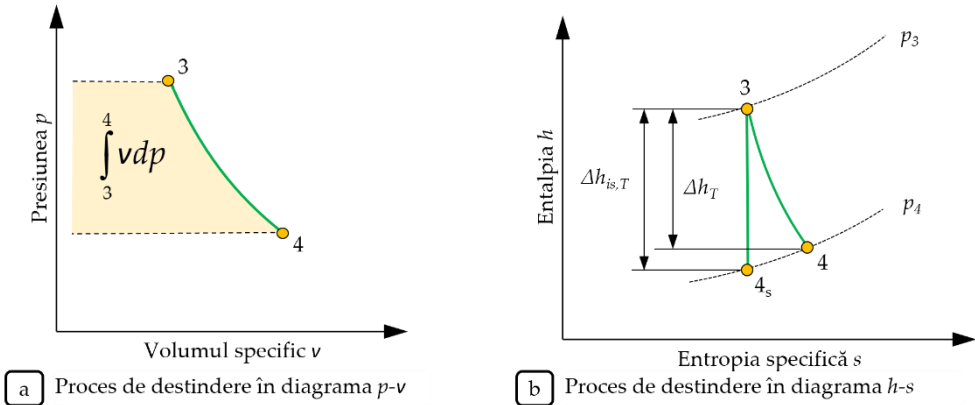


Fig. 1.3. Diagramele $p-v$ și $h-s$ ale procesului de destindere

1.2.3. Metode de supraalimentare

În cazul motoarelor cu ardere internă, în funcție de condițiile de funcționare și cerințele de performanță impuse, se utilizează diverse metode de supraalimentare (fig. 1.4). De principiu, există două tipuri de sisteme care pot fi utilizate pentru comprimarea aerului de admisie, respectiv [5]:

- (1) Sisteme care se bazează pe efectele gazodinamice din sistemul de admisie (supraalimentare naturală) și
- (2) Sisteme care utilizează compresoare active (supraalimentare forțată).

În ceea ce privește antrenarea compresorului, aceasta se poate realiza:

- (1) mecanic – antrenare de către arborele cotit,
- (2) cu gaze arse de evacuare (prin intermediul turbinei),
- (3) cu motor electric.

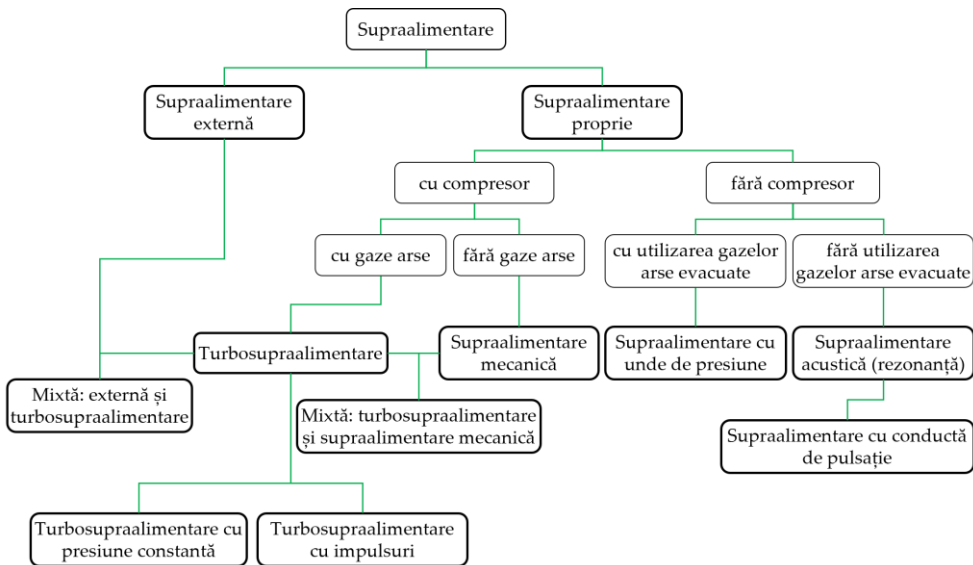


Fig. 1.4. Clasificare a metodelor de supraalimentare (adaptare după [5])

Ținând cont de acestea, metodele de supraalimentare a motoarelor cu ardere internă sunt (fig. 1.5):

- a) Supraalimentare acustică;
- b) Supraalimentare cu unde de presiune;
- c) Supraalimentare mecanică (*supercharging*);

- d) Turbosupraalimentare (*turbocharging*);
 e) *Turbocompounding*.

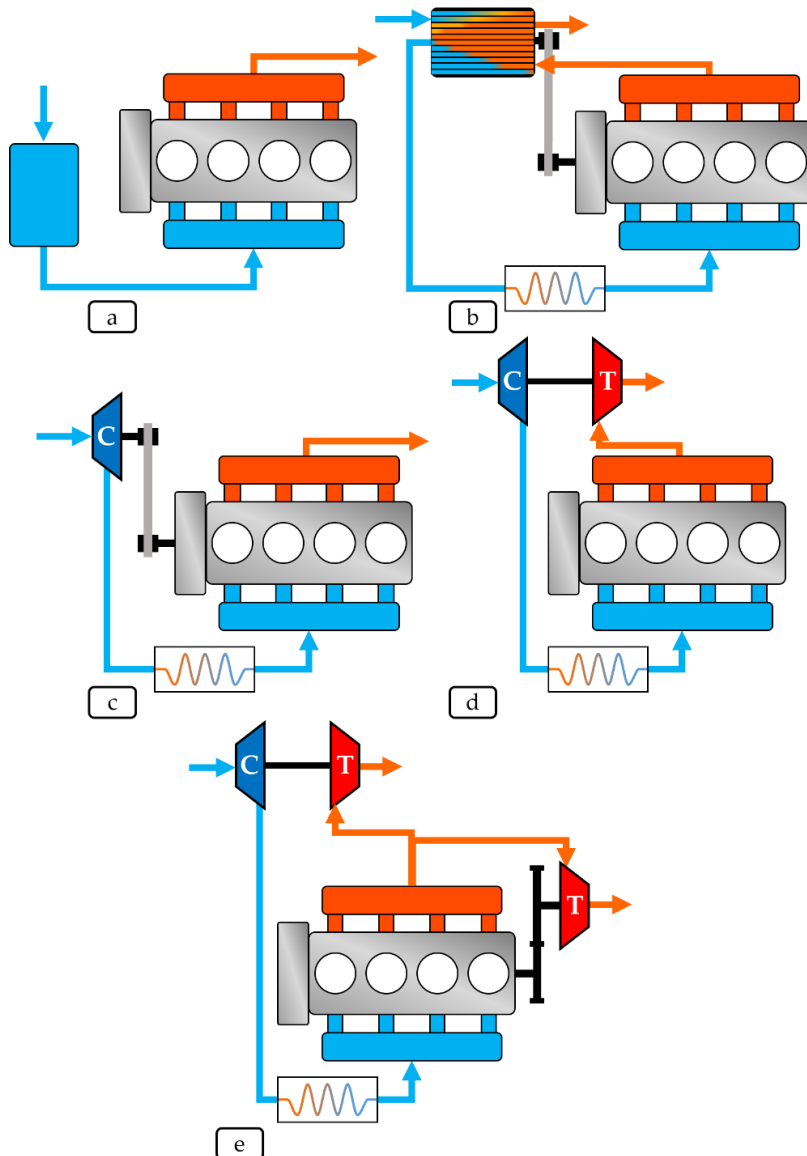


Fig. 1.5. Metode de supraalimentare: (a) Supraalimentare acustică, (b) Supraalimentare cu unde de presiune, (c) Supraalimentare mecanică (*supercharging*), (d) Turbosupraalimentare (*turbocharging*), (e) *Turbocompounding* (adaptare după [14])

Supraalimentarea bazată pe efectele gazodinamice utilizează undele de suprapresiune care apar din cauza fenomenelor acustice în sistemele de transport a gazelor (fluid motor proaspăt/gaze arse) motorului. Pentru ca acest proces de supraalimentare să utilizeze în mod optim undele de presiune, sistemele de admisie și de evacuare, precum și fazele distribuției (momentele de deschidere și închidere a supapelor) trebuie bine corelate.

În cazul antrenării mecanice, compresorul este cuplat mecanic la arborele cotit, astfel că, pentru acționarea sa, se consumă din energia motorului. O parte din energia consumată de la motor este însă recuperată în timpul procesului de admisie (lucrul mecanic de admisie), restul fiind pierdută.

Soluția cea mai eficientă și mai răspândită este turbosupraalimentarea. În acest caz entalpia ridicată a gazelor de evacuare este utilizată pentru a genera putere în turbina cuplată prin intermediul unui ax la compresor. Astfel, turbina antrenează compresorul care comprimă aerul înainte de a fi introdus în cilindrul motorului. Acest surplus de energie, preluat prin intermediul turbinei, are ca efect creșterea eficienței globale a motorului.

Efecte gazodinamice apar și în motoarele supraalimentate mecanic și în cele turbosupraalimentate. Scopul este acela de a utiliza undele de presiune în procesele combinate (proces de supraalimentare și procese de schimbare a gazelor) și de a crea condiții ca umplerea cilindrului să nu fie afectată negativ. De aceea, este important ca și în aceste cazuri să se utilizeze undele de presiune, respectiv să se adopte măsurile necesare pentru a nu influența negativ supraalimentarea.

1.3. Teoria acustică

Supraalimentarea prin intermediul efectelor gazodinamice se bazează pe influența pe care undele de presiune din sistemele de admisie și de evacuare o au asupra umplerii cilindrului. Pentru înțelegerea acestor unde de presiune, se poate utiliza teoria acustică [10,15,16].

În acest scop se fac următoarele ipoteze simplificatoare:

1. se consideră o conductă având o secțiune transversală cu arie constantă ($A = \text{const.}$);
2. curgerea se consideră izentropică (adiabatică și fără frecare).

Pentru analiză se ia în considerare un singur element de control al conductei (fig. 1.6). Viteza de propagare a undelor de presiune într-un mediu corespunde vitezei sunetului c .

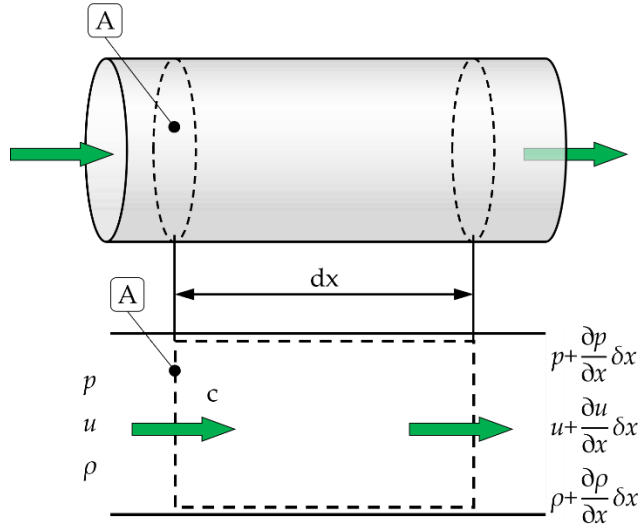


Fig. 1.6. Element de control pentru calcul - curgere mono-dimensională nestaționară

Aplicând acestui element de control legea conservării masei, se obține următorul bilanț:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) = \rho u A - \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) A . \quad (1.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) = - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} A dx . \quad (1.22)$$

Rearanjând termenii și ținând cont de regulile de derivare, respectiv neglijând termenii dx^2 se obține următoarea formă a ecuației:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 . \quad (1.23)$$

Pentru conservarea impulsului, se procedează în mod analog:

$$\rho A dx \frac{\partial u}{\partial t} = pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) A . \quad (1.24)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \rho A dx = - \frac{\partial p}{\partial x} A dx \quad (1.25)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (1.26)$$

Pentru a putea aplica teoria acustică trebuie să se țină cont de următoarele ipoteze simplificatoare:

1. perturbațiile stării de referință "0" sunt infinitezimale (fig. 1.7);
2. viteza particulelor u este mică în comparație cu viteza sunetului c .
Prin urmare, termenii cu u pot fi neglijați, însă nu și derivata;
3. variațiile de densitate sunt neglijabile ($\rho = \rho_0 = \text{const.}$);
4. curgerea este izentropică (adiabatică și fără frecare);
5. viteza sunetului este $c^2 = \partial p / \partial \rho$.

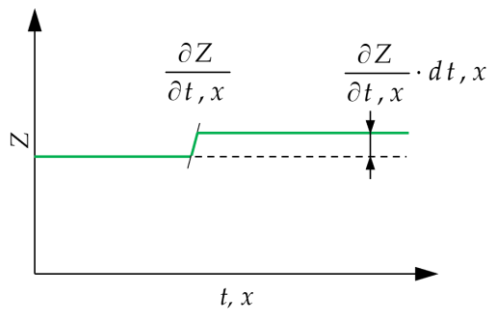


Fig. 1.7. Perturbație mică a mărimii de stare cu gradienti mari

Ipoteza izentropiei permite obținerea unor ecuații accesibile. Ar fi posibil să se considere și secțiuni transversale variabile, dar acest lucru nu ar face decât să complice inutil ecuațiile de conservare, ori pentru a înțelege principiul, acest lucru nu este necesar.

Având în vedere cele cinci ipoteze simplificatoare, ecuațiile de conservare a masei și impulsului pot fi simplificate suplimentar, obținându-se astfel:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + c^2 \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 . \quad (1.27)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = 0 . \quad (1.28)$$

Prin derivare în raport cu timpul sau cu spațiul, ecuațiile diferențiale (1.27, 1.28) pot fi combinate pentru a obține *ecuația mono-dimensională a undei plane*:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 . \quad (1.29)$$

Ecuatia de undă este o ecuație diferențială parțială de ordinul 2, care descrie amplitudinea (de exemplu, presiunea) unei unde în funcție de spațiu și timp. De regulă, aceste ecuații se rezolvă numeric. În acest scop sunt utilizate programe software precum GT-Power (Gamma Technologies Inc.) [2] sau AVL-Boost (AVL List GmbH) [1]. În cele ce urmează se utilizează o soluție analitică aplicată sistemului liniarizat pentru a explica fenomenele acustice care apar în conductele de admisie și evacuare. În realitate, undele de presiune care apar sunt neliniare. Rezolvarea acestui tip de ecuații se face după metoda lui d'Alembert. Această metodă se bazează pe faptul că pentru toate funcțiile de tipul $\phi(x,t) = \alpha x + \beta t$ sunt valabile:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = 0 . \quad (1.30)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 0 . \quad (1.31)$$

ϕ satisface ecuația de undă pentru orice valori ale lui α și β , însă la acest moment, valoarea acestora este necunoscută. Pentru ca variabila căutată (presiunea) să îndeplinească ecuația de undă, aceasta trebuie să depindă și de ϕ .

$$p(x,t) = \Phi(\phi(x,t)) . \quad (1.32)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{d\Phi}{dt} = \frac{\partial\Phi}{\partial\phi} \frac{\partial\phi}{\partial t} = \beta \frac{\partial\Phi}{\partial\phi} . \quad (1.33)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \beta^2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial\phi^2} . \quad (1.34)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{d\Phi}{dx} = \frac{\partial\Phi}{\partial\phi} \frac{\partial\phi}{\partial x} = \alpha \frac{\partial\Phi}{\partial\phi} . \quad (1.35)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \alpha^2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial\phi^2} . \quad (1.36)$$

Următorii pași sunt introducerea ecuațiilor 1.34 și 1.36 în ecuația de undă (1.29) și determinarea coeficienților α și β :

$$\beta^2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial\phi^2} = c^2 \alpha^2 \frac{\partial^2\Phi}{\partial\phi^2} . \quad (1.37)$$

$$\beta^2 = c^2 \alpha^2 . \quad (1.38)$$

$$\beta = \pm \alpha c . \quad (1.39)$$

Dacă se alege $\alpha = 1$, se obține $\beta = c$ și deci ecuația de undă. În plus se aplică:

$$\phi(x, t) = x \pm ct . . \quad (1.40)$$

Soluția d'Alembert a ecuației mono-dimensionale a undelor nestaționare este suprapunerea acestor două soluții:

$$p(x, t) = \Phi_1(x - ct.) + \Phi_2(x + ct.) . \quad (1.41)$$

$\Phi_1(x - ct.)$ descrie o undă care se deplasează în direcția coordonatelor pozitive. Graficul funcției (fizic perturbația) $\Phi_1(x, t = t_0)$ este deplasat spre dreapta cu viteza sunetului c . De-a lungul tuturor caracteristicilor ($x - ct. = const.$) această perturbație este egală (comportament liniar). În mod analog, caracteristica $x + ct.$ descrie o undă care se propagă în direcția

coordonatelor negative. Prin derivarea argumentului funcției (caracteristica) se obține viteza de propagare a undei:

$$\frac{\partial \phi_1}{\partial t} = \dot{x} = -c . \quad (1.42)$$

$$\frac{\partial \phi_2}{\partial t} = \dot{x} = c . \quad (1.43)$$

Pentru a putea descrie propagarea undelor într-o conductă, trebuie rezolvată ecuația diferențială 1.41. În acest scop se aleg următoarele condiții inițiale:

$$p(x,0) = \Phi_1(x) + \Phi_2(x) . \quad (1.44)$$

$$\frac{\partial p(x,0)}{\partial t} = -c\Phi_1'(x) + c\Phi_2'(x) = \varphi_0 . \quad (1.45)$$

Prin integrare se obține:

$$-\Phi_1(x) + \Phi_2(x) = \frac{1}{c} \int_{x_0}^x \varphi_0(\xi) d\xi + C . \quad (1.46)$$

Pe baza acestora se pot determina cele două funcții Φ_1 și Φ_2 .

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{2} \left[p(x,0) - \frac{1}{c} \int_{x_0}^x \varphi_0(\xi) d\xi - C \right] . \quad (1.47)$$

$$\Phi_2(x) = \frac{1}{2} \left[p(x,0) + \frac{1}{c} \int_{x_0}^x \varphi_0(\xi) d\xi + C \right] . \quad (1.48)$$

Înlocuind în ecuația diferențială 1.41 se obține:

$$p(x,t) = \frac{1}{2} \left[p(x-ct.) + p(x+ct.) + \frac{1}{c} \int_{x-ct.}^{x+ct.} \varphi_0(\xi) d\xi \right] . \quad (1.49)$$

Pentru a da mai mult sens acestei ecuații se fac următoarele notații:

$$p_p = \frac{1}{2} p(x - ct) . \quad (1.50)$$

$$p_n = \frac{1}{2} p(x + ct) . \quad (1.51)$$

$$p_0 = \frac{1}{2c} \int_{x-ct}^{x+ct} \varphi_0(\xi) d\xi . \quad (1.52)$$

unde $p_{p/n}$ denotă o perturbație de presiune care se propagă în direcția ordonatei pozitive (p), respectiv negative (n), iar p_0 este presiunea statică din conductă. Prin urmare ecuația care descrie propagarea neperturbată a undei în conductă este:

$$p = p_0 + p_p + p_n . \quad (1.53)$$

Înlocuind ecuația 1.41 în ecuația 1.28, se obține următoarea soluție pentru viteza de propagare a undei:

$$u(x, t) = \frac{1}{c\rho_0} [\Phi_1(x - ct) - \Phi_2(x + ct)] . \quad (1.54)$$

Semnul negativ din fața termenului $\Phi_2(x + ct)$ rezultă în urma integrării și rearanjării termenilor ecuației. Pentru a rezolva ecuația diferențială 1.54 se procedează în mod analog cu ecuația diferențială a presiunii. Pornind de la:

$$\Phi_1(x) = -\frac{1}{2} \left[u(x, 0) + \frac{1}{c} \int_{x_0}^x v_0(\xi) d\xi + C \right] . \quad (1.55)$$

$$\Phi_2(x) = \frac{1}{2} \left[u(x, 0) - \frac{1}{c} \int_{x_0}^x v_0(\xi) d\xi - C \right] . \quad (1.56)$$

se obține următoarea ecuație:

$$u(x, t) = \frac{1}{2c\rho_0} \left[u(x - ct) + u(x + ct) + \frac{1}{c} \int_{x-ct}^{x+ct} v_0(\xi) d\xi \right] . \quad (1.57)$$

Notând

$$u_p = \frac{1}{2c\rho_0} u(x - ct) . \quad (1.58)$$

$$u_n = \frac{1}{2c\rho_0} u(x + ct) . \quad (1.59)$$

$$u_0 = \frac{1}{2c^2\rho_0} \int_{x-ct}^{x+ct} v_0(\xi) d\xi . \quad (1.60)$$

se obține:

$$u = u_0 + u_p + u_n . \quad (1.61)$$

Se poate observa că ecuația care descrie undele de presiune este foarte asemănătoare cu cea a vitezei undelor. Pentru a pune în evidență relația dintre presiune și viteză, se consideră ecuația 1.28. Această ecuație poate fi rescrisă astfel:

$$\partial p = -\frac{\partial x}{\partial t} \rho_0 \partial u . \quad (1.62)$$

Ținând cont de rezultatele ecuațiilor 1.42 și 1.43 se obține:

$$p_p = c\rho_0 u_p . \quad (1.63)$$

$$p_n = -c\rho_0 u_n . \quad (1.64)$$

1.3.1. Condiții la limita conductei

Analizând relațiile de legătură din sistemele de admisie și de evacuare ale unui motor cu ardere internă, se observă că atât deschiderea cât și închiderea supapelor generează unde de presiune. Atunci când supapa de admisie se deschide (presiunea din cilindru p_{cil} este mai mică decât presiunea din sistemul de admisie p_{in} , $p_{cil} < p_{in}$) în canalul de admisie este indusă o undă de presiune (undă de expansiune). În schimb, atunci când supapa de evacuare

se deschide (presiunea din cilindru este mai mare decât presiunea din sistemul de evacuare $p_{ex}, p_{cil} > p_{exhaust}$), în colectorul de evacuare este indusă o undă de suprapresiune (unda de compresiune). Se poate pune următoarea întrebare: "Cum afectează aceste unde de presiune umplerea cilindrului motorului?". Pentru a înțelege acest aspect se analizează două situații:

Capătul conductei este închis (fig. 1.8): presupunem că unda de presiune se propagă în fluidul în repaus ($u_0 = 0$). La capătul închis al conductei ($x = l$) apare următoarea condiție la limită pentru viteza de propagare:

$$u(l, t) = 0 . \quad (1.65)$$

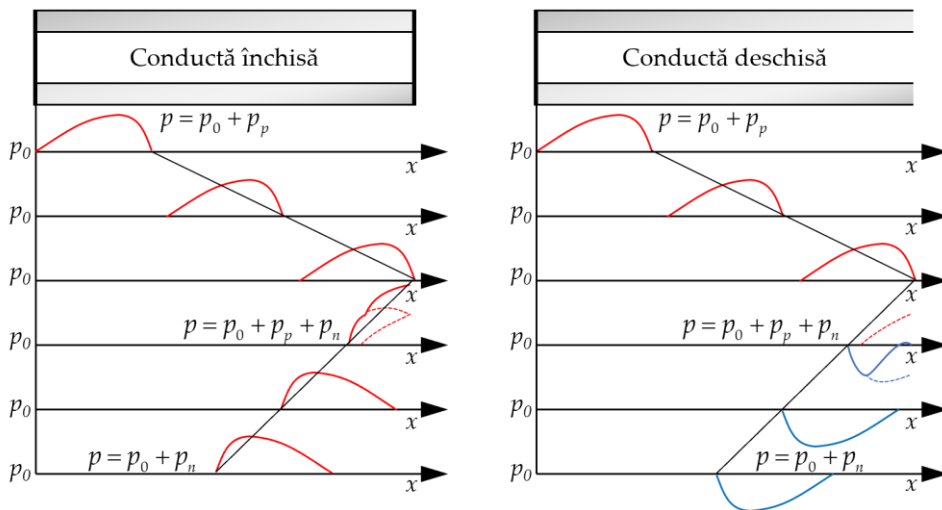


Fig. 1.8. Propagarea undei de supra-, respectiv depresiune într-o conductă de pulsație (adaptare după [15])

Prin reflectarea undelor de viteză și de presiune la capătul închis al conductei rezultă:

$$p_p = p_n . \quad (1.66)$$

$$u_p = -u_n . \quad (1.67)$$

Prin urmare, în cazul în care capătul conductei este închis, o undă de presiune este reflectată ca o undă de același tip (suprapresiune/depresiune).

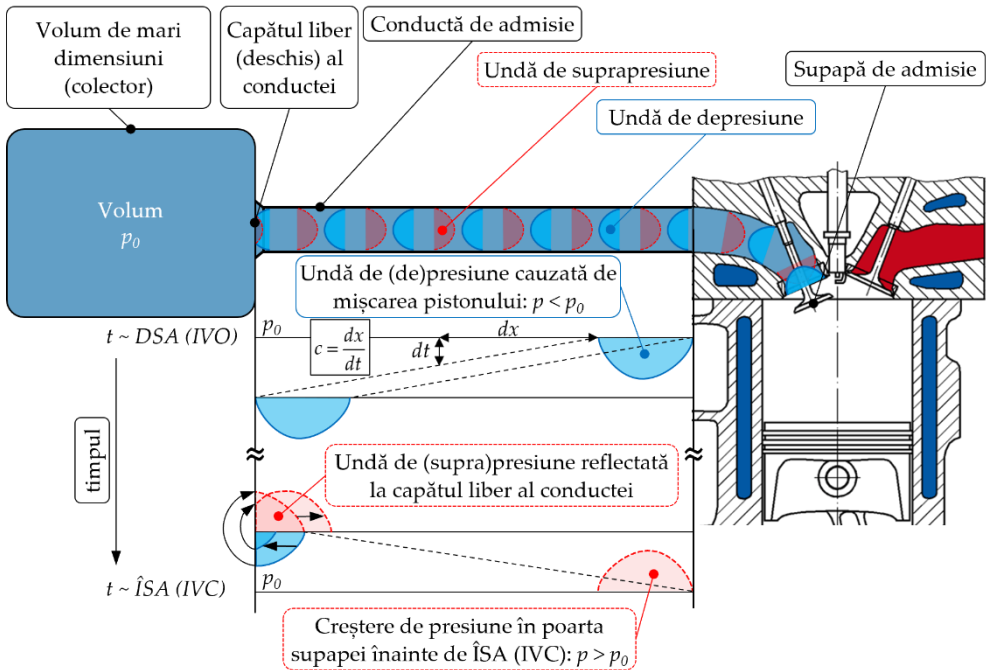


Fig. 1.9. Propagarea undei de supra-, respectiv depresiune în conducta de admisie

Capătul conductei este deschis (figurile 1.8 și 1.9): și în acest caz se aplică o condiție limită:

$$p(l, t) = p_0 \quad (1.68)$$

unde p_0 este presiunea din volumul (recipientul/rezervorul de gaz) adiacent. Ținând cont de această condiție la limită, pentru undele de presiune și viteza de propagare se obține:

$$p_p = -p_n \quad (1.69)$$

$$u_p = u_n \quad (1.70)$$

Se poate constata că, în cazul în care capătul conductei este deschis, o undă de presiune este reflectată ca o undă de tip opus (suprapresiune \rightarrow depresiune și viceversa).

Prin urmare, atunci când ajunge la capătul deschis al conductei, unda de depresiune indusă prin deschiderea supapei de admisie (DSA) se va întoarce spre supapa de admisie ca o undă de suprapresiune care, dacă este captată în cilindru, va crește randamentul volumetric (η_{vol}). Pentru a îmbunătăți suplimentar umplerea, acest efect poate fi amplificat prin optimizarea lungimii conductei de admisie în funcție de turație (din rațiuni practice, optimizarea lungimii conductei de admisie se face pe intervale de turație). În ceea ce privește unda de suprapresiune care apare în sistemul de evacuare la deschiderea supapei de evacuare (DSE), aceasta este reflectată ca o undă de depresiune la capătul deschis al conductei și poate fi folosită pentru a îmbunătăți evacuarea gazelor arse din cilindru.

Notă

Dacă turația minimă a motorului este de 1000 [min⁻¹], iar cea maximă de 7000 [min⁻¹], optimizarea lungimii conductei de admisie se poate realiza, spre exemplu (fig. 1.10), pe trei intervale de turație (din rațiuni practice, optimizarea nu se face pe mai mult de trei intervale de turație):

- 1000 – 3400 [min⁻¹];
- 3400 – 5200 [min⁻¹];
- 5200 – 7000 [min⁻¹].

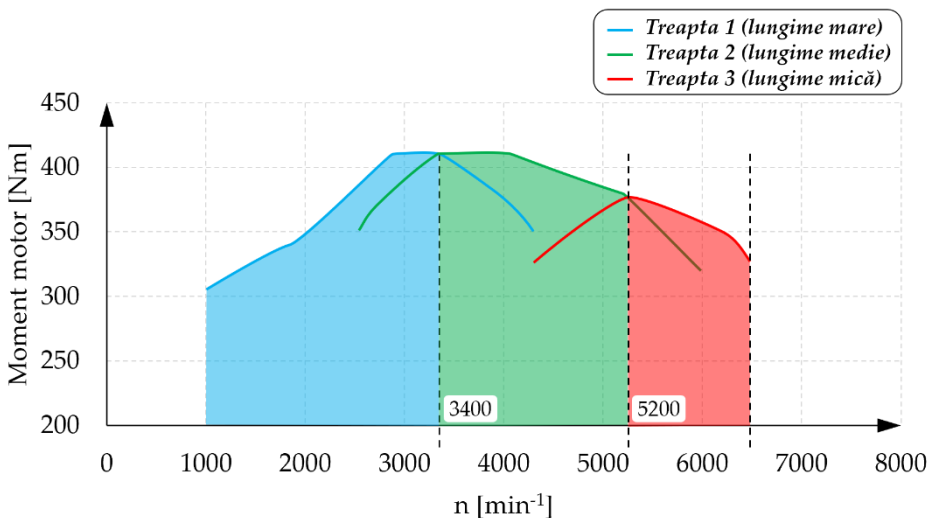


Fig. 1.10. Exemplu de optimizare a lungimii traseului de admisie (adaptare după [3])

1.3.2. Metode alternative de rezolvare

După cum s-a menționat anterior, teoria acustică este valabilă doar pentru transformări minore de stare. În cazul în care apar transformări majore de stare, ecuațiile de conservare a masei, impulsului și energiei trebuie rezolvate într-un mod diferit. În acest scop se poate utiliza metoda caracteristicilor, respectiv metoda diferențelor finite. În cele ce urmează, se prezintă pe scurt aceste două metode. Pentru o prezentare detaliată se poate consulta [15].

Metoda caracteristicilor. Prin utilizarea metodei caracteristicilor se pot lua în considerare transformări majore de stare. Pe de o parte, aceste abateri de la starea de referință influențează viteza sunetului ($c \neq \text{const.}$), iar pe de altă parte, viteza particulelor nu mai poate fi neglijată în comparație cu viteza sunetului. Prin urmare ipoteza de liniaritate (valabilă pentru teoria acustică) nu mai este îndeplinită.

$$c = \sqrt{\kappa RT} = \sqrt{\kappa p v} . \quad (1.71)$$

Analizând această ecuație, putem constata că viteza de propagare a undelor crește odată cu creșterea presiunii. Ca urmare, componentele dintr-o perturbație cu presiune ridicată se propagă mai repede decât cele cu presiune scăzută. Acest lucru înseamnă că în timpul parcurgerii conductei undele își schimbă forma. Metoda caracteristicilor poate fi utilizată pentru rezolvarea numerică a ecuațiilor de conservare, însă nu a cunoscut o utilizare largă în practică din cauza spațiului mare de stocare, respectiv a puterii de calcul necesare.

Metoda diferențelor/volumelor finite. În cazul acestei metode, domeniul supus analizei este discretizat (metoda diferențelor finite sau a volumelor finite). Astfel, ecuațiile diferențiale parțiale de conservare a masei, impulsului și energiei sunt aproximate printr-un sistem de ecuații algebrice. Aceste sisteme de ecuații pot fi apoi rezolvate cu ajutorul unor solveri numerici adecvați.

1.4. Compresorul și turbina

În cele ce urmează, se analizează mai atent componentele care stau la baza supraalimentării mecanice și a turbosupraalimentării. Compresoarele și turbinele funcționează după aceleași principii fizice, cu rol diferit și sens opus de aplicare (a acestor principii). Se face o distincție între două tipuri fundamentale de compresoare: volumice/volumetrice și dinamice. Cel mai frecvent sunt utilizate compresoarele dinamice (mai precis turbocompresoarele) deoarece utilizează energia gazelor de evacuare.

1.4.1. Compresorul

Pentru supraalimentarea motoarelor cu ardere internă se utilizează atât compresoare volumetrice, cât și dinamice. Aceste două tipuri de compresoare diferă în ceea ce privește modul de realizare a comprimării. Pentru a crește presiunea, compresoarele dinamice transformă energia cinetică a fluidului în energie potențială, respectiv presiune statică. Presiunea statică a fluidului crește continuu la trecerea prin compresor, în timp ce energia cinetică și implicit presiunea dinamică scad. Acest lucru poartă denumirea de comprimare internă. În funcție de designul lor, compresoarele volumetrice funcționează cu sau fără comprimare internă. În cazul compresoarelor fără comprimare internă fluidul este condus prin compresor fără a-i crește presiunea (motiv pentru care acestea sunt numite suflante). Comprimarea până la presiunea statică dorită are loc atunci când fluidul din compresor intră în contact cu volumul (recipientul) din aval: cu alte cuvinte, comprimarea are loc prin creșterea numărului de molecule în volumul dat.

În figura 1.11 este reprezentat, prin intermediul unei diagrame p - V , ciclul unui compresor ideal cu (1-2-3-4) și fără comprimare internă (1-2'-3-4'). Zona roșie (1-2'-2) corespunde lucrului mecanic suplimentar pe care trebuie să îl realizeze compresorul fără comprimare internă pentru a obține aceeași valoare a presiunii în aval.

Diferențele de principiu dintre compresoarele dinamice și compresoarele volumetrice pot fi explicate folosind diagramele *Raport de comprimare/Debit volumic* (fig. 1.12). În cazul acestor caracteristici, debitul volumic este reprezentat pe abscisă, iar raportul de presiuni (comprimare) al compresorului pe ordonată. Pe aceste diagrame sunt incluse și liniile/curbele de turație constantă a compresorului, respectiv liniile de eficiență constantă a compresorului.

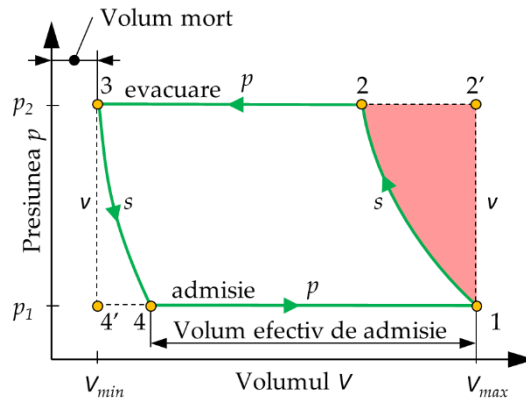


Fig. 1.11. Diagrama p - V a compresorului ideal cu și fără comprimare internă (adaptare după [10])

În cazul compresoarelor volumetrice se poate observa că (fig. 1.12a), sunt caracteristice liniile de turație constantă a compresorului cu înclinare spre stânga. Motivele scăderii debitului volumic odată cu creșterea raportului de comprimare sunt: reducerea volumului liber (care, odată cu creșterea raportului de comprimare duce la o înrăutățire a umplerii), respectiv pierderile prin scăpări. Din aceste motive, presiunea maximă de supraalimentare a compresoarelor volumetrice depinde, în primul rând, de tipul compresorului și nu de turația sa. În ceea ce privește debitul volumic acesta este proporțional cu turația compresorului.

Notă

Gazele din interstițiile compresorului reduc randamentul maxim posibil deoarece nu se poate aspira o altă masă de gaz înainte de destinderea acestora.

Caracteristicile compresoarelor dinamice (exemplu în figura 1.12b), sunt limitate la stânga de **limita de pompaj**, iar la dreapta de **limita de debit** a compresorului. **Turația maximă**, care limitează caracteristica în partea din dreapta-sus, depinde de forțele de inerție care pot fi tolerate de rotor, astfel că aceasta poate fi influențată de dimensiunea și materialul rotorului.

Așa-numitul fenomen de *pompaj al compresorului* se manifestă atunci când la rapoarte mari de comprimare debitul masic refulat este foarte mic. Puterea compresorului este prea mică pentru a continua să comprime și să refuleze aerul la nivelul ridicat de presiune din aval. Ca urmare, are loc o inversare a direcției de curgere, care are ca efect reducerea presiunii la ieșirea din compresor. Odată ce presiunea din aval scade, aerul poate fi transportat înapoi în direcția inițială, iar ciclul de pompaj se reia. Transportul ciclic al aerului și curgerea inversă sunt însoțite de vibrații puternice, suprasolicitări mecanice datorate fluctuațiilor de presiune și o creștere rapidă a temperaturii în compresor. Consecințele posibile ale pompajului compresorului sunt: deteriorarea lagărelor, respectiv a paletelor rotorului și creșterea frecărilor. În funcție de amplitudine, pot fi afectate chiar și componente ale motorului.

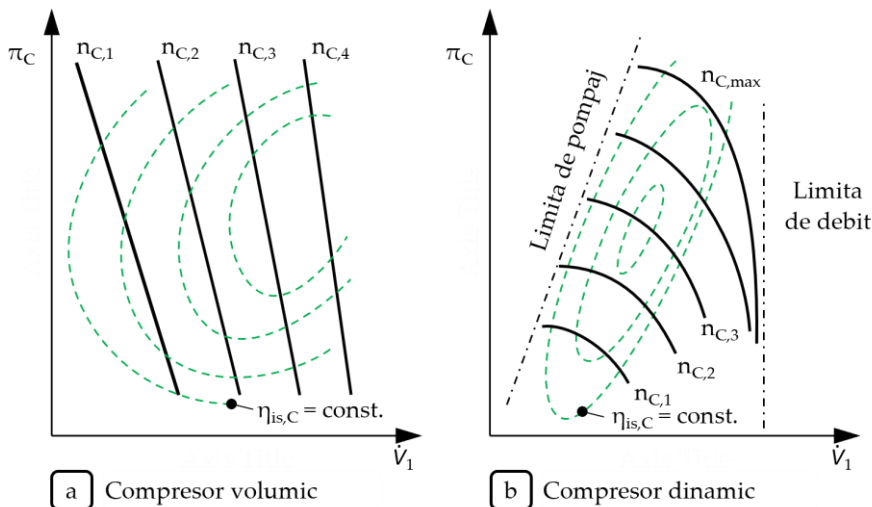
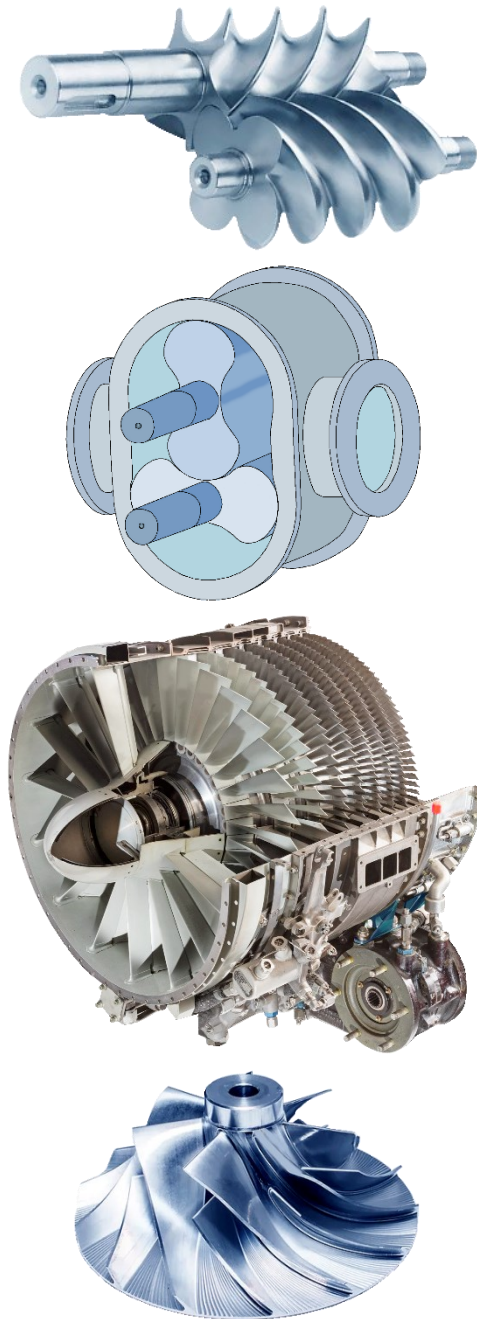


Fig. 1.12. Reprezentare schematică a caracteristicilor compresoarelor volumice și dinamice (adaptare după [5])

Atunci când se atinge Mach 1 în cea mai îngustă secțiune transversală a compresorului, curgerea se blochează. Din acest motiv nu este posibilă creșterea debitului masic prin creșterea raportului de comprimare. Un alt aspect important este faptul că zonele stabile de lucru ale caracteristicii se îngustează pe măsură ce raportul de comprimare crește.

Compresoare volumice. Cele mai comune compresoare volumice sunt compresoarele cu piston cu deplasare alternativă și cele cu piston rotativ. Spre deosebire de compresoarele dinamice, compresoarele volumice refulează, de obicei, în mod discontinuu. Astfel, nu numai motorul, ci și compresorul generează unde de presiune în conductele de admisie. Acest lucru poate duce la o umplere diferită a cilindrilor cu efecte negativ asupra funcționării motorului. O altă diferență față de compresoarele dinamice este lipsa zonei de instabilitate. Prin urmare, acest tip de compresor poate fi utilizat pe întreg domeniul de funcționare. Totodată, raportul de comprimare este independent de turația compresorului.

Compresoare dinamice. Compresoarele dinamice utilizate la supraalimentarea MAI sunt proiectate ca și compresoare axiale sau radiale (fig. 1.13), care transformă presiunea dinamică în presiune statică. Rotorul compresorului (antrenat) transferă energie cinetică aerului aspirat, care apoi este transformată în energie potențială (presiune statică). Transformarea energiei cinetice în energie potențială are loc datorită decelerației fluidului în canalele dintre palete și difuzorul din aval (prevăzut cu palete directoare). În cazul compresorului axial, direcția de curgere prin compresor nu se schimbă. Aceste compresoare sunt potrivite pentru debite mari, însă nu realizează decât rapoarte de comprimare relativ mici pe treaptă. În ceea ce privește compresorul centrifugal, geometria rotorului modifică direcția de curgere a fluidului: aerul este aspirat axial și refulat radial. Compresoarele centrifugale sunt caracterizate prin rapoarte de comprimare mari care, alături de un design compact au contribuit semnificativ la utilizarea pe scară largă a acestui tip de compresor la motoarele cu ardere internă. Pentru a proteja compresorul de suprasolicitări (cu un factor de siguranță suficient) chiar și în timpul funcționării tranzitorii, punctul de funcționare din diagrama compresorului nu trebuie să fie prea aproape de limita de pompaj.



*Fig. 1.13. Exemple de compresoare
(elicoidal – adaptare după [18], Roots cu doi lobi, axial [19], centrifugal [20])*

Dacă se neglijează energia potențială gravitațională, pentru un sistem adiabatic deschis, procesul de comprimare poate fi descris cu ajutorul Legii 1 a termodinamicii astfel:

$$w_c = \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} + h_2 - h_1 . \quad (1.72)$$

unde $h = u + (p/\rho)$ reprezintă variația energiei potențiale specifice:

$$\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} = w_c - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - (u_2 - u_1) . \quad (1.73)$$

Pentru a înțelege modul în care se realizează creșterea presiunii în turbosuflete, mai întâi trebuie explicate relațiile geometrice și cele hidrodinamice. Pentru început se analizează un compresor dinamic axial.

Viteza absolută c de curgere prin compresor este formată din viteza relativă w și viteza periferică u . Acest aspect este evidențiat în figura 1.14, folosind ca exemplu o treaptă de compresor axial. În această figură, 1 se referă la starea la intrarea în rotor, 2 la starea la ieșirea din rotor (și intrarea în difuzor), iar 3 la starea după ieșirea din difuzor. Pasul și profilul paletelor sunt responsabile de creșterea continuă a secțiunii transversale (perpendiculară pe suprafața profilului) de la intrare și până la ieșirea din rotor ($d_2 > d_1$). Aceasta înseamnă că viteza relativă de curgere prin compresor scade conform ecuației lui Bernoulli ($w_2 < w_1$). Viteza absolută c a fluidului crește datorită lucrului mecanic tehnic primit de sistem de la rotorul compresorului. Energia cinetică rezultată din viteza absolută este utilizată în difuzor (roata de ghidare) pentru a crește presiunea ($c_2 > c_3$).

Conversia energiei cinetice în energie potențială poate fi explicată folosind ecuația lui Bernoulli. În cazul compresoarelor axiale, pentru a crește presiunea sunt utilizate două componente ale vitezei:

- 1) decelerația fluidului în rotor datorită creșterii secțiunii transversale de curgere ($\Delta p \sim w_2^2 - w_1^2$),
- 2) creșterea presiunii în difuzor ($\Delta p \sim c_3^2 - c_2^2$).

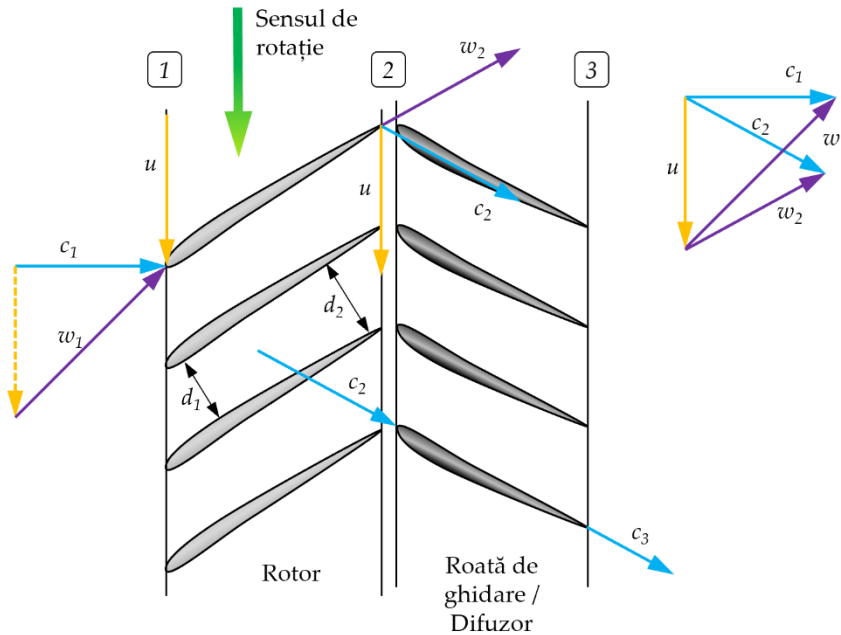


Fig. 1.14. Variația vitezelor la curgerea printr-un compresor axial (adaptare după [15])

Se pune întrebarea: „De ce se pot obține rapoarte de comprimare mai mari în compresorul radial (centrifugal) decât în cel axial?” Primul motiv este faptul că diametrul de ieșire al rotorului compresorului centrifugal este mai mare decât diametrul de intrare. Ca urmare, viteza periferică crește pe măsură ce fluidul traversează compresorul, ceea ce generează un surplus de energie cinetică care, poate fi de asemenea folosită pentru a crește presiunea. Pentru o mai bună înțelegere a fenomenului, în figura 1.15 sunt prezentate triunghiurile vitezelor la rotorul unui compresor centrifugal. La fel ca în cazul anterior, 1, 2 și 3 indică stările la intrarea și la ieșirea din compresor, respectiv la ieșirea din difuzor.

Se poate observa că există trei componente ale vitezei care determină creșterea presiunii în compresoarele centrifugale:

1. creșterea presiunii în câmpul centrifugal ($\Delta p \sim u_2^2 - u_1^2$),
2. decelerația fluidului în rotor datorită creșterii secțiunii transversale de curgere ($\Delta p \sim w_2^2 - w_1^2$),
3. creșterea presiunii în difuzor ($\Delta p \sim c_3^2 - c_2^2$).

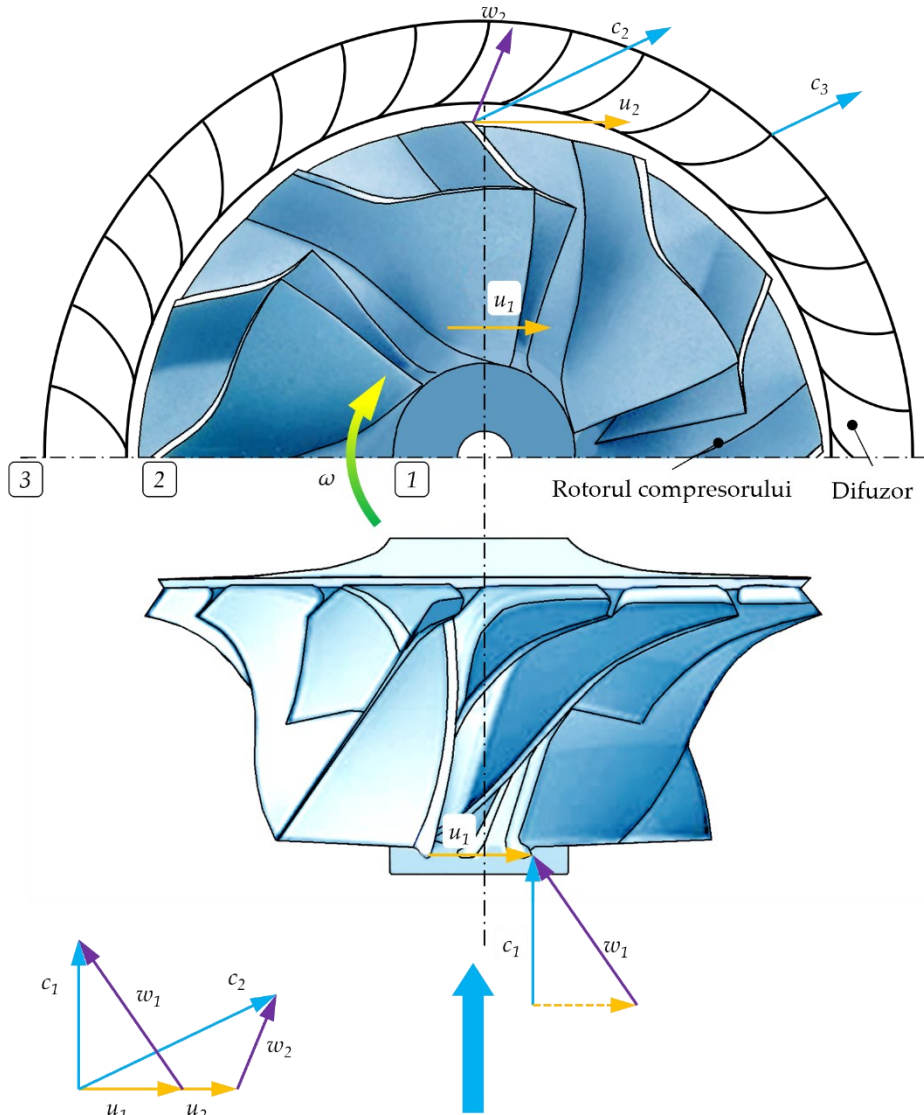


Fig. 1.15. Variația vitezelor la curgerea printr-un compresor radial (adaptare după [14])

1.4.2. Turbina

Turbinele turbocompressoarelor utilizate la supraalimentare pot fi axiale sau radiale. Principiul fizic de funcționare este același ca și în cazul compresorului dinamic, dar acum energia fluidului este folosită pentru a

antrena rotorul. În cazul turbinei radiale, fluidul pătrunde radial în rotor și iese în direcție axială. Presiunea, temperatura și debitul masic la intrarea în turbină depind în mare măsură de regimul de funcționare al motorului cu ardere internă. În schimb, presiunea la ieșirea din turbină este aproape aceeași cu presiunea ambientală. Analiza curgerii gazelor prin turbină se poate face utilizând modele de diferite complexități și nivele de detaliu. Un model simplificat (utilizat când timpul de calcul este critic), are la bază ipoteza unei clapete obturatoare având aceeași arie ca secțiunea de curgere efectivă a turbinei $A_{T,eff}$. La fel ca în cazul compresorului, reprezentarea prin diagrame caracteristice este deosebit de utilă pentru analiza funcționării turbinei. Pentru a putea realiza o astfel de caracteristică, ecuația curgerii printr-un ajutoraj [6] trebuie modificată astfel încât să se poată calcula debitul masic prin turbină (ținând cont de ipoteza curgerii printr-o clapetă obturatoare). Folosind ecuația de stare a gazelor, se obține:

$$\dot{m}_T = A_{T,eff} \psi p_3 \sqrt{\frac{2}{RT_3}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]. \quad (1.74)$$

Se poate observa că debitul masic este proporțional cu $p_3 / \sqrt{T_3}$ ceea ce înseamnă că depinde de starea de la ieșirea din motor. Pentru a putea realiza reprezentarea printr-o caracteristică ecuația este transformată într-o variantă independentă de parametrii presiune și temperatură. În acest scop, debitul masic este normalizat prin raportare la mărimile de stare totale „3,ref” (presiunea totală $p_{3,ref}$ și temperatura totală $T_{3,ref}$).

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{3,ref}}}{p_{3,ref}}. \quad (1.75)$$

Analog compresorului dinamic, raportul de destindere (sau de presiuni) este definit ca:

$$\pi_T = \frac{p_3}{p_4}. \quad (1.76)$$

Cu aceste date debitul poate fi reprezentat grafic sub forma unei diagrame caracteristice în funcție de raportul de presiuni al turbinei (fig. 1.16.a). Pentru a reprezenta turbina și compresorul într-o singură diagramă caracteristică, ordonata și abscisa trebuie inversate. Rezultatul este o diagramă *Raport de destindere - Debit masic redus* (fig. 1.16b). În figura 1.16 se poate observa că la o valoare de aproximativ 1,8 – 2,0 (în funcție de κ) există un raport de presiuni, care limitează debitul masic. În acest punct turbina ajunge la *limita de debit*.

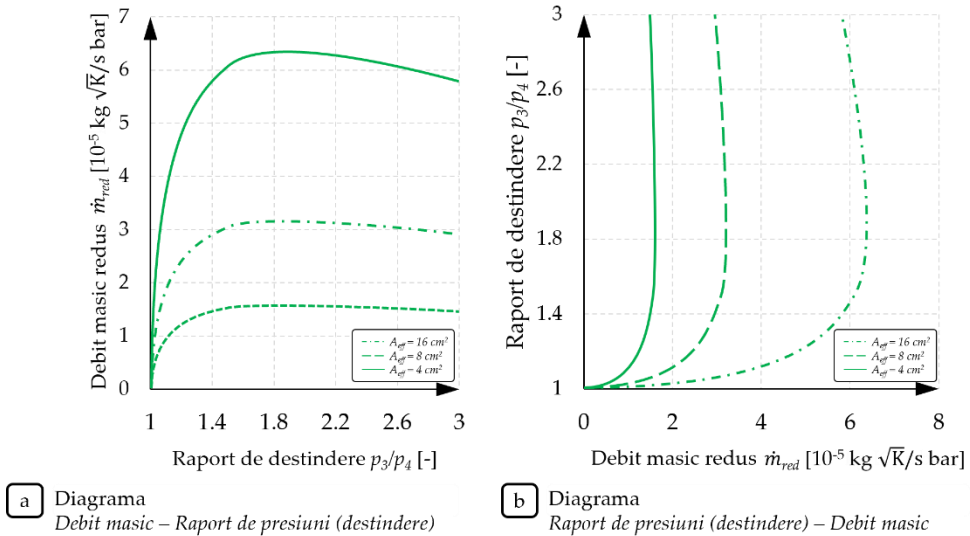


Fig. 1.16 Caracteristici ale turbinei (adaptare după [10])

Dacă masa de gaze nu poate fi evacuată corespunzător de turbină, crește contrapresiunea la evacuare și, ca urmare, consumul motorului. Astfel, gradientul de presiuni se reduce și poate deveni chiar negativ. Aceasta ar însemna că turbinele cu un raport de expansiune mai mare de aproximativ 2 nu mai pot fi folosite în mod rațional. Cu toate acestea, în practică există turbine cu rapoarte de destindere mai mari. Motivul este acela că doar viteza relativă și nu viteza absolută, este critică pentru viteza sunetului. Aceste relații sunt ilustrate de triunghiurile vitezelor pentru turbina radială din figura 1.17. Prin urmare, este foarte posibil ca într-o turbină, să se obțină rapoarte de destindere mai mari de 2, deoarece viteza relativă la intrarea în

turbină este mai mică decât viteza absolută. Din aceste motive, pentru rapoarte de expansiune mai mari de 2, teoria curgerii printr-o clapetă obturatoare nu mai poate fi aplicată fără alte modificări. În realitate, relațiile sunt mult mai complicate, deoarece undele de presiune fac ca turbina să fie supusă unei curgeri nestaționare.

Figura 1.18 prezintă debitul masic redus și randamentul izentropic al unei turbine axiale pentru diferite turații ale turbinei. În contrast cu modelul simplificat de turbină (cu clapetă obturatoare), se poate observa că odată cu creșterea raportului de destindere, debitul masic prezintă o ușoară creștere, chiar și la rapoarte de destindere mai mari ca 2. Provoacarea în pregătirea datelor pentru simulare constă în a extrapola din aceste puncte măsurate comportamentul turbomașinii (ex. turbocompresorului) pe întreg domeniul de funcționare al turbinei.

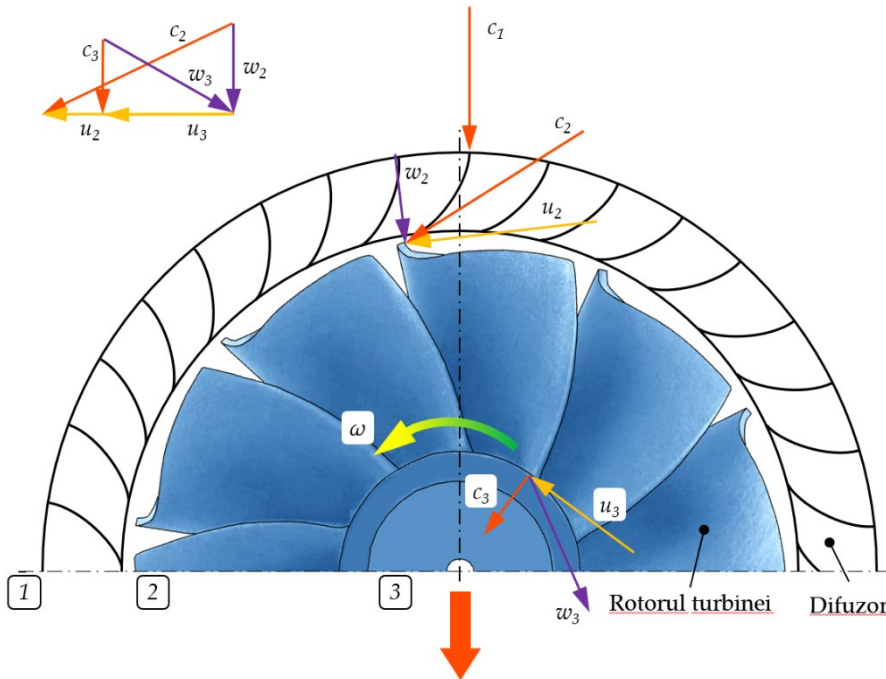
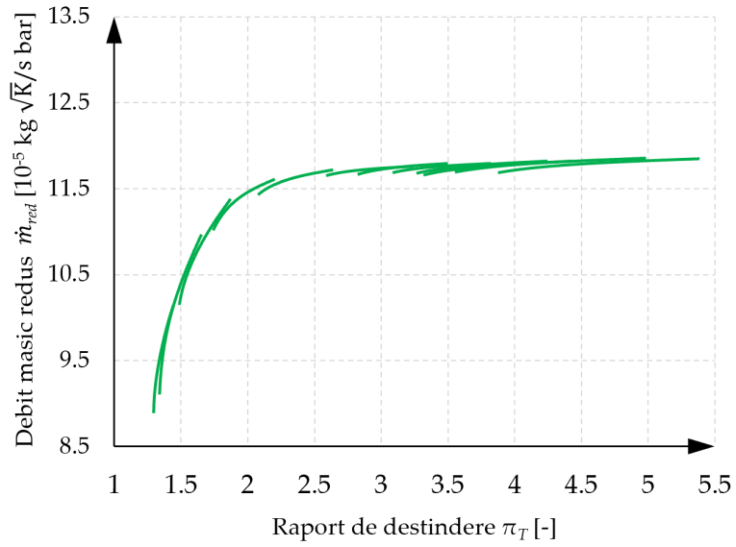
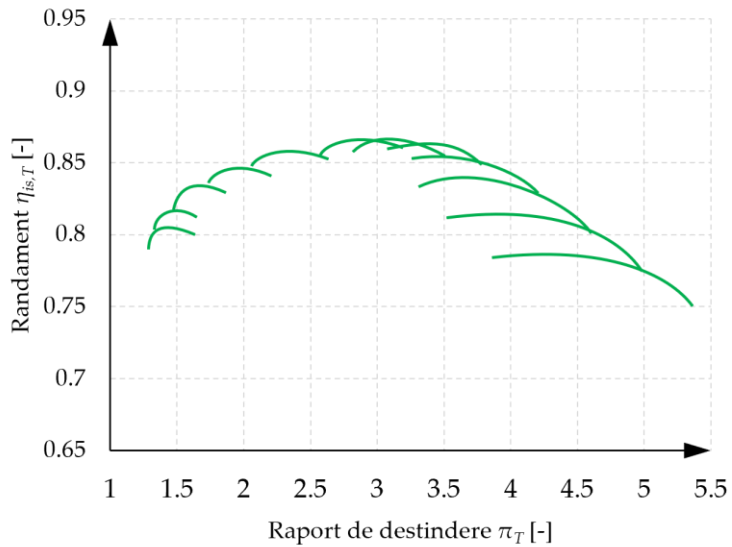


Fig. 1.17. Variația vitezelor la curgerea printr-o turbină radială (adaptare după [10])



a Diagrama *Debit masic – Raport de presiuni (destindere)*



b Diagrama *Randament – Raport de presiuni (destindere)*

Fig. 1.18. Caracteristici ale turbinei (debit masic redus și randament izentropic) (adaptare după [10])

2. Interacțiunea dintre motor și compresor

Prin studiile și cercetările efectuate până în prezent, se poate afirma că problema interacțiunii dintre motor și compresor nu a fost încă clarificată. Ca urmare, în cele ce urmează se vor trata aspecte privind comportamentul motoarelor în doi și patru timpi supraalimentate, abordându-se aspecte importante ale funcționării acestora în regim staționar și tranzitoriu. Pentru clarificare la sfârșitul capitolului se vor prezenta câteva exemple de aplicații întâlnite la autovehicule în producție de serie.

Caracteristicile motorului

Pentru a putea analiza interacțiunea motor-compresor, diagrama *Raportului de presiuni-Debit* a motorului trebuie structurată în același mod ca și cea a compresorului. Pe abscisă se poate reprezenta fie debitul volumic, fie cel masic, iar pe ordonată raportul de presiuni. Suplimentar, pentru a putea determina interacțiunea dintre motor și compresor, caracteristica motorului trebuie să țină cont de starea dinaintea compresorului.

Motorul în doi timpi. Pentru reprezentarea caracteristicii motorului în doi timpi se poate ține cont de faptul că secțiunile transversale de admisie și de evacuare sunt deschise simultan pe o perioadă lungă de timp. Aceste secțiuni sunt înlocuite cu o secțiune transversală care, mai apoi, este introdusă în ecuația de curgere:

$$A_{red} = \frac{A_{in} A_{ex}}{\sqrt{A_{in}^2 + A_{ex}^2}} . \quad (2.1)$$

$$\dot{V}_1 = \psi_{23} \frac{\rho_2}{\rho_1} \sqrt{2RT_2} \mu_{red} \frac{\int A_{red} d\varphi}{360} . \quad (2.2)$$

În ecuația 2.2, 2 denotă starea de dinaintea motorului, iar 3 starea de după motor. μ_{red} este coeficientul de curgere al ambelor secțiuni transversale. Totodată se ține cont de faptul că secțiunea transversală redusă a orificiului variază pe parcursul ciclului motor.

În figura 2.1a este exemplificată caracteristica unui motor în doi timpi în funcție de raportul de presiunii p_2/p_1 și contrapresiunea la evacuare p_3 . Pe măsură ce contrapresiunea la evacuare crește, pentru a crește debitul masic este necesar un raport de comprimare mai mare. În cazul turbosupraalimentării, contrapresiunea gazelor de evacuare crește odată cu debitul, motiv pentru care curba de funcționare prezintă o creștere mai rapidă.

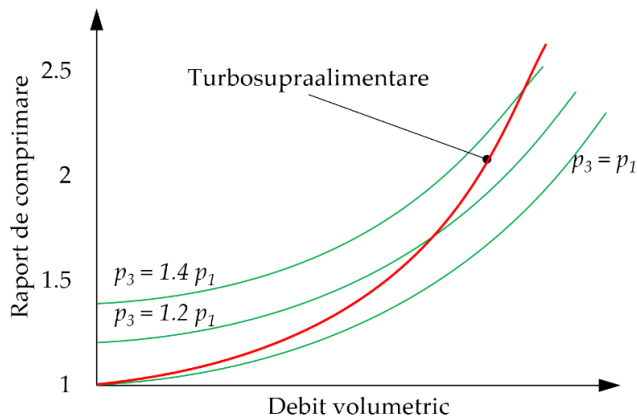
Motorul în patru timpi. În ceea ce privește partea de aspirație, un motor în patru timpi se comportă în mod similar cu un compresor cu piston. Admisia are loc la presiunea de supraalimentare p_2 . În cazul în care această presiune crește, va crește și debitul volumic. Din acest motiv, liniile de turație constantă a motorului din caracteristica de debit a compresorului sunt înclinate spre dreapta. Debitul volumic poate fi determinat utilizând următoarea relație simplificată de calcul:

$$\dot{V}_1 = V_d \frac{n}{2} \frac{\rho_2}{\rho_1} \eta_{vol} + \psi_{23} \frac{\rho_2}{\rho_1} \sqrt{2RT_2} \mu_{red} \int \frac{A_{red} d\varphi}{360} . \quad (2.3)$$

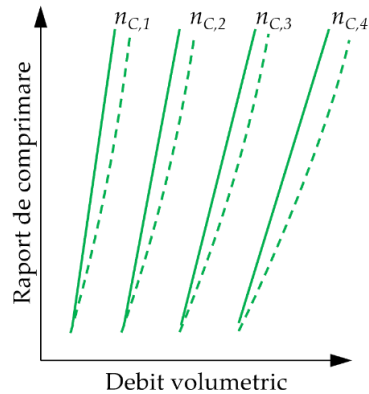
Se poate observa că au fost introduse o serie de variabile suplimentare, respectiv cilindrarea unitară, turația și eficiența volumetrică.

În figura 2.1b este prezentată caracteristica de debit a unui motor în patru timpi cu (linii întrerupte) și fără (linii continue) suprapunere a deschiderii supapelor. Se poate constata că, în cazul în care există o suprapunere a deschiderii supapelor, debitul volumic este mai mare, motiv pentru care liniile întrerupte sunt deplasate înspre dreapta. Pentru un raport de comprimare definit, diferența dintre cele două linii reprezintă cantitatea de fluid motor care a traversat cilindrul până în sistemul de evacuare.

În cele ce urmează se analizează comportamentul mai multor combinații compresor-motor.



a) Liniile de funcționare a unui motor în doi timpi în funcție de presiunea gazelor de evacuare



b) Caracteristica de aspirație a unui motor în patru timpi cu (--) și fără(-) suprapunerea deschiderii supapelor

Fig. 2.1. Curbele de funcționare și de aspirație a unor motoare în doi, respectiv patru timpi (adaptare după [16])

Motoare în doi timpi supraalimentate. În figura 2.2 se prezintă diagramele caracteristice ale unui motor în doi timpi supraalimentat cu un compresor dinamic, respectiv cu unul volumic. Se poate constata că pe măsură ce crește debitul, diferența dintre linia de funcționare și limita de pompaj a compresorului dinamic crește. În principiu, cuplarea unui compresor dinamic antrenat mecanic cu un motor în doi timpi este posibilă, însă apar dificultăți în timpul accelerării, atunci când este necesar un surplus de moment motor. În schimb, cuplarea unui motor în doi timpi cu un compresor

volumic antrenat mecanic este o soluție frecvent întâlnită pentru motoarele diesel cu cap de cruce și cilindree mare. Actualmente, această combinație motor-compresor este arareori folosită, deoarece există concepte mai favorabile din punct de vedere al complexității tehnice (ținând cont că debitul volumic crește proporțional cu dimensiunile de gabarit).

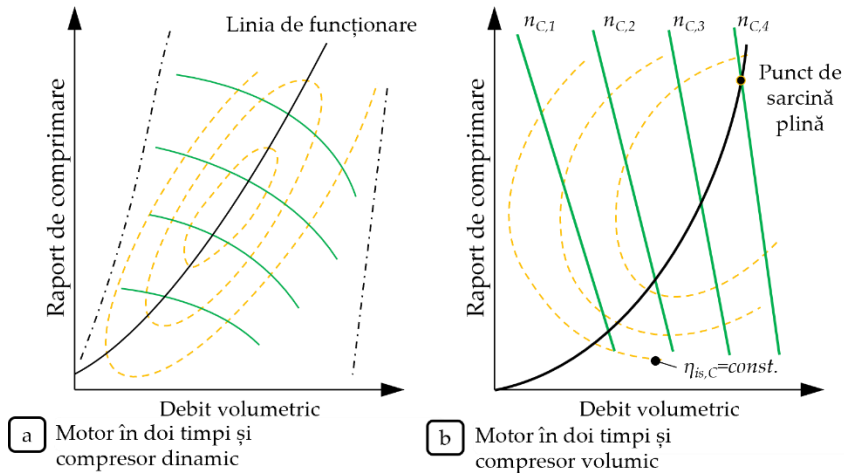
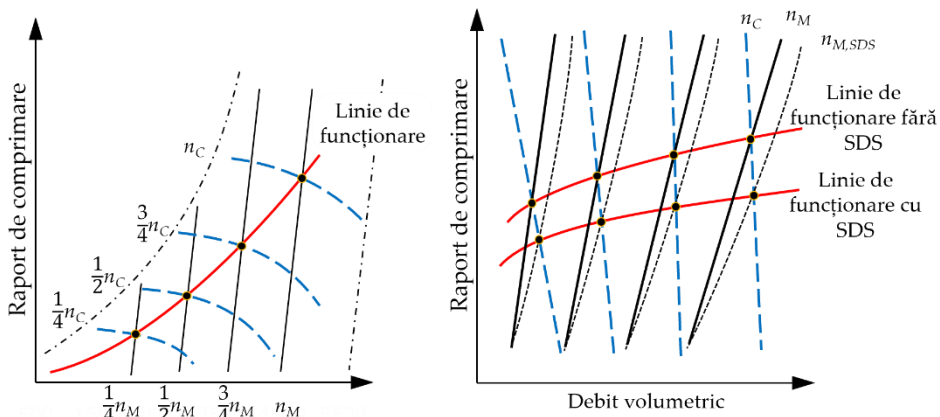


Fig. 2.2. Caracteristica compresorului (volumic/dinamic) unui motor în doi timpi (adaptare după [16])

Motoare în patru timpi supraalimentate. Compresoarele volumice și cele dinamice pot fi utilizate și pentru supraalimentarea motoarelor în patru timpi. În figura 2.3 se pot observa diagramele caracteristice pentru aceste două cazuri. În cazul în care compresorul dinamic este cuplat la motor cu un raport de transmitere constant, caracteristica de debit a motorului nu poate fi acoperită complet de către compresor (altfel spus, există zone ale caracteristicii de debit a motorului unde compresorul nu poate asigura necesarul de aer la presiunea dorită și/sau nu poate funcționa). Odată cu creșterea turației motorului și, prin urmare, a debitului, presiunea de supraalimentare crește aproximativ parabolic, ceea ce face ca această combinație motor-compresor să nu fie potrivită pentru aplicații în care sarcina este variabilă (așa cum este cazul autovehiculelor). În schimb, pentru motoarele staționare de nave și stații de generare a curentului electric, unde variațiile dinamice de sarcină sunt reduse, această soluție devine viabilă.

În cazul compresoarelor volumice antrenate mecanic cu raport de transmitere constant, pentru un raport de comprimare definit, punctele de funcționare se pot identifica ca puncte de intersecție între liniile de supraalimentare și cele de turație ale motorului. Pentru un punct de funcționare, raportul de comprimare crește odată cu creșterea turației și depinde de suprapunerea deschiderii supapelor (SDS). Ca urmare, modul de variație a presiunii de supraalimentare permite acoperirea unui număr mare de aplicații. Datorită faptului că se poate obține un moment motor aproximativ constant pe întreg domeniul de variație al turației motorului acest tip de supraalimentare este potrivit în special pentru utilizarea în autovehicule.



a) Motor în patru timpi și compresor dinamic antrenat mecanic

b) Motor în patru timpi (cu și fără suprapunerea deschiderii supapelor – SDS) și compresor volumic

Fig. 2.3. Caracteristica compresorului (volumic/dinamic) unui motor în patru timpi (adaptare după [17])

2.1. Supraalimentarea mecanică

În cazul în care compresorul (volumic sau dinamic) este antrenat direct sau printr-o cutie de viteze de către arborele cotit al motorului cu ardere internă, soluția de supraalimentare poartă denumirea de *supraalimentare mecanică*. În acest caz, turația compresorului depinde de turația motorului și de raportul de transmitere. Din cauza pierderilor care apar în timpul procesului

de comprimare, consumul de energie al compresorului este întotdeauna mai mare decât lucrul mecanic câștigat prin schimbul de gaze (în timpul procesului de admisie). Ca urmare, supraalimentarea mecanică are ca efect o reducere a eficienței motorului. Eficiența poate fi îmbunătățită doar dacă se poate schimba punctul de funcționare al motorului astfel încât să se reducă pierderile mecanice și cele termice ale acestuia (pierderi prin frecare și pierderi de căldură prin pereți) pentru a compensa lucrul mecanic consumat de către compresor.

Pentru o mai bună înțelegere a acestei soluții de supraalimentare, în figura 2.4 este prezentat schematic un motor supraalimentat mecanic cu răcirea intermediară a aerului de supraalimentare alături de evoluția procesului în diagrame $p-v$ și $T-s$.

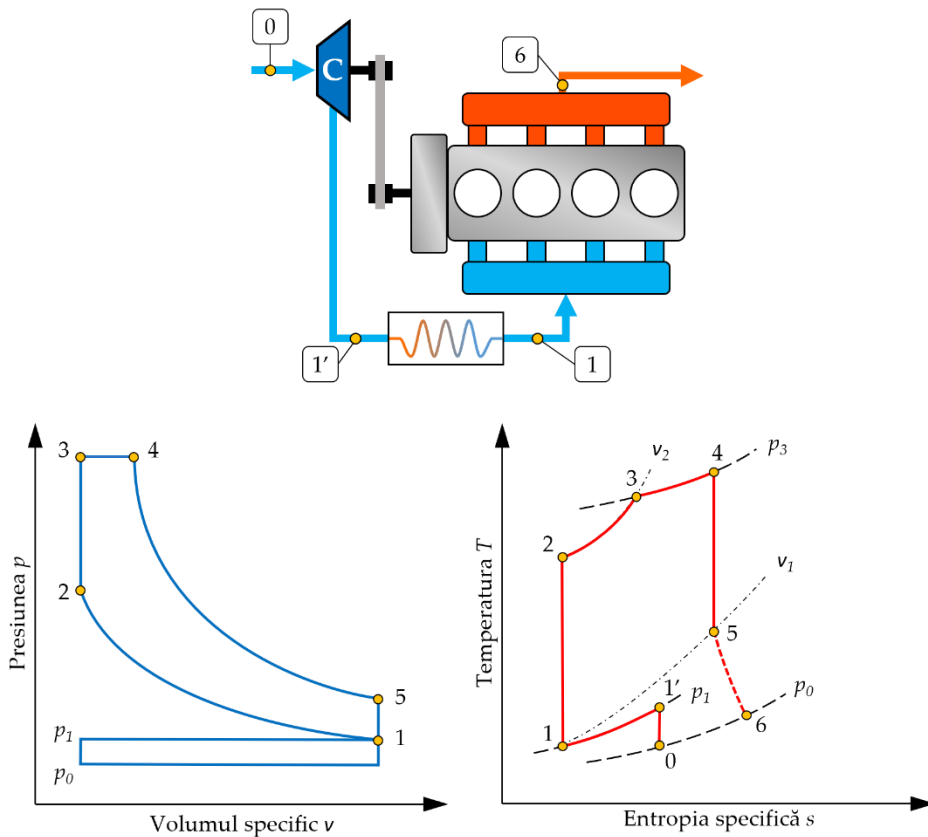


Fig. 2.4. Supraalimentare mecanică

2.1.1. Cazuri de utilizare

Spațiul de instalare necesar pentru sistemele de supraalimentare mecanică crește proporțional cu debitul, motiv pentru care, acestea sunt utilizate mai ales la motoarele cu cilindree redusă. Supraalimentarea mecanică a fost utilizată mult timp, cu precădere la motoarele pe benzină. Motivul este acela că temperaturile ridicate ale gazelor de evacuare ale MAS necesitau turbine cu palete mai rezistente și astfel mai scumpe în comparație cu turbinele utilizate la motorul cu aprindere prin comprimare.

În lipsa unei turbine pe traseul de evacuare, contrapresiunea la evacuare este similară cu cea a motorului cu aspirație naturală. O consecință a acestui lucru este faptul că întotdeauna există un gradient de presiuni (admisie-evacuare) pozitiv, ceea ce favorizează schimbul de gaze. De asemenea, nu mai apare un conflict între o bună eficiență a turbinei și atingerea rapidă a temperaturii de inițiere a catalizatorului.

2.1.2. Controlul presiunii de supraalimentare

Indiferent de tipul compresorului volumic sau dinamic, controlul este necesar atât pentru reglarea mai rapidă a punctului de funcționare, cât și pentru protejarea componentelor motorului, respectiv creșterea eficienței. Este important ca presiunea de supraalimentare să poată fi reglată în mod continuu pe întreg domeniul de funcționare a motorului. Oprirea compresorului în domeniile de sarcină redusă, unde admisia poate fi realizată prin aspirație naturală poate aduce beneficii de eficiență. În acest caz, rotorul compresorului este decuplat de motor prin intermediul, spre exemplu, a unui cuplaj magnetic. Aerul traversează compresorul fără a fi nevoie de un consum de lucru mecanic. În cazul compresoarelor cu comprimare internă, această deconectare este necesară în toate punctele în care umplerea se poate realiza prin aspirație naturală pentru a minimiza pierderile.

Cea mai complexă variantă de supraalimentare mecanică este cea care permite controlul turației compresorului. În acest scop, este necesară o

transmisie în trepte sau continuu variabilă, ceea ce implică spațiu suplimentar de instalare, crește costurile și mărește efortul de implementare. Controlul compresoarelor antrenate mecanic poate fi realizat în multiple moduri, o parte dintre acestea fiind întâlnite și la turbocompresoare:

- ▶ *blow-off control* sau controlul prin descărcare (nu prezintă probleme din punct de vedere termodinamic),
- ▶ *blow-by control* sau controlul prin bypass/recirculare,
- ▶ măsuri de stabilizare a caracteristicii compresorului (MSC),
- ▶ grilă de ghidare,
- ▶ difuzor cu palete.

Controlul prin descărcare (blow-off). Cel mai simplu mod de a controla presiunea de supraalimentare este eliberarea în atmosferă a surplusului de aer (control prin descărcare), însă această soluție este inefficientă. În plus, în acest caz nu pot fi utilizate conceptele de control a motorului bazate pe determinarea masei de aer, deoarece masa de aer și, prin urmare, masa de combustibil nu mai pot fi ajustate în mod corespunzător.

Controlul prin bypass/recirculare (blow-by). Pentru a deplasa punctul de funcționare a compresorului mai departe de linia de pompaj, se utilizează adesea așa numitul control prin bypass/recirculare. Acest tip de control presupune că o parte din aerul comprimat este redirecționat în amonte de compresor (altfel spus, aerul comprimat este recirculat) printr-o supapă (fig. 2.5a). În acest caz, compresoarele fără comprimare internă și volum mort doar refulează aer, fără a-l comprima, motiv pentru care puterea consumată este mai redusă. Această măsură îmbunătățește parțial eficiența compresorului, precum și răspunsul motorului supraalimentat. În cazul turbosupraalimentării, debitul volumic mai mare duce la un punct de funcționare care este mai departe de limita de pompaj (fig. 2.5b), această măsură având rolul doar de stabilizare a compresorului.

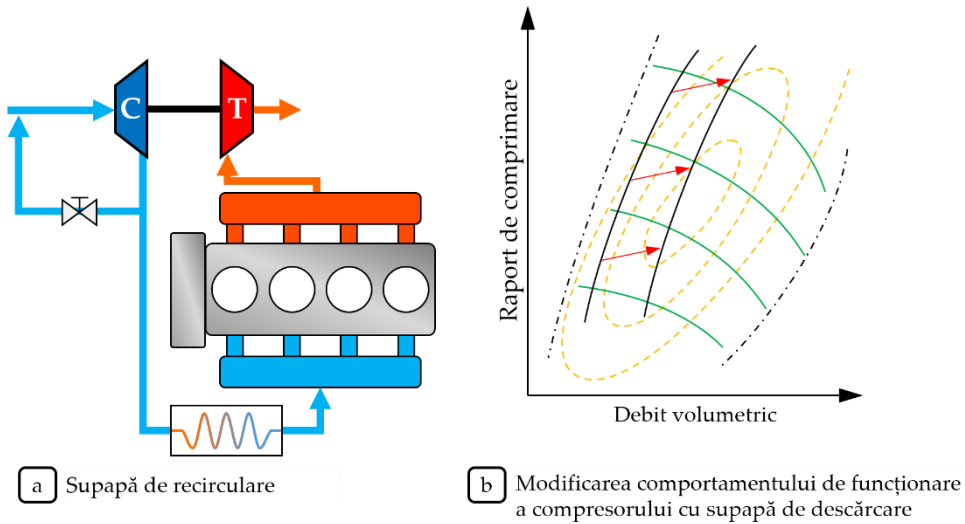


Fig. 2.5. Controlul prin recirculare (*blow-by*) pe partea compresorului (adaptare după [10])

Măsurile de stabilizare a caracteristicii compresorului (MSC). Prin MSC se face referire la un canal de bypass din carcasa unui compresor dinamic (fig. 2.6). Pe de o parte, acest canal de bypass are un efect similar cu cel al supapei utilizate la controlul prin bypass. Deoarece aerul comprimat este recirculat (conform figurii 2.6a), punctul de funcționare de pe caracteristică este deplasat spre dreapta, departe de limita de pompaj. Pe de altă parte, atunci când se atinge Mach 1 în secțiunea transversală cea mai îngustă și curgerea este frânată, prin acest bypass, aerul poate fi transportat în amonte (fig. 2.6b). Acest lucru crește debitul volumic maxim, ceea ce are un efect pozitiv asupra limitei de pompaj. Prin urmare, compresorul cu MSC poate furniza un debit masic puțin mai mare decât un compresor de aceeași dimensiune, însă fără această optimizare. Se poate afirma că MSC mărește domeniul de funcționare al compresorului dinamic atât la debite mici, cât și la debite mari.

Grilă de ghidare. O altă modalitate de control a compresorului este geometria variabilă. În acest caz, se îmbunătățește curgerea la intrarea în paletel compresorului prin intermediul unei grile de ghidare, ceea ce reduce pierderile de curgere.

Difuzor cu palete. O altă posibilitate de control a presiunii este utilizarea unor palete cu poziție variabilă în difuzor care, să permită controlul creșterii de presiune în difuzor.

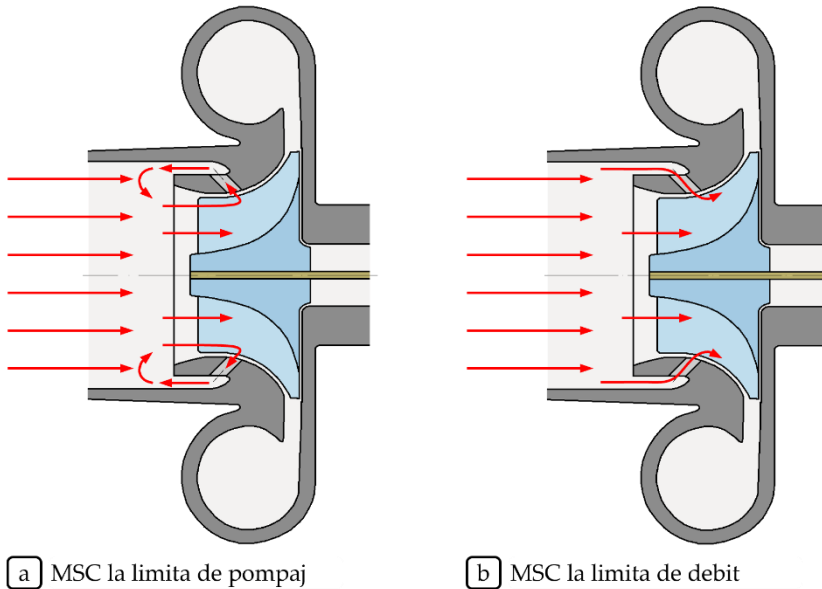


Fig. 2.6. Reprezentare schematică a MSC (adaptare după [14])

2.1.3. Poziționarea clapetei obturatoare

Chiar și în cazul supraalimentării, motoarele pe benzină necesită o supapă obturatoare pentru controlul sarcinii. La motoarele cu ardere internă care dispun de un sistem de distribuție complet variabil și unde controlul sarcinii se face doar prin intermediul supapelor, clapeta obturatoare este utilizată ca o soluție de rezervă (în mod normal este deschisă). În cazul motoarelor pe benzină supraalimentate care nu dispun de un sistem de distribuție complet variabil, clapeta obturatoare poate fi poziționată în două locuri în sistemul de admisie – înainte sau după compresor. În figura 2.7 este pusă în evidență influența poziției clapetei obturatoare asupra presiunii din conducta de admisie.

Prin poziționarea clapetei obturatoare înainte de compresor se observă următoarele:

- ▶ la sarcini parțiale compresorul prezintă un comportament mai bun; datorită presiunii mai reduse, scade densitatea, ceea ce mărește debitul volumic prin compresor ($\dot{V} = \dot{m} \rho$);
- ▶ presiunea redusă din compresor la sarcini parțiale necesită un sistem costisitor de etanșare (la curgerea uleiului de ungere);
- ▶ în cazul în care se utilizează un intercooler (răcitor intermediar), răspunsul la accelerare se deteriorează deoarece volumul dintre clapeta obturatoare și motor crește.

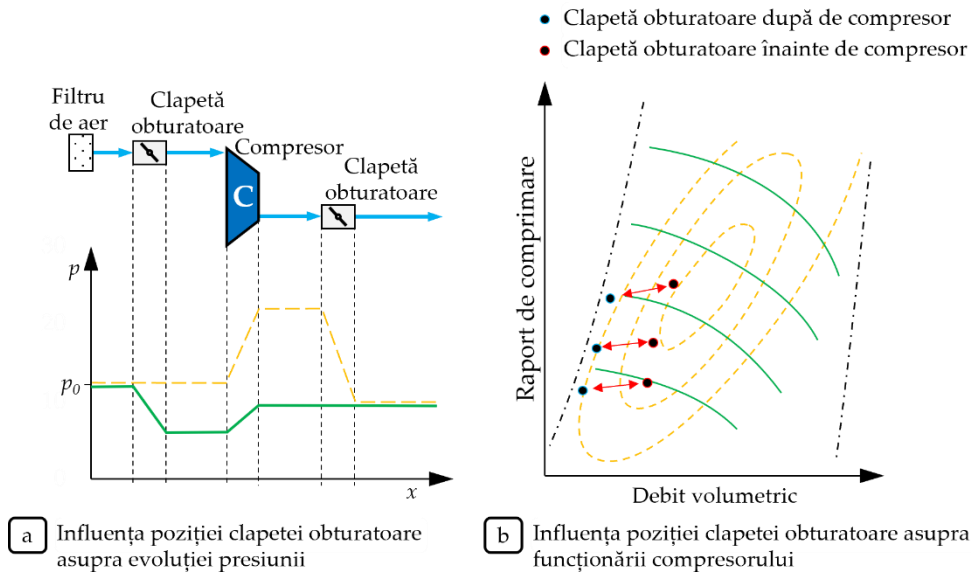


Fig. 2.7. Influența poziției clapetei obturatoare asupra funcționării compresorului (adaptare după [10])

Poziționarea clapetei obturatoare după compresor pune în evidență următoarele:

- ▶ în lipsa unei supape de bypass sau a MSC apare pericolul pompajului compresorului atunci când, la sarcini mari, clapeta obturatoare se închide rapid;
- ▶ din cauza inerției sistemului puterea turbinei este ridicată ceea ce, alături de lipsa unui surplus de debit volumic pe partea compresorului, duce rapid la pompajul compresorului.

2.2. Turbosupraalimentarea

După cum se poate observa în figura 2.8, presiunea din cilindru la sfârșitul procesului de destindere este mai mare decât presiunea ambientală, însă, datorită geometriei (pistonul este în PMI), această energie nu poate fi transformată în lucru mecanic. Prin urmare, procesele care folosesc această energie sunt în mod inevitabil în afara cilindrului.

În cazul supraalimentării cu gaze de evacuare, acestea se destind într-o turbină. Energia mecanică generată este transferată printr-un ax către un compresor dinamic, care comprimă aerul proaspăt. Acest tip de turbosupraalimentare este utilizat pe scară foarte largă în practică atât la motoarele pe benzină, cât și la cele cu aprindere prin comprimare, datorită eficienței ridicate, cerințelor reduse de spațiu de montaj și comportamentului favorabil în ceea ce privește emisiile.

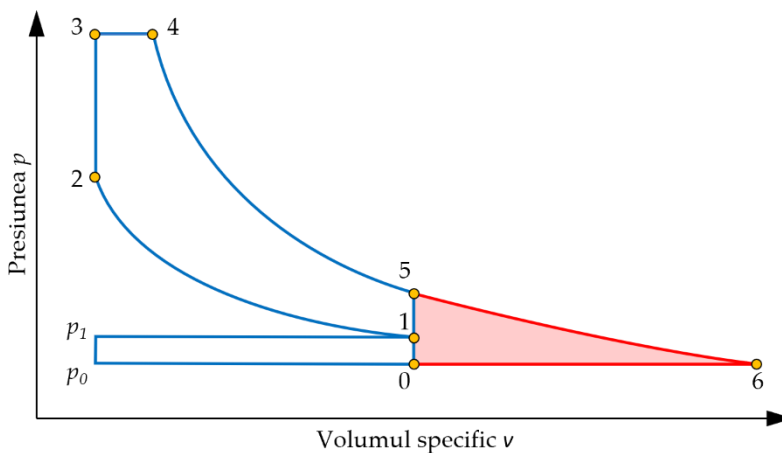


Fig. 2.8. Supraalimentarea unui motor ideal în diagrama $p-v$

2.2.1. Funcționare

După cum se poate observa în figura 2.8 (zona roșie) la sfârșitul procesului de destindere este încă disponibilă o cantitate însemnată de energie. Această energie este utilizată de turbocompresor astfel:

- ▶ gazele arse evacuate cedează energie turbinei (destindere 5 - 6) imprimând acesteia o mișcare de rotație;
- ▶ prin intermediul axului de legătură, rotorul turbinei antrenează rotorul compresorului pentru comprimarea aerului de alimentare (0 - 1).

Spre deosebire de compresorul cu acționare mecanică, turbocompresorul nu este cuplat rigid la motorul cu ardere internă, ci termodinamic, prin intermediul debitelor masice de aer și de gaze arse evacuate (fig. 2.9). Turația și punctul de funcționare al turbocompresorului sunt determinate de o stare de echilibru între compresor și turbină. În cazul staționar, lucrul mecanic al turbinei este egal cu lucrul mecanic al compresorului. În regim tranzitoriu, din cauza inerției rotorului (cauzată de masa acestuia), presiunea de supraalimentare se stabilizează cu o anumită întârziere.

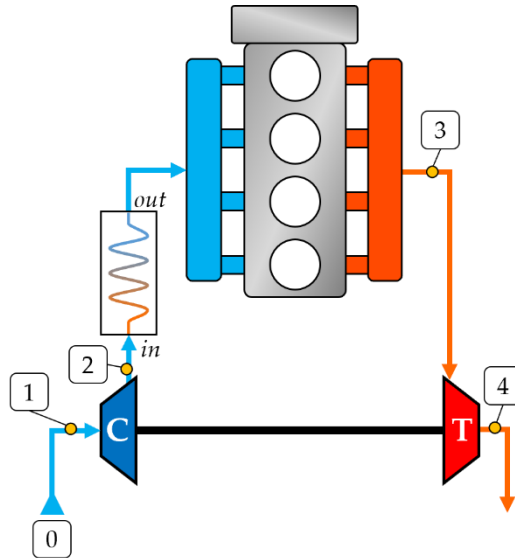


Fig. 2.9. Turbosupraalimentare cu răcire intermediară (*intercooling*)

2.2.2. Ecuțiile fundamentale ale turbocompresorului

În cele ce urmează se va descrie pe scurt interacțiunea dintre compresor și turbină pe baza așa-numitelor ecuații fundamentale ale turbocompresorului.

În acest scop, se va porni de la ipoteza conform căreia comprimarea aerului și destinderea gazelor de evacuare pot fi descrise ca transformări izentropice de stare. Astfel, pentru o variație izentropică a entalpiei $\Delta h_{s,C}$ compresorului se poate scrie:

$$\Delta h_{s,C} = c_{p,C} (T_{2s} - T_1) . \quad (2.4)$$

Ținând cont de relațiile dintre p , T și V la comprimarea izentropică a unui gaz ideal:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} . \quad (2.5)$$

și de randamentul izentropic al compresorului $\eta_{s,C} = \Delta h_{s,C} / \Delta h_C$ se obține:

$$\Delta h_{s,C} = \frac{c_{p,C} T_1}{\eta_{s,C}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_C-1}{\kappa_C}} - 1 \right] . \quad (2.6)$$

Pentru calculul puterii compresorului P_C se poate utiliza ecuația:

$$P_C = \frac{\dot{m}_C \Delta h_C}{\eta_{m,C}} = \frac{\dot{m}_C c_{p,C} T_1}{\eta_{s,C} \eta_{m,C}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_C-1}{\kappa_C}} - 1 \right] . \quad (2.7)$$

Analog, ținând cont de randamentul izentropic al turbinei, se poate calcula puterea turbinei P_T :

$$P_T = \dot{m}_T c_{p,T} T_3 \eta_{s,T} \eta_{m,T} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \right] . \quad (2.8)$$

Principial, în regim staționar puterile la cele două capete ale axului de legătură dintre compresor și turbină sunt egale $P_C = P_T$. Definind eficiența globală a unui turbocompresor ca

$$\eta_{TC} = \eta_{s,T} \eta_{m,T} \eta_{s,C} \eta_{m,C} \cdot \quad (2.9)$$

și ținând cont de ecuațiile 2.7 și 2.8 se poate determina **prima ecuație fundamentală a turbocompresorului**:

$$\pi_C = \frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T c_{p,T} T_3}{\dot{m}_C c_{p,C} T_1} \eta_{TC} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_C}{\kappa_C - 1}} \cdot \quad (2.10)$$

unde T_1 și p_4 corespund condițiilor ambientale. Presupunând că raportul debitelor masice prin turbină și compresor \dot{m}_T / \dot{m}_C variază într-un interval restrâns de valori ($\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_f$, unde \dot{m}_f este relativ mic), devine clar că presiunea de supraalimentare este influențată semnificativ de T_3 și p_3 .

$$\pi_C = f\left(\frac{T_3}{T_1}, \eta_{TC}, \frac{p_4}{p_3}\right) \cdot \quad (2.11)$$

Temperatura gazelor de evacuare T_3 depinde de procesele interne ale motorului (presiunea medie efectivă), în timp ce presiunea p_3 înainte de turbină depinde de debitul masic și de starea gazelor [5]. După cum s-a arătat anterior, curgerea prin turbină poate fi aproximată cu o curgere printr-o clapetă obturatoare având secțiune transversală constantă ($A_{T,eff}$), ceea ce duce la **a doua ecuație fundamentală a turbocompresorului**:

$$\dot{m}_4 = A_{T,eff} \sqrt{2p_3 \rho_3} \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]}}_{=\psi} \cdot \quad (2.12)$$

$$v_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_3}{\rho_3} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (2.13)$$

Principalele mărimi necesare pentru calculul procesului de supraalimentare al unui motor cu ardere internă după metoda umplerii și golirii sunt puse în evidență în figura 2.10.

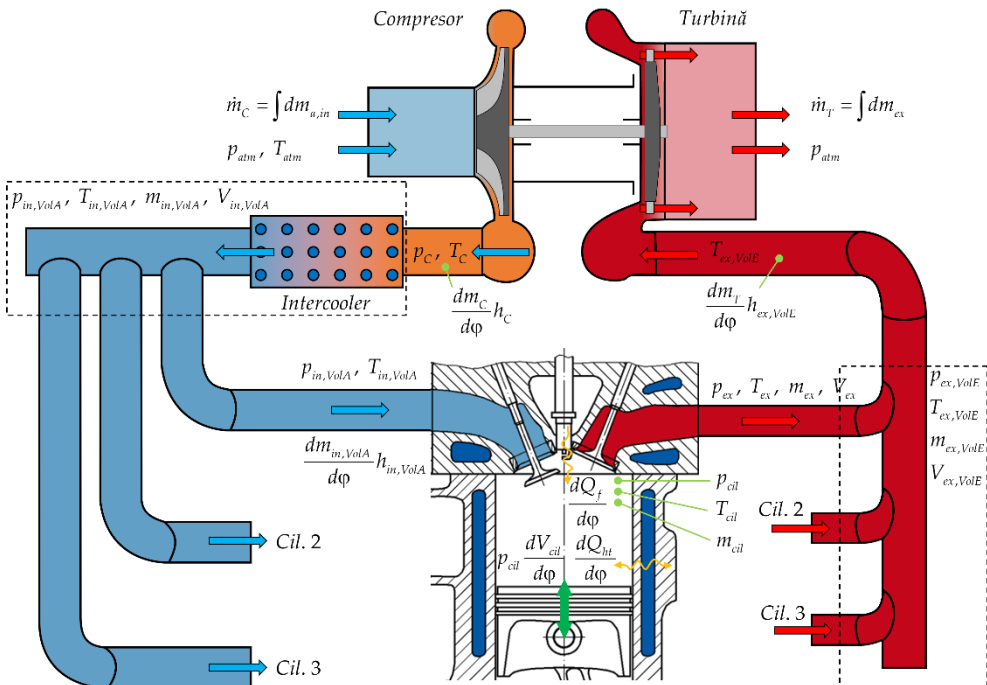


Fig. 2.10. Reprezentare schematică a turbosupraalimentării pentru calcul după metoda umplerii și golirii (adaptare după [15])

2.2.3. Controlul turbocompresorului

Cuplarea termodinamică a turbocompresorului la motor are ca și consecință dependența valorii presiunii de supraalimentare de turația și sarcina motorului (în conformitate cu ecuațiile fundamentale ale turbocompresorului). Pentru modificarea presiunii de supraalimentare trebuie să se modifice echilibrul de putere între compresor și turbină. Pentru

controlul presiunii de supraalimentare, pe partea compresorului, sunt disponibile aceleași opțiuni ca și pentru supraalimentarea mecanică (bypass, MSC, grilă de ghidare și difuzor cu palete). În schimb, pe partea turbinei pot fi aplicate mai multe opțiuni de control:

- ▶ *blow-off control* sau controlul prin descărcare,
- ▶ *bypass control* sau controlul prin bypass (supapă de bypass – *wastegate*),
- ▶ turbină cu geometrie variabilă (VTG),
- ▶ *blow-by control* sau controlul prin bypass,
- ▶ controlul prin adaptarea punctului de funcționare a motorului.

O atenție suplimentară trebuie acordată motoarelor de autoturisme, unde sunt necesare măsuri care să asigure un răspuns rapid al turbocompresorului la modificarea punctului de funcționare pe întreaga gamă de turații.

Soluțiile de control amintite (*wastegate*, VTG și *blow-by*) pot fi aplicate și la motoarele de capacitate cilindrică mare pentru a îmbunătăți punctul de funcționare al turbocompresorului, pentru a asigura un răspuns mai rapid, respectiv pentru a reduce și mai mult consumul de combustibil.

Controlul prin descărcare (*blow-off*). O eliberare controlată a gazelor arse evacuate în mediul înconjurător cu scopul de a controla puterea turbinei ar fi teoretic posibilă, însă acest lucru nu este permis din cauza legislației privind emisiile.

Controlul prin bypass (*wastegate*). În cazul în care presiunea de supraalimentare dorită este mai mică decât presiunea de supraalimentare actuală, o parte din volumul de gaze arse evacuate poate fi direcționat pe lângă turbină (fig. 2.11) printr-o supapă de bypass (*wastegate*), iar ca urmare puterea turbinei se va reduce. Astfel, se va reduce și puterea compresorului și implicit va scădea presiunea de supraalimentare. Cu ajutorul supapei *wastegate* presiunea de supraalimentare poate fi limitată superior, astfel că, nu mai este posibilă o creștere suplimentară a presiunii de supraalimentare.

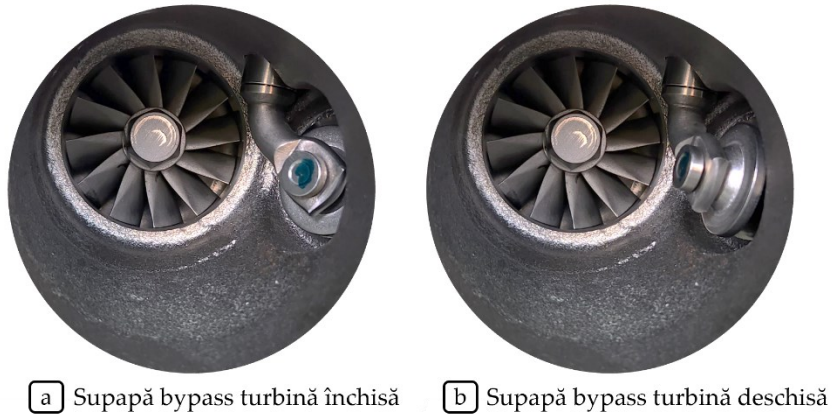


Fig. 2.11. Turbină cu geometrie fixă și control prin bypass (*wastegate*)

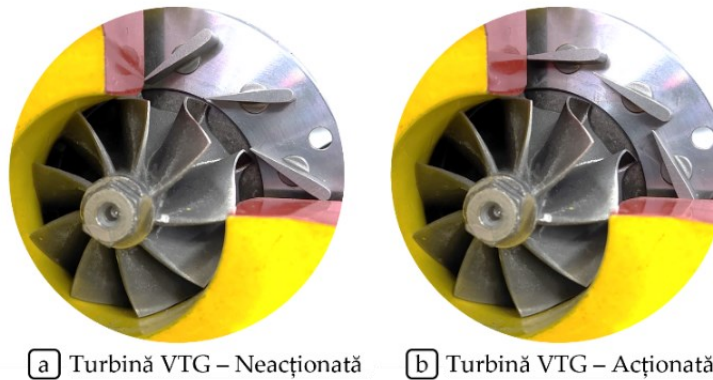


Fig. 2.12. Turbină cu geometrie variabilă (VTG)

Turbină cu geometrie variabilă (VTG). În cazul în care turbina turbocompresorului dispune de palete directoare reglabile, aceasta poartă denumirea de turbină cu geometrie variabilă (VTG). În cazul acestor sisteme, presiunea de supraalimentare se reglează prin modificarea poziției paletelor (în figura 2.12 sunt prezentate paletel directoare în poziție deschis și închis). Spre deosebire de controlul *wastegate*, turbina este traversată întotdeauna de întreaga cantitate de gaze arse evacuate (fig. 2.13).

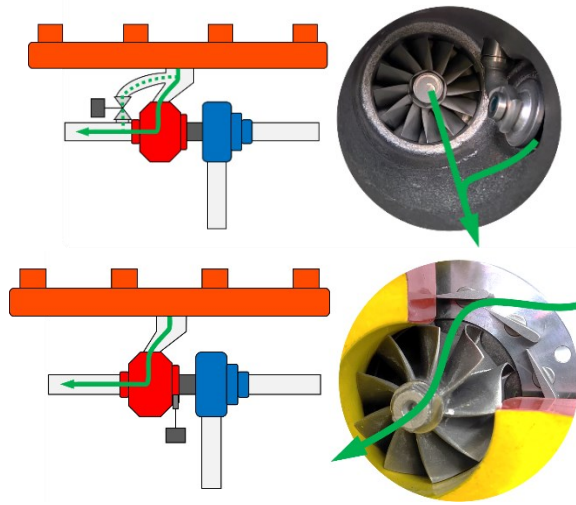


Fig. 2.13. Curgerea prin turbină cu geometrie fixă, respectiv variabilă
(adaptare după [14])

Pentru a pune în evidență modul în care poziția paletelor directoare influențează funcționarea turbinei, în figura 2.14 este reprezentată o paletă directoare în pozițiile deschis, neutru și închis, alături de triunghiurile vitezelor ($|c_1| = |c_2| = |c_3|$). La turații mici, paletele directoare sunt setate în poziția „închis”, astfel că secțiunea transversală de curgere este redusă. Ca rezultat, debitul masic al gazelor arse evacuate este frânat, iar presiunea gazelor arse evacuate în amonte de turbină (contrapresiunea la evacuare) crește. Analizând prima ecuație fundamentală a turbocompresorului (ecuația 2.10) se poate constata că și puterea turbinei crește, iar ca o consecință, va crește presiunea de supraalimentare (fig. 2.15). La turații mari ale motorului, paletele directoare sunt setate în poziția „deschis”. Acest lucru are ca efect scăderea presiunii gazelor arse evacuate în amonte de turbină (contrapresiunea la evacuare) și a raportului de destindere, în timp ce presiunea dinamică crește. Ca urmare, presiunea de supraalimentare se reduce.

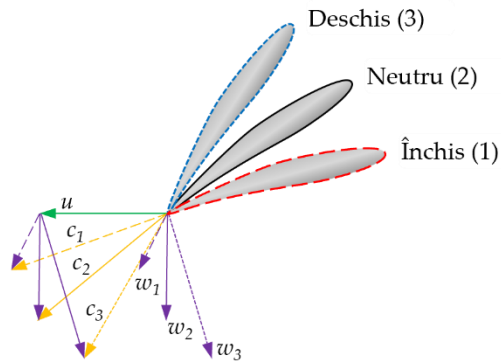


Fig. 2.14. Triunghiul vitezelor în funcție de poziția paletii directoare a turbinei VTG (adaptare după [10])

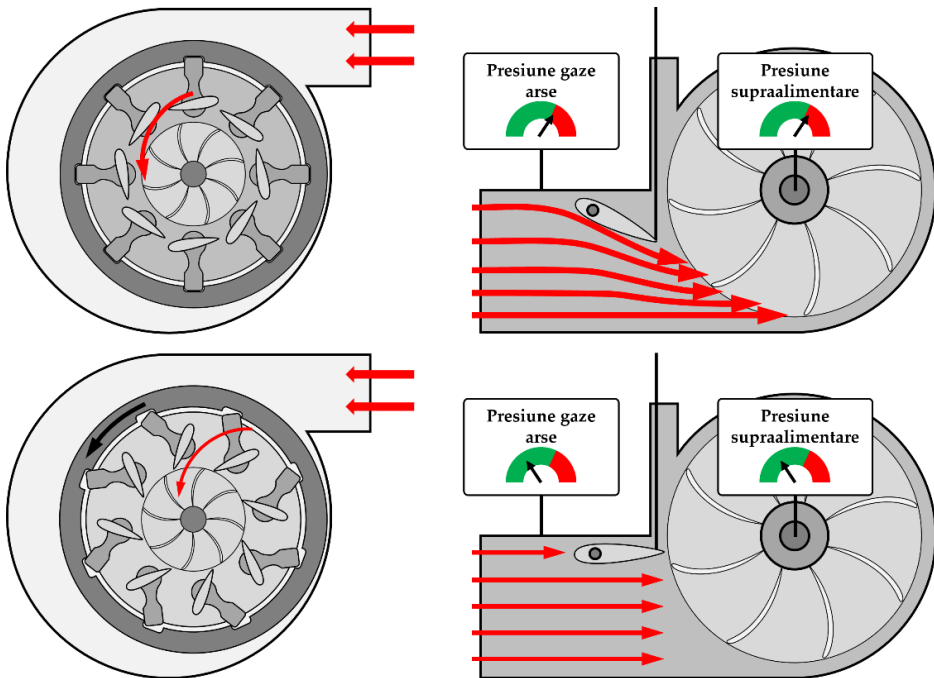


Fig. 2.15. Influența poziției paletelor directoare asupra presiunii de supraalimentare la o turație dată

Deoarece odată cu modificarea poziției paletelor directoare se modifică și direcția vitezelor relative, gazul va lovi paletetele turbinei într-un mod care nu este întotdeauna optim. Acest lucru este important deoarece, curgerea la intrarea în turbină, mai precis unghiul la care gazul lovește paleta turbinei, are o influență considerabilă asupra eficienței turbinei.

Controlul prin bypass (blow-by). Soluția aceasta presupune scurtcircuitarea traseului de admisie cu cel de evacuare al motorului. Acest lucru face posibilă livrarea prin compresor și turbină a unui debit masic mai mare decât are nevoie motorul. Această măsură poate fi utilizată pentru a deplasa punctul de funcționare a compresorului mai departe de limita de pompaj, dar și pentru a îmbunătăți eficiența compresorului și a turbinei. Avantajul controlului prin bypass în apropierea punctului limită scade și poate chiar să ducă la un raport de comprimare mai mic. Prin urmare, această măsură este utilizată doar în domeniul sarcinilor parțiale (fig. 2.16b).

În funcție de poziția supapei de bypass, înainte sau după intercooler, există două tipuri de bypass: „cald” sau „rece”.

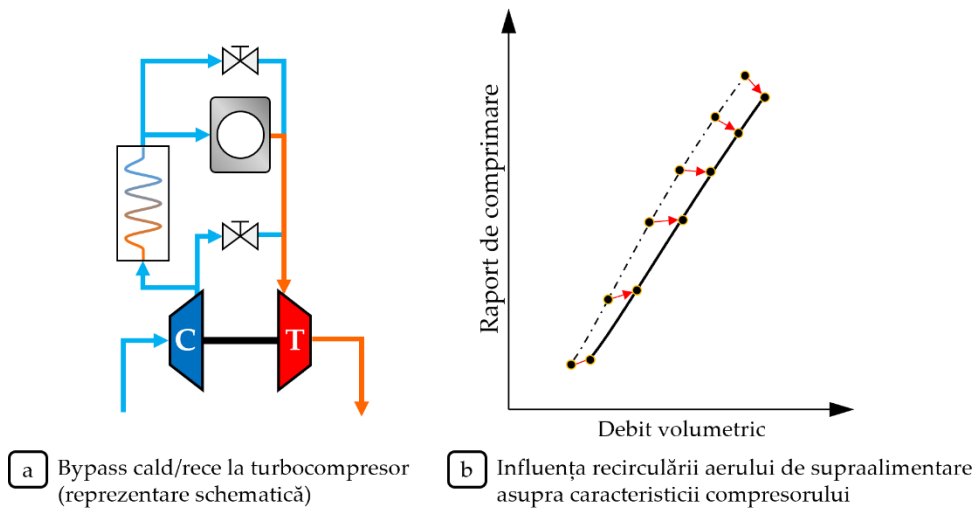


Fig. 2.16. Controlul prin bypass (blow-by) pe partea turbinei (adaptare după [10])

Ajustarea punctului de funcționare a motorului. Prin modificarea punctului de funcționare a motorului, se poate controla (în limite înguste) disponibilul de entalpie al turbinei. Soluțiile care măresc sau reduc contrapresiunea la evacuare sau temperatura gazelor de evacuare afectează entalpia în turbină, putând astfel să reducă în limite relativ înguste puterea turbinei și presiunea de supraalimentare.

2.2.4. Funcționarea în regim staționar

Scopul proiectării pentru regimul staționar al turbocompresoarelor este de a obține o putere ridicată concomitent cu o eficiența optimă a compresorului, turbinei și motorului. O presiune mare de supraalimentare favorizează baleierea gazelor arse, ceea ce duce la un randament mai bun. Suplimentar, este important ca atât compresorul cât și turbina să fie dimensionate astfel încât să poată să asigure un debit suficient de aer, iar întreaga cantitate de gaze arse să fie evacuată din motor.

Pe lângă motorul propriu-zis, în proiectarea termodinamică a motoarelor cu ardere internă turbosupraalimentate, trebuie luate în considerare următoarele sisteme:

1. sistemul de admisie (tubulatură, filtru de aer, intercooler etc.)
2. sistemul de evacuare (tubulatură, catalizator, filtru de particule, amortizor de zgomot etc.)
3. sistem de supraalimentare (compresor, turbină, *wastegate* etc.)

Pierderile mari de presiune din conductele de admisie - fie înainte, fie după compresor - măresc raportul de comprimare necesar. Ca urmare, linia de funcționare a compresoarelor este deplasată în sus. Ca rezultat, în domeniul turațiilor mici, funcționarea compresorului se apropie de pompaj (fig. 2.17a). Analog, la turații mari ale motorului, funcționarea compresorului se apropie de turația maximă admisă. Datorită acestor aspecte conductele sistemului de admisie al motoarelor supraalimentate sunt dimensionate astfel încât pierderile de presiune să fie minime. Un raport de comprimare mai mare are ca rezultat un raport mai mare de destindere prin turbină și, în cele din urmă, un consum mai mare de combustibil a motorului deoarece consumul de energie al sistemului de supraalimentare crește. Această legătură este prezentată în figura 2.17b. La intrarea în compresor, pe lângă pierderile minime de presiune, este importantă și componenta aerodinamică, care necesită o ghidare corespunzătoare. Scopul este realizarea unui profil de viteză cât mai uniform posibil al fluxului de aer. Este deosebit de important să se evite turbulențele, care afectează negativ funcționarea compresorului și eficiența acestuia. O altă componentă critică pentru siguranță este intercooler-ul (răcitorul intermediar al aerului de supraalimentare). Acesta trebuie să reducă creșterea de temperatură cauzată de procesul de

comprimare din compresor. Totodată, căderea de presiune la curgerea prin intercooler trebuie să fie minimă. În acest scop se pot utiliza diferite tipuri de răcitoare intermediare [5].

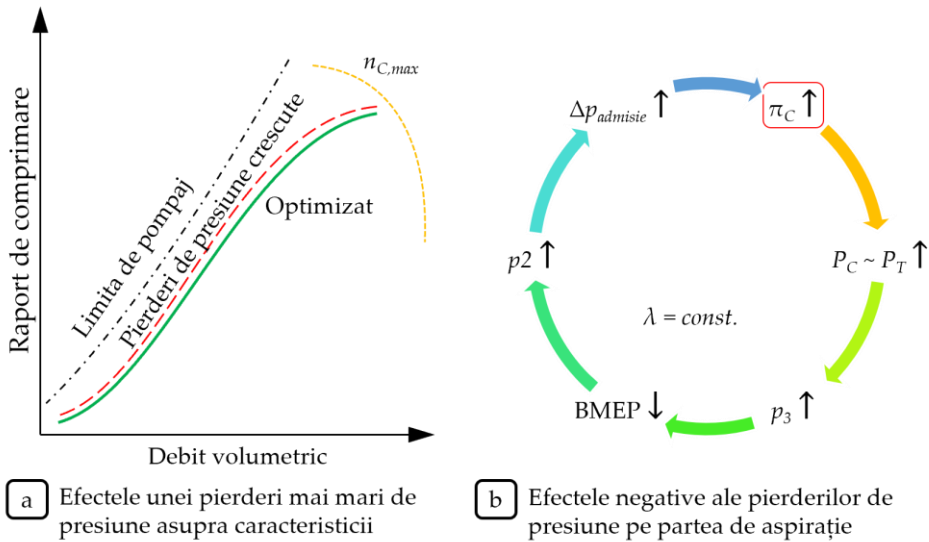


Fig. 2.17. Efectele pierderilor de presiune asupra funcționării compresorului
(adaptare după [10])

Conductele sistemului de evacuare sunt optimizate pentru conversia optimă a energiei gazelor de evacuare în turbină. În cazul acestora se urmărește reducerea la minim a pierderilor de presiune și temperatură. Spre exemplu, pentru diminuarea pierderilor de căldură, conductele de evacuare ale motorului sunt izolate termic. Uzual, aceste conducte au pereți dubli pentru izolare cu aer, scopul fiind de a menține o temperatură cât mai ridicată a gazelor de evacuare. Conductele de evacuare scurte cu secțiuni transversale mici conduc undele de presiune în mod optim către turbină, ceea ce are un efect pozitiv asupra comportamentului în regim tranzitoriu. Cu toate acestea, la debite masice mari, aceste secțiuni transversale mici au un efect negativ, provocând o cădere de presiune mai mare.

Pentru a atinge nivelul de supraalimentare impus, compresorul trebuie să fie capabil să realizeze raportul de comprimare necesar pe întreg domeniul de

funcționare. În acest scop, turbina trebuie proiectată în așa fel încât să existe putere suficientă pentru a antrena compresorul pe întreg intervalul de funcționare.

Pentru aplicațiile staționare, cele mai importante criterii de proiectare sunt consumul de combustibil și respectarea normelor de emisii poluante. Pentru sistemul de turbosupraalimentare acest lucru are ca rezultat cerința de a asigura o funcționare optimă cu cea mai mare eficiență posibilă, contrapresiune scăzută la evacuare, presiune de supraalimentare optimă, raport aer-combustibil optim și un lucru mecanic redus al schimbului de gaze.

Temperatura gazelor de evacuare și, prin urmare, debitul volumic al gazelor de evacuare, sunt puternic influențate de turația motorului. Din acest motiv debitul volumic de gaze arse de evacuare variază mai mult decât debitul volumic prin compresor, în special în cazul motoarelor pentru autovehicule. Pentru a putea folosi diferite debite volumetrice în regim staționar într-o turbină, se pot utiliza soluțiile de control prezentate anterior: *wastegate* sau VTG.

2.2.5. Funcționarea în regim tranzitoriu

O funcționare în regim pur staționar nu este suficientă pentru motoarele de autovehicule, în special pentru cele cu cilindree mare, deoarece motorul cu ardere internă ar trebui să reacționeze rapid și previzibil la schimbările de sarcină (spre exemplu, accelerarea). În principiu există trei moduri de a influența punctul de funcționare al unui motor normal aspirat:

1. aprinderea,
2. injecția,
3. masa de aer admisă în cilindrii.

Din cauza post-tratării gazelor de evacuare, la motoarele pe benzină, injecția și traseul de curgere al aerului sunt interdependente. La motoarele cu aprindere prin comprimare, injecția controlează și începutul arderii, iar necesarul de aer rezultă din turația motorului. La motoarele moderne pe benzină pentru autoturisme, masa de aer necesară unui punct de funcționare

poate fi controlată prin intermediul clapetei obturatoare, al cursei supapelor și fazelor distribuției. În comparație cu modificarea aprinderii și a injecției, modificarea masei de aer este cea mai lentă. Acest aspect se acutizează suplimentar în cazul motoarelor supraalimentate și al răcirii aerului de supraalimentare. Volumele de aer necesare duc la o creștere a dimensiunilor conductei de aspirație. În plus, în cazul turbosupraalimentării, admisia este cuplată cu evacuarea pe perioada suprapunerii deschiderii supapelor. Din aceste motive, este necesară o examinare mai detaliată a efectului turbosupraalimentării asupra traseului aerului.

La proiectarea turbocompresorului pentru regimuri tranzitorii, trebuie acordată o atenție deosebită comportamentului la accelerație al sistemului format din compresor, motor și turbină. Pentru aceasta, puterea teoretic posibilă a turbinei trebuie să fie mai mare decât puterea necesară compresorului. În cazul autoturismelor sunt acceptați timpi de creștere a presiunii de supraalimentare la valoarea maximă de aproximativ 0,5–1 s [10].

În figura 2.18 este exemplificat comportamentul unui turbocompresor cu o turbină mică (*wastegate*), respectiv cu o turbină mare. Ambele turbine sunt proiectate astfel încât performanța maximă a turbinei să se obțină la valoarea maximă a debitului masic. Zona marcată cu verde reprezintă domeniul în care necesarul de putere al compresorului depășește puterea turbinei.

În zona marcată cu roșu deschis, există un surplus de putere al turbinei, care poate fi folosit pentru accelerarea compresorului. Se poate constata că pentru a obține un comportament de răspuns mai bun în condițiile unui debit masic redus, trebuie utilizată o turbină mai mică.

După cum s-a menționat deja, compresoarele centrifugale sunt utilizate la motoarele cu ardere internă datorită spațiului redus de montaj și a gradului ridicat de supraalimentare. Odată cu creșterea raportului de comprimare, diagramele caracteristice ale acestor compresoarelor devin mai înguste. Pentru exemplificare, în figura 2.19 sunt prezentate caracteristica unui compresor pentru autoturisme, respectiv a unuia pentru autoutilitare. Se poate observa că un aspect deosebit de problematic apare în cazul rapoartelor mari de comprimare ale motoarelor autoutilitarelor. Pe de o

parte, trebuie să fie disponibilă o presiune de supraalimentare cât mai mare posibil de la n_{min} , iar pe de altă parte, distanța până la limita de debit a turbinei la n_{max} trebuie să fie încă suficientă.

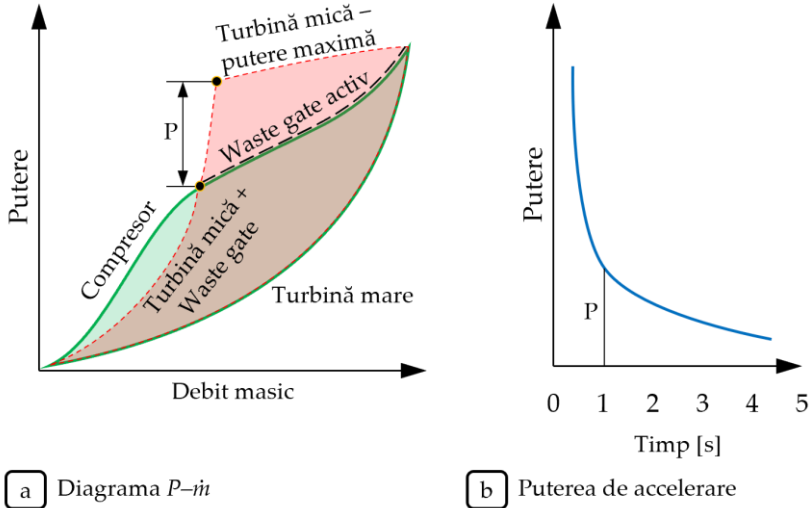


Fig. 2.18. Comportamentul dinamic al turbocompresorului cu turbină mică, respectiv mare (adaptare după [10])

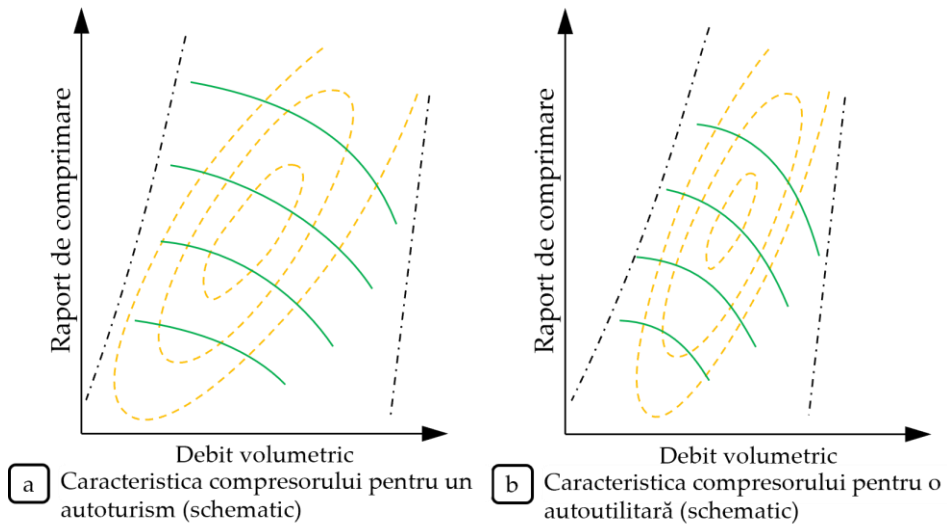


Fig. 2.19. Comparație între caracteristica compresorului pentru un autoturism, respectiv pentru o autoutilitară (adaptare după [17])

2.2.6. Supraalimentarea cu presiune constantă și cu impulsuri

În capitolul 1 s-a pus în evidență faptul că efectele gazodinamice pot fi utilizate pentru supraalimentare. Undele de presiune apar atât în sistemul de admisie, cât și în cel de evacuare. Pe partea de evacuare există două posibilități pentru realizarea supraalimentării, ambele implicând utilizarea perturbațiilor de presiune:

- ▶ *supraalimentare cu presiune constantă*: energia perturbațiilor este acumulată (într-un colector) pentru a crește eficiența turbinei;
- ▶ *supraalimentare cu impulsuri*: impulsurile de presiune (corespunzătoare proceselor succesive de evacuare ale cilindrilor motorului) sunt utilizate pentru a îmbunătăți răspunsul motorului în regim tranzitoriu.

În cazul supraalimentării cu presiune constantă, conductele de evacuare se întâlnesc într-un corp comun cu volum mare numit colector de evacuare. În acest volum mare, undele de presiune generate de deschiderea și închiderea supapelor de evacuare sunt atenuate. Fluxul masic de gaze arse care traversează turbina (situată după colectorul de evacuare) este „mai” uniform și astfel, se va obține o eficiență ridicată a turbinei. Pentru supraalimentarea cu impulsuri se utilizează conducte scurte cu volum redus. În acest fel, undele de presiune ajung la turbină neatenuate unde asigură un surplus de energie cinetică a gazelor arse. Dezavantajul este că, în timpul supraalimentării cu impulsuri, turbina este supusă unei sarcini tranzitorii, iar acest lucru afectează eficiența.

Cele două soluții de supraalimentare, cu presiune constantă, respectiv cu impulsuri, sunt prezentate în diagrame h - s în figura 2.20. În starea 5, în cilindru este disponibilă entalpia h_5 , care reprezintă entalpia totală. La ieșirea din cilindru prin supapa de evacuare, o parte din această entalpie este transformată în energie cinetică, în timp ce presiunea statică scade de la p_5 la p_6 (pierderea totală de presiune este neglijată). Pentru claritate se neglijează transformările de stare 6-7 ($p_6 > p_7 > p_8$, $v_7^2/2 > 0$). În starea 8, fluidul este frânat într-un volum (reprezentând colectorul de evacuare) ceea ce duce la o

scădere a energiei cinetice. Acest lucru este asociat cu o scădere (pierdere) a presiunii totale și o creștere a entropiei. În cele din urmă gazele de evacuare se destind în turbină (8–9).

În cazul supraalimentării cu impulsuri, procesele 5–6–7 au loc în mod analog supraalimentării cu presiune constantă. Diferența este că nivelul energiei cinetice în conducte este menținut, iar scăderea (pierderea) presiunii totale este mai mică decât în cazul supraalimentării cu presiune constantă. Presiunea în amonte de turbină (p_8) este mai mare decât în cazul supraalimentării cu presiune constantă, astfel încât se poate genera mai multă energie mecanică în timpul destinderii (8–9). Cu toate acestea, fluctuațiile de presiune și viteză (cauzate de undele de presiune din sistemul de evacuare), duc la o reducere a eficienței turbinei.

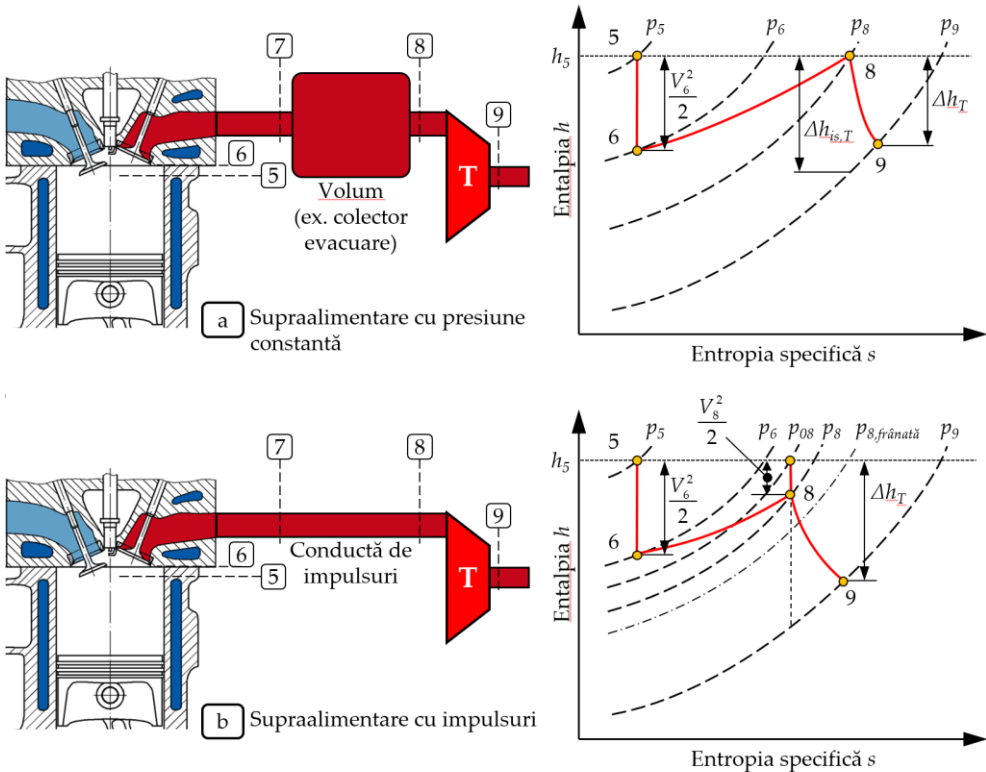


Fig. 2.20. Comparare între supraalimentarea cu presiune constantă, respectiv cu impulsuri (adaptare după [15])

Diferențele dintre supraalimentarea cu presiune constantă și supraalimentarea cu impulsuri pot fi rezumate astfel:

- ▶ în cazul supraalimentării cu presiune constantă, pierderile de presiune din sistemul de evacuare sunt mai mari decât în cazul supraalimentării cu impulsuri. Acest lucru are ca rezultat o contrapresiune la evacuare mai mică cu efecte pozitive asupra randamentului motorului;
- ▶ din cauza pierderilor de presiune mai mari puterea teoretic utilizabilă a turbinei este mai mică în cazul supraalimentării cu presiune constantă decât în cazul supraalimentării cu impulsuri. Acest dezavantaj poate fi însă compensat prin randamentul mai mare al turbinei.
- ▶ supraalimentarea cu impulsuri are avantaje în ceea ce privește comportamentul dinamic al motorului. În cazul unei schimbări de sarcină, turbocompresorul reacționează mai rapid, deoarece volumul și, prin urmare, inerția sistemului este mai mică.

2.2.7. Supraalimentarea în două trepte

Supraalimentarea în două etape se referă la conectarea în serie a două turbocompresoare, de obicei, cu răcire a aerului de supraalimentare după fiecare treaptă de comprimare (fig. 2.21). În cazul în care atât compresoarele, cât și turbinele sunt dispuse pe un singur arbore, se vorbește de un grup de supraalimentare în două trepte.

În figura 2.22 este prezentată supraalimentarea în două etape cu răcire intermediară într-o diagramă $h-s$. În această diagramă h (negru) corespunde creșterii entalpiei în cazul supraalimentării cu presiunea p_4 într-o singură treaptă. h_1 , q și h_2 (albastru și roșu) reprezintă transformările de stare în cazul supraalimentării în două trepte cu răcire intermediară. Nu în ultimul rând, Δh este proporțional cu lucrul mecanic câștigat în comparație cu supraalimentarea într-o singură treaptă.

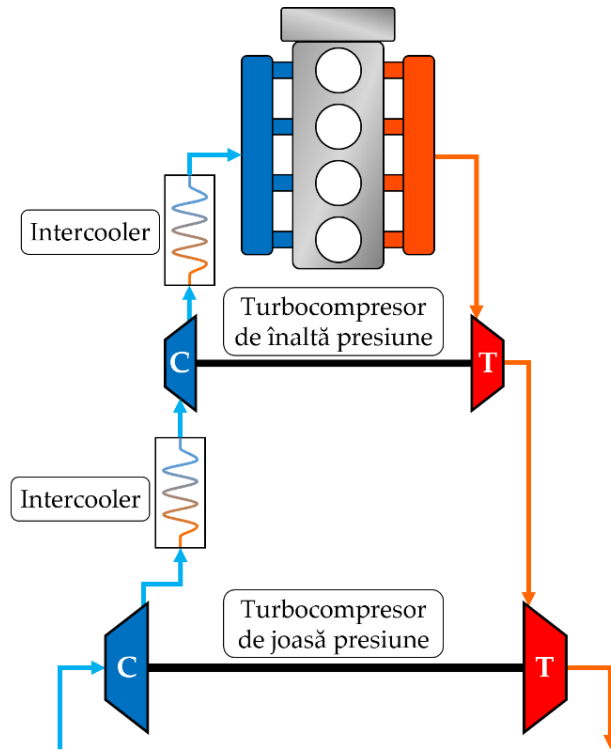


Fig. 2.21. Reprezentare schematică a supraalimentării în două trepte

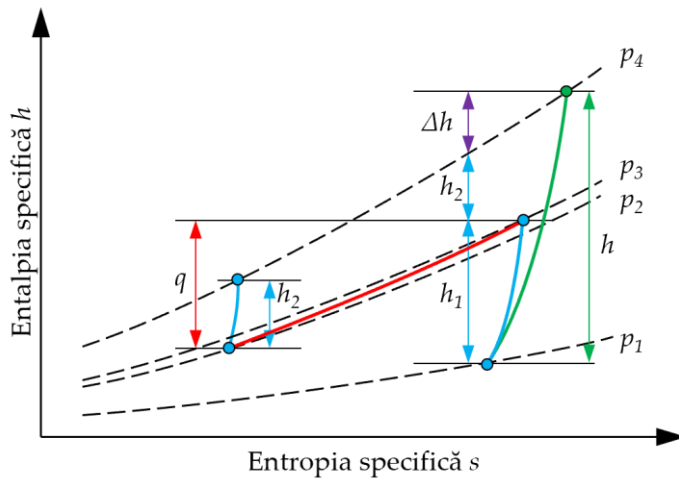


Fig. 2.22. Reducerea consumului de lucru mecanic la supraalimentarea în două trepte cu răcire intermediară (adaptare după [15])

Supraalimentarea în două trepte are o serie de avantaje față de supraalimentare într-o singură treaptă:

- ▶ se pot obține presiuni de supraalimentare și prin urmare presiuni efective medii mai mari;
- ▶ eficiența este mai bună, deoarece eficiența într-o treaptă scade odată cu creșterea raportului de comprimare;
- ▶ datorită răcirii intermediare lucrul mecanic al compresorului se reduce.

Cu toate acestea, supraalimentarea în două etape are și dezavantaje:

- ▶ comportamentul dinamic se înrăutățește deoarece trebuie accelerate masele suplimentare (atunci când intră în funcțiune ambele turbocompresoare);
- ▶ cresc spațiul de montaj, masa și costurile ;
- ▶ sistemul de evacuare este mai lent din punct de vedere termic, crescând timpul necesar pentru atingerea temperaturii de funcționare a catalizatorului.

2.2.8. Supraalimentarea secvențială

Termenul de supraalimentare secvențială se referă la utilizarea turbocompressoarelor în funcție de cerințele de sarcină. În acest caz, două sau mai multe turbocompresoare de dimensiuni reduse sunt dispuse în paralel (fig. 2.23). La pornire și la sarcini parțiale, jumătate dintre turbocompresoare nu sunt utilizate. Datorită acestui lucru, întregul debit masic de gaze de evacuare curge prin turbocompressoarele care sunt în funcțiune, iar ca urmare, în domeniul sarcinilor parțiale se vor obține presiuni de supraalimentare mai mari. Turbocompressoarele de dimensiuni reduse au un comportament dinamic mai bun. Suplimentar, se poate obține o caracteristică avantajoasă de moment motor într-un domeniu mai larg.

În cazul supraalimentării secvențiale în două trepte, se utilizează un turbocompresor de joasă presiune și unul de înaltă presiune conectate în serie. Cele două turbocompresoare sunt controlate în funcție de sarcină și turație prin intermediul unor clapete, fie individual, fie împreună cu debitul masic al gazelor de evacuare.

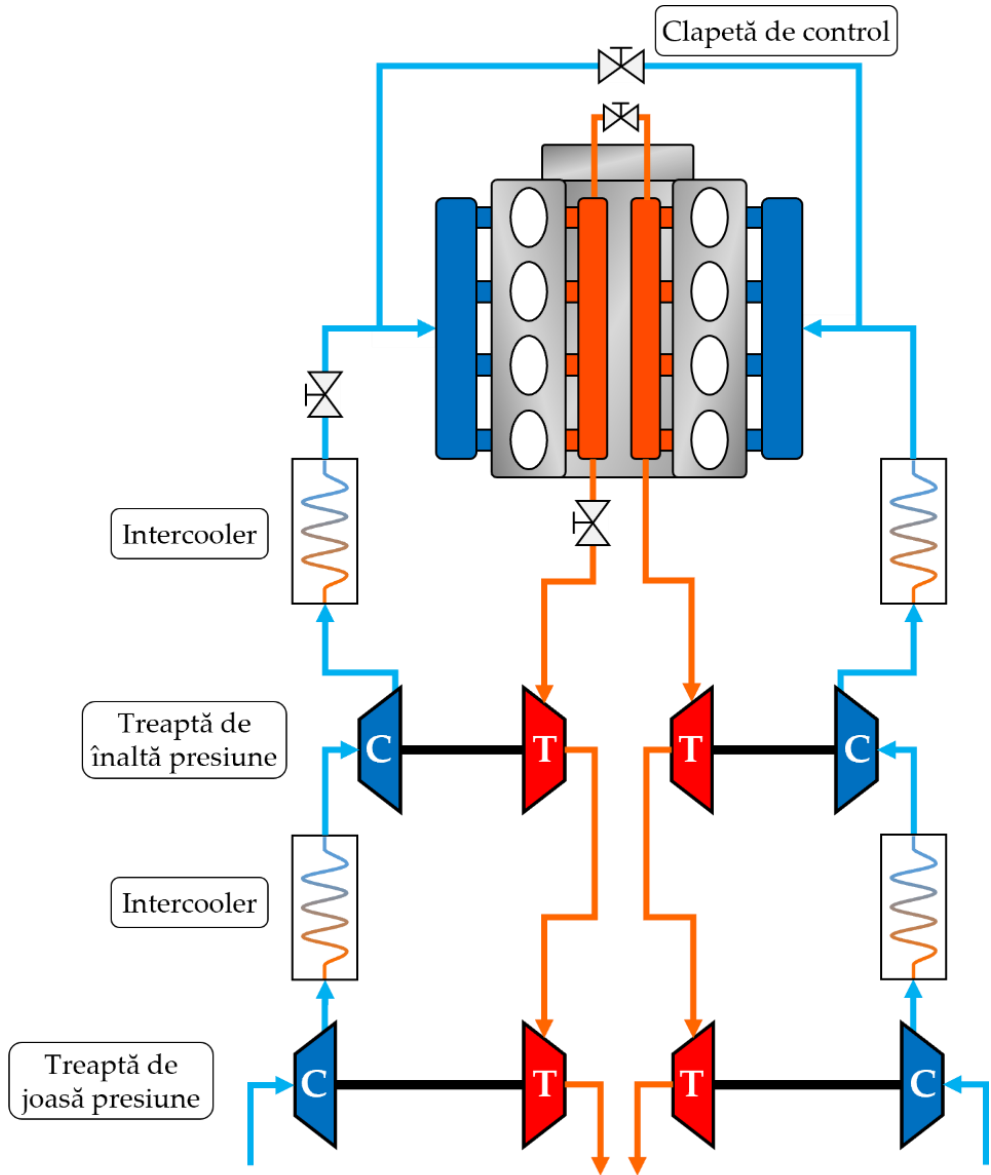


Fig. 2.23. Reprezentare schematică a supraalimentării secvențiale

3. Aspecte privind proiectarea/identificarea turbocompresorului pentru un MAI

3.1. Etapele identificării turbocompresorului pentru un MAI

În cele ce urmează se va exemplifica modul de proiectare/identificare a turbocompresorului pentru un motor oarecare, a cărui date sunt prezentate în tabelul 3.1. Pentru analiză se pornește de la valoarea maximă a momentului motor la sarcină plină.

Tabelul 3.1 Date inițiale motor

Parametru	Valoare	U.M.
Timpi motor (τ)	4	-
Număr cilindri (i)	4	-
Cilindreea unitară (V_d)	422,5	cm ³
Combustibil	Motorină	
Moment motor maxim ($M_{e,max}$)	180	Nm
Turația de moment motor maxim ($n_{M,max}$)	1500	min ⁻¹
Raportul aer-combustibil stoichiometric (AFR_s)	14,6	-

Pe baza datelor inițiale se calculează puterea efectivă a motorului la turația de moment motor maxim și sarcină plină:

$$P_e = 2\pi n M_{e,max} = \frac{\pi n}{30} M_e 10^{-3} = 28,3 \text{ [kW]}. \quad (3.1)$$

În aceleași condiții, presiunea medie efectivă este:

$$P_e = \frac{BMEP \cdot V_d \cdot i \cdot n}{30000 \cdot \tau} \text{ [kW]}. \quad (3.2)$$

$$BMEP = \frac{P_e \cdot 30000 \cdot \tau}{V_d \cdot i \cdot n} = 13,4 \text{ [bar]}. \quad (3.3)$$

Analizând caracteristicile complexe ale unor motoare similare se estimează că valoarea consumului specific efectiv este de $200 \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$. Ținând cont de această valoare și de puterea efectivă, debitul masic de combustibil este:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]. \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_f = BSFC \cdot P_e = 1,57 \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right]. \quad (3.5)$$

Știind că raportul aer-combustibil este $AFR_s = 14,6 [-]$, iar coeficientul de exces de aer $\lambda = 1,6 [-]$, se poate calcula debitul masic de aer consumat de motor:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_f AFR_s \lambda = 36,7 \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right]. \quad (3.6)$$

Pentru a asigura debitul masic de aer necesar motorului este nevoie de o presiune corespunzătoare de supraalimentare p_c . Procesele de schimbare a gazelor sunt însoțite întotdeauna de pierderi, astfel că, pentru calculul p_c trebuie să se țină seama și de randamentul volumetric (η_{vol}):

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a}{i \cdot n \cdot m_{theor}} = \frac{\dot{m}_a}{i \cdot n \cdot \left(\frac{p \cdot V}{R \cdot T} \right)_{\text{înainte de cilindru}}} = \frac{\dot{m}_a \cdot R_a \cdot T_a}{i \cdot n \cdot p_a \cdot V_d}. \quad (3.7)$$

Rearanjând termenii se obține următoarea expresie a presiunii de supraalimentare:

$$p_c = \frac{\dot{m}_a \cdot R_a \cdot T_a}{i \cdot n \cdot \eta_{vol} \cdot V_d}. \quad (3.8)$$

Se poate observa că ecuația rezultată are la bază ecuația termică de stare a gazelor ideale. În continuare, pentru simplitate, se poate considera că $\eta_{vol} = 1$.

În ceea ce privește temperatura aerului de supraalimentare (T_s), aceasta depinde de prezența sau nu a unui răcitor intermediar (intercooler). În schimb, temperatura de după compresor se calculează ținând cont de randamentul izentropic al compresorului $\eta_{s,C}$ care, dacă se neglijează energia cinetică (KE), se poate scrie sub următoarea formă:

$$\eta_{s,C} = \frac{P_{C,s}}{P_{C,real}} = \frac{\dot{W}_{C,s}}{\dot{W}_{C,real}} = \frac{\Delta H_{C,s}}{\Delta H_{C,real}} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} (T_{ex,C,s} - T_{in,C})}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} (T_{ex,C} - T_{in,C})} = \frac{T_{ex,C,s} - T_{in,C}}{T_{ex,C} - T_{in,C}} [-] . \quad (3.9)$$

unde „ ex,C ” reprezintă condițiile la ieșirea din compresor, iar „ in,C ” condițiile la intrarea în compresor. Indicele „ s ” se referă la evoluția izentropică a procesului. Rearanjând termenii se obține creșterea de temperatură în compresor.

$$\Delta T_C = T_{ex,C} - T_{in,C} = \frac{T_{ex,C,s} - T_{in,C}}{\eta_{s,C}} [-] . \quad (3.10)$$

Temperatura rezultată în urma procesului izentropic de comprimare se calculează pe baza transformării izentropice a unui gaz ideal:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} . \quad (3.11)$$

Combinând ecuațiile 3.10 și 3.11, temperatura la ieșirea din compresor poate fi exprimată astfel:

$$T_{ex,C,s} = T_{in,C} \left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} [-] . \quad (3.12)$$

$$T_{ex,C} = T_{in,C} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{s,C}} \left[\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1 \right] \right\} \quad (3.13)$$

Cu toate că s-au determinat ecuațiile 3.8 și 3.12 pentru calculul presiunii și al temperaturii la ieșirea din compresor, acestea nu se pot rezolva explicit ci doar iterativ.

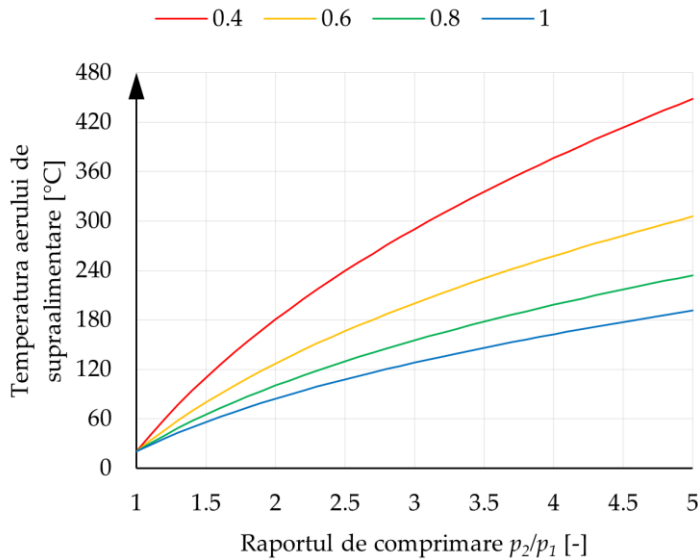


Fig. 3.1. Variația temperaturii de supraalimentare în funcție de raportul de comprimare și randamentul izentropic al compresorului

În figura 3.1 este reprezentată variația temperaturii în funcție de presiunea de supraalimentare și randamentul izentropic al compresorului, atunci când temperatura ambientală este de 20 [°C], iar presiunea ambientală de 1 [bar]. Se poate observa faptul că, odată cu scăderea randamentului izentropic al compresorului, temperatura de supraalimentare crește. Acest lucru are ca efect o creștere mai mică a densității în comparație cu creșterea de presiune. Pentru a pune în evidență evoluția densității se scrie următoarea expresie:

$$\frac{\rho_{ex,C}}{\rho_{in,C}} = \frac{\left(\frac{p}{RT}\right)_{ex,C}}{\left(\frac{p}{RT}\right)_{in,C}} = \frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \frac{T_{in,C}}{T_{ex,C}} = \frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \frac{1}{1 + \frac{1}{\eta_{s,C}} \left[\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}}\right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} - 1 \right]}. \quad (3.14)$$

Pe baza acesteia s-a trasat graficul din figura 3.2, unde se poate observa că creșterea maximă de densitate (și astfel a valorii maxime a momentului motor) se obține atunci când transformarea este izotermică. Soluția tehnică implementată pe motoarele cu ardere internă presupune utilizarea unui intercooler pentru răcirea aerului de supraalimentare. Se poate concluziona că valoarea maximă a densității se obține atunci când aerul de supraalimentare este răcit la valoarea temperaturii aerului la intrarea în compresor (comprimare izotermică).

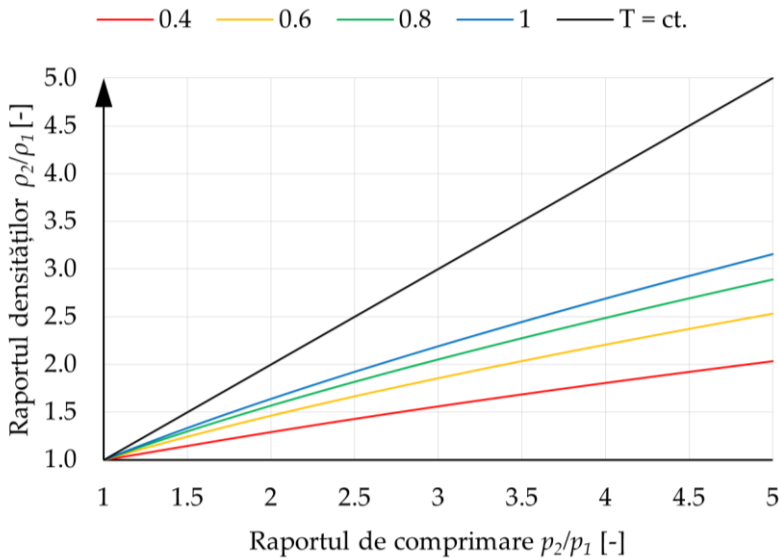


Fig. 3.2. Variația densității în funcție de raportul de comprimare și randamentul izentropic al compresorului

Motoarele cu ardere internă actuale dispun (aproape fără excepție) de intercooler. Prin urmare se consideră că și motorul analizat dispune de un intercooler care reduce temperatura aerului de supraalimentare ($T_{ex,intercooler}$) la valoarea de 50 [°C] sau 325,15 [K]. Pe baza acestor valori se poate estima presiunea aerului de supraalimentare ($p_{ex,intercooler}$):

$$p_c = \frac{\dot{m}_{ex,intercooler} \cdot R_{ex,intercooler} \cdot T_{ex,intercooler}}{i \cdot n \cdot \eta_{vol} \cdot V_d} = 1,612 \text{ [bar]}. \quad (3.15)$$

unde „*ex,intercooler*” indică faptul că mărimile se referă la starea aerului de supraalimentare la ieșirea din intercooler. Dacă se consideră că la trecerea prin intercooler nu apar pierderi de presiune atunci: $p_{ex,intercooler} = p_{ex,C}$.

Raportul de creștere a presiunii se calculează ca raportul dintre presiunea la ieșirea din compresor și presiunea la intrarea în compresor:

$$\pi_C = \frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} = \frac{1,612}{0,981} = 1,64 [-]. \quad (3.16)$$

Analizând caracteristici de compresoare utilizate la motoare similar se estimează că randamentul izentropic al compresorului este $\eta_{s,C} = 65$ [%]. Cunoscând această valoare se poate calcula puterea necesară antrenării compresorului:

$$\begin{aligned} P_C &= \dot{m}_a \cdot c_{p,a} (T_{ex,C} - T_{in,C}) = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \frac{(T_{ex,C,s} - T_{in,C})}{\eta_C} = \\ &= \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot \frac{1}{\eta_{s,C}} \cdot T_{in,C} \left(\frac{T_{ex,C,s}}{T_{in,C}} - 1 \right) = \\ &= \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot \frac{1}{\eta_{s,C}} \cdot T_{in,C} \left[\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right] = 2,53 \text{ [kW]} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Deoarece acum se cunosc datele de bază ale compresorului (randamentul, valorile la ieșirea din compresor și puterea consumată), se poate proceda la calculul datelor turbinei. Legătura dintre compresor și turbină este descrisă de două condiții:

- 1) *turații egale* (rotorul compresorului și al turbinei sunt conectate printr-un ax)

$$n_C = n_T. \quad (3.18)$$

- 2) *puteri egale* (puterea consumată de compresor este egală cu puterea produsă de turbină)

$$P_C = P_T. \quad (3.19)$$

Notă

Pentru calcul se consideră că puterea turbinei este și ea pozitivă (contrar convențiilor termodinamicii).

Ecuția eficienței turbinei se poate determina analog eficienței compresorului, cu următoarele diferențe: semnul este schimbat, iar eficiența este la numărător:

$$P_C = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot \frac{1}{\eta_{s,C}} \cdot T_{in,C} \left[\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right]. \quad (3.20)$$

$$P_T = \dot{m}_{exh} \cdot c_{p,exh} \cdot \eta_{s,T} \cdot T_{in,T} \left[1 - \left(\frac{p_{in,T}}{p_{ex,T}} \right)^{\frac{\kappa_{exh} - 1}{\kappa_{exh}}} \right]. \quad (3.21)$$

Pentru simplitate, uzual, pierderile prin frecare ale întregului turbocompresor sunt incluse în randamentul turbinei, astfel că acesta include și randamentul mecanic al turbocompresorului $\eta_T = \eta_{s,T} \cdot \eta_m$. Așa cum s-a arătat și anterior, egalând cele două puteri și rezolvând pentru raportul presiunilor se determină *prima ecuație fundamentală a turbocompresorului*:

$$\pi_C = \frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_{exh} \cdot c_{p,exh} \cdot T_{in,T}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot T_{in,C}} \cdot \eta_T \cdot \eta_C \left[1 - \left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{\kappa_{exh} - 1}{\kappa_{exh}}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_a}{\kappa_a - 1}}. \quad (3.22)$$

care arată legătura dintre raportul presiunilor compresorului și cel al presiunilor turbinei (fig. 3.3). În figura 3.3 x reprezintă:

$$x = \frac{\dot{m}_{exh} \cdot T_{in,T}}{\dot{m}_a \cdot T_{in,C}} \cdot \eta_T \cdot \eta_C. \quad (3.23)$$

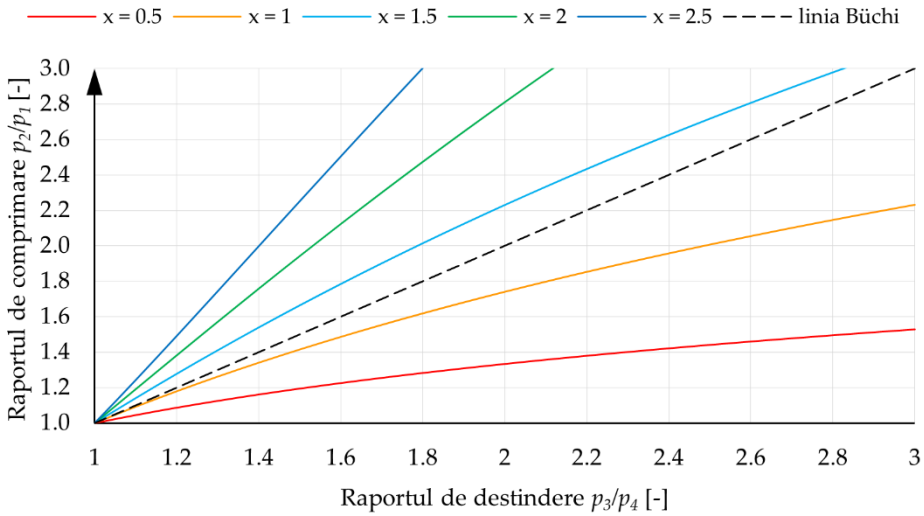


Fig. 3.3. Dependenta raportului de comprimare al compresorului de raportul de destindere al turbinei pentru diferite valori ale lui x

Produsul dintre eficiența compresorului și eficiența turbinei reprezintă randamentul turbocompresorului. Rearanjând termenii se poate scrie:

$$\eta_{TC} = \frac{\dot{m}_{exh} \cdot c_{p,exh} \cdot T_{in,T}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot T_{in,C}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{\kappa_{exh} - 1}{\kappa_{exh}}}} \quad (3.24)$$

sau ecuația de calcul a raportului presiunilor turbinei:

$$\pi_T = \frac{p_{in,T}}{p_{ex,T}} = \left[1 - \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot T_{in,C}}{\dot{m}_{exh} \cdot c_{p,exh} \cdot T_{in,T}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{ex,C}}{p_{in,C}} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1}{\eta_T \cdot \eta_C} \right]^{\frac{\kappa_{exh} - 1}{\kappa_{exh}}} \quad (3.25)$$

Pentru exemplul de față se consideră că eficiența turbinei este de 60 [%], iar temperatura gazelor de evacuare la intrarea în turbină ($T_{in,T}$) este de 550 [°C] (823 [K]). În baza acestor date, raportul presiunilor din turbină este 1,64.

După cum s-a amintit în capitolul anterior, comportamentul la curgerea prin turbină poate fi aproximat cu o curgere prin supapă (ec. 2.12). Acest lucru permite introducerea unei ecuații suplimentare pentru bilanțul masic al turbocompresorului care descrie curgerea prin turbină (*a doua ecuație fundamentală a turbocompresorului*). Ecuația 2.12 poate fi rescrisă sub forma:

$$\dot{m}_{exh} = A_{T,eff} p_{in,T} \sqrt{\frac{2}{R_{exh} T_{in,T}}} \sqrt{\frac{\kappa_{exh}}{\kappa_{exh} - 1} \left[\left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{exh}}} - \left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{\kappa_{exh} + 1}{\kappa_{exh}}} \right]}. \quad (3.26)$$

Aria efectivă de curgere ($A_{T,eff}$) a fost introdusă pentru a ține cont de faptul că debitul masic real este mai mic decât debitul ideal (izentropic). Într-o primă etapă, pentru simplitate, se poate considera că $A_{T,eff}$ este constantă. Pentru motorul considerat, aria efectivă de curgere prin turbină este:

$$A_{T,eff} = \frac{\dot{m}_{exh}}{p_{in,T} \sqrt{\frac{2}{R_{exh} T_{in,T}}} \sqrt{\frac{\kappa_{exh}}{\kappa_{exh} - 1} \left[\left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{exh}}} - \left(\frac{p_{ex,T}}{p_{in,T}} \right)^{\frac{\kappa_{exh} + 1}{\kappa_{exh}}} \right]}} = 0,017 \left[\text{dm}^3 \right] \quad (3.27)$$

Această valoare a secțiunii efective de curgere poate fi utilizată pentru calculul turbocompresorului și în alte puncte de funcționare ale motorului. Pentru motorul considerat se va efectua calculul la putere maximă. În tabelul 3.2 sunt prezentate datele de intrare, valorile estimate și cele calculate. Se poate observa că valoarea raportului presiunilor este de 1,47, ceea ce necesită o secțiune transversală de curgere de 0,056 [dm²]. Prin comparație, pentru a obține momentul motor maxim, secțiunea de curgere trebuie să fie mai mică, ceea ce implică o turbină mai mică. Acest lucru poate fi rezolvat fie prin utilizarea unei turbine cu geometrie variabilă, fie prin utilizarea unei supape de bypass (*wastegate*). Pentru exemplificare, în tabelul 3.2 s-a inclus o coloană în care sunt prezentate rezultatele calculului pentru situația în care 50 [%] din debitul masic de gaze trece prin turbină, iar 50 [%] este deviat prin supapa de bypass pe lângă turbină.

Observație

În cazul în care turbina nu este controlată (are geometrie fixă și este fără wastegate), aceasta trebuie dimensionată pentru punctul de putere maximă. Această supradimensionare a turbinei are însă ca efect o funcționare suboptimă și presiuni de supraalimentare mai scăzute la sarcini reduse.

Calcululele prezentate au permis doar o estimare a eficienței compresorului și turbinei. În cazul în care se dispune de caracteristicile corespunzătoare, precizia datelor poate fi îmbunătățită.

Tabelul 3.2 Date inițiale motor, compresor și turbină

Parametru	Punctul $M_{e,max}$	Punctul $P_{e,max}$	U.M.		
<i>Mărimi date</i>	Moment	180	159,1	Nm	
	Putere	28,3	70	kW	
	Turație	1500	4200	min ⁻¹	
	Consumul specific efectiv de combustibil	200	240	g/kWh	
	Coeficientul de exces de aer	1,6	1,4	-	
	Randamentul volumetric	1	0,95	-	
<i>Mărimi estimate</i>	Temperatura aerului de supraalimentare (după intercooler)	323 (50)	323 (50)	K (°C)	
	Temperatura gazelor arse la intrarea în turbină	823 (550)	823 (550)	K (°C)	
	Randamentul izentropic al compresorului	0,65	0,66	-	
	Randamentul izentropic al turbinei	0,60	0,63	-	
	Raportul de comprimare	1,64	1,61	-	
<i>Mărimi calculate</i>	Raportul de destindere	1,64	1,47	2,32	-
	Aria efectivă de curgere a turbinei	0,017	0,056	0,017	dm ²
	Procentul de gaze arse prin turbină (cu wastegate)	100	100	50	%

După efectuarea calcululelor, următorul pas este identificarea unui compresor care corespunde cerințelor, mai precis, care poate livra debitul de aer dorit la presiunea dorită. Acest lucru se poate face pe baza caracteristicii compresorului (diagrama standardizată a compresorului) care pune în

evidență următoarele: raportul de comprimare, debitul masic normalizat, turația normalizată și eficiența izentropică. O astfel de caracteristică este prezentată în figura 3.4. Pentru determinarea acesteia, presiunea și temperatura de referință au fost 0,981 [bar], respectiv 293 [K].

Observație

Pe caracteristica compresorului sunt întotdeauna indicate valorile de referință ale presiunii și temperaturii (la care s-au efectuat determinările datelor din diagramă).

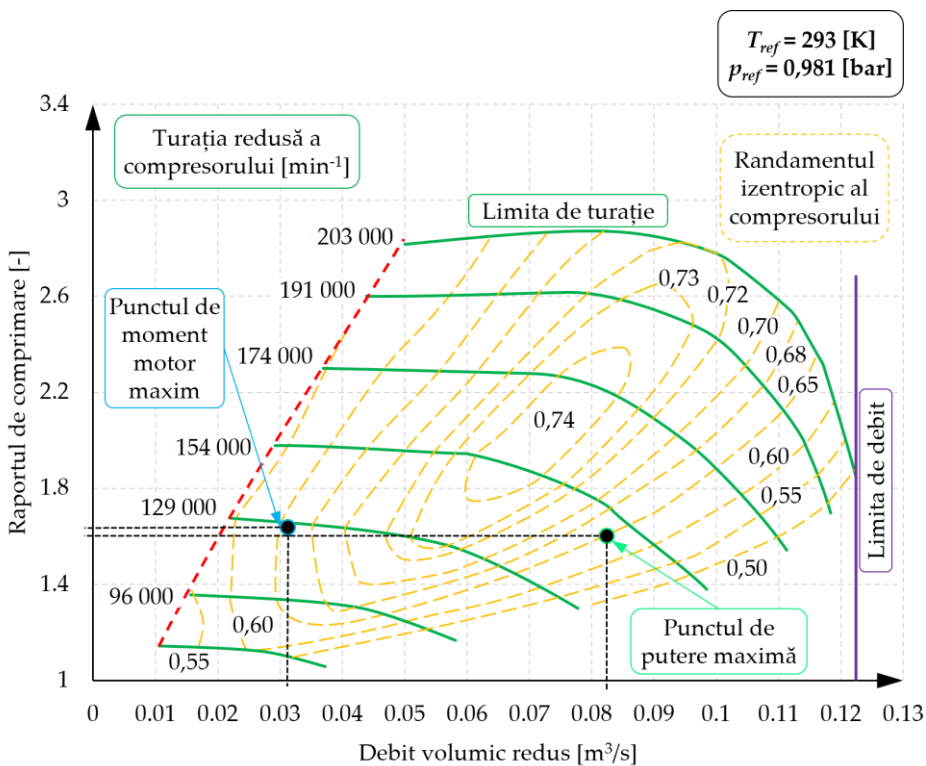


Fig. 3.4. Caracteristica compresorului propus (adaptare după [21])

Pentru acest exemplu de calcul valorile reduse (normalizate) sunt:

- în punctul de moment maxim

$$\dot{V}_C = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{\dot{m}_a}{\frac{p_a}{R_a T_a}} = 31,4 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right]. \quad (3.28)$$

$$\dot{V}_{red,C} = \dot{V}_C \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,C}}} = 31,4 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right]. \quad (3.29)$$

► în punctul de putere maximă

$$\dot{V}_C = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{\dot{m}_a}{\frac{p_a}{R_a T_a}} = 81,8 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right]. \quad (3.30)$$

$$\dot{V}_{red,C} = \dot{V}_C \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,C}}} = 81,8 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right]. \quad (3.31)$$

Observație

Valorile reduse sunt aceleași cu valorile reale deoarece, în acest exemplu de calcul s-a considerat că valoarea temperaturii utilizate în proiectare este aceeași cu valoarea temperaturii de referință. Acest lucru este valabil și pentru valoarea redusă a turației.

Pentru a exemplifica acest aspect se consideră că $T_{in,C} = 300$ [K]. În acest caz valorile reduse sunt:

- în punctul de moment maxim:

$$\dot{V}_{red,C} = \dot{V}_C \sqrt{\frac{293}{300}} = 31,03 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right], \text{ respectiv}$$

- în punctul de putere maximă:

$$\dot{V}_{red,C} = \dot{V}_C \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,C}}} = 80,84 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right].$$

Utilizând aceste valori din caracteristica compresorului se estimează o eficiență de 65 [%] și turațiile reduse:

► în punctul de moment maxim

$$n_{red,C} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,C}}}} = 130\,000 \left[\text{min}^{-1} \right]. \quad (3.32)$$

► în punctul de putere maximă

$$n_{red,C} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,C}}}} = 150\,000 \left[\text{min}^{-1} \right]. \quad (3.33)$$

La nevoie, eficiența compresorului, identificată din caracteristica sa, se utilizează pentru recalcularea temperaturii de ieșire din compresor, ducând astfel la o determinare iterativă a punctului de funcționare al compresorului. Pentru exemplul de față, deoarece temperatura și presiunea de calcul au fost alese astfel încât să corespundă cu valoarea de referință, eficiența este deja corect estimată.

Notă

De principiu, alegerea compresorului se poate face utilizând caracteristica compresorului, peste care se suprapune caracteristica de consum de aer a motorului. Criteriile care trebuie avut în vedere la alegerea compresorului sunt:

- turații mici: funcționarea să se realizeze cât mai departe de limita de pompaj,

- turații mari: o distanță suficientă față de limita de turație (se urmărește asigurarea unei rezerve în cazul funcționării la altitudini ridicate).

Actualmente, compresorul se poate alege cu precizie pe baza simulărilor numerice. În acest scop, se pornește de la o caracteristică cunoscută a compresorului. Ținând cont de datele (exacte ale) motorului se identifică compresorul ideal pentru motorul dat prin metoda scalării [10].

Pentru calculul raportului presiunilor prin turbină se procedează similar, utilizând prima ecuație a turbocompresorului (ec. 3.22). Prin utilizarea

valorilor obținute se identifică o turbină corespunzătoare (fig. 3.5), mai precis, o turbină care poate să asigure valorile necesare de debit masic de gaze arse și raport de destindere. Valorile reduse pentru debitul masic de gaze arse și turația turbinei sunt:

- ▶ în punctul de moment maxim

$$n_{red,T} = n \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,T}}} = 134\,000 \left[\text{min}^{-1} \right]. \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{red,T} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{in,T}}}{p_{in,T}} = 0,68 \left[\frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{s} \cdot \text{bar}} \right]. \quad (3.35)$$

- ▶ în punctul de putere maximă

$$n_{red,T} = n \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{in,T}}} = 149\,000 \left[\text{min}^{-1} \right]. \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_{red,T} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{in,T}}}{p_{in,T}} = 0,77 \left[\frac{\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}}}{\text{s} \cdot \text{bar}} \right]. \quad (3.37)$$

Pentru simplitate, la proiectarea turbocompresorului se poate considera că aria efectivă de curgere prin turbină este constantă. În cazul caracteristicilor reale de turbină acest lucru nu este valabil. Din acest motiv, în punctul de putere maximă, valorile obținute prin calcul diferă de cele reale. Prin urmare, este necesară ajustarea supapei de bypass astfel încât să se atingă un punct de funcționare la care, pentru raportul de presiuni calculat, debitul masic redus să corespundă turației cerute (impuse) a turbinei. În cazul de față se obține un raport de presiuni de 2,14 și o eficiență de 63 [%] doar atunci când prin turbină trece 53 [%] din debitul masic de gaze arse, restul fiind direcționat prin supapa bypass.

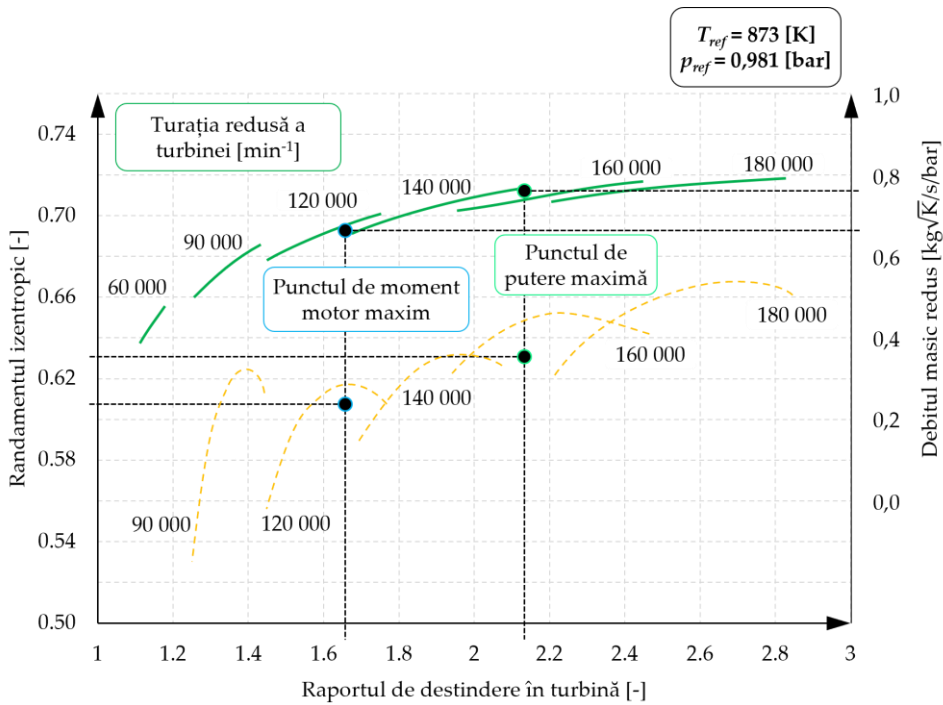


Fig. 3.5. Caracteristica turbinei propuse (adaptare după [21])

Pentru un nivel suplimentar de detaliu, la proiectarea turbocompresorului se poate utiliza simularea întregului motor. Astfel se pot estima cu precizie: raportul aer-combustibil, consumul de combustibil, consumul de aer, temperatura aerului de supraalimentare și temperatura gazelor de evacuare, respectiv se poate ține cont de energia cinetică la curgerea prin compresor.

3.2. Limite în proiectare pentru motoarele supraalimentate

Datorită solicitărilor suplimentare care apar la supraalimentarea motoarelor cu ardere internă și a limitărilor tehnologice, în faza de proiectare se impun valori maxime atât pentru motor (tabelul 3.3) cât și pentru turbocompresor.

a) Motor:

- ▶ presiunea maximă din cilindru ($p_{max,cil}$) este proporțională cu presiunea de supraalimentare (p_c); motoarele care funcționează cu grad ridicat de forțare sunt proiectate pornind de la presiunea maximă admisă în cilindru;
- ▶ fără intercooler, temperatura de supraalimentare crește semnificativ cu efecte atât asupra solicitărilor termice, cât și a emisiilor poluante;
- ▶ odată cu creșterea presiunii din cilindru (p_{cil}) crește și coeficientul de transfer termic (α), ceea ce amplifică pierderile de căldură prin pereți;
- ▶ motoarele Diesel pot fi supraalimentate până la atingerea limitei de fum;
- ▶ motoarele pe benzină pot fi supraalimentate până la limita de detonație (din acest motiv, raportul de comprimare r_c este mult mai mic în comparație cu cel al motoarelor fără supraalimentare).

b) Turbocompresor:

- ▶ temperatura gazelor de evacuare;
- ▶ limita de pompaj;
- ▶ turația turbinei;
- ▶ raportul de comprimare (soluție: supraalimentarea în trepte).

Tabelul 3.3 Intervale de valori pentru presiunile MAI cu și fără supraalimentare

Tip autovehicul - motor	Supraalimentare		Admisie normală
	Δp_{\max} [bar]	BMEP _{max} [bar]	BMEP _{max} [bar]
Autovehicul de mare tonaj - Diesel	≤ 2	11 ... 22	7 ... 9
Autoturism - Diesel	0,5 ... 1,0 (... 2,2)	12 ... 21	7,5 ... 8,5
Autoturism - MAS	0,4 ... 1,0	14 ... 20	9 ... 14
Motor de curse - MAS	1,8 ... 2,0	31,9 ... 56	≤ 16

3.3. Caracteristici ale supraalimentării

La turații scăzute momentul motor scade rapid. Acest lucru poate fi rezolvat prin:

- ▶ o secțiune de curgere prin turbină redusă și o limitare a presiunii de supraalimentare prin bypass pe admisie sau evacuare;
- ▶ secțiune variabilă a turbinei;
- ▶ supraalimentare secvențială;
- ▶ asistare electrică a turbocompresorului (*e-Turbo*).

Cu cât crește cilindreea motorului cu ardere internă și cu cât acesta funcționează mai puțin la sarcini reduse, cu atât este mai probabil să se implementeze un turbocompresor. Este necesar însă să se aibă în vedere costurile și cerințele de montaj.

În cazul motoarelor pe benzină trebuie avut în vedere faptul că se poate ajunge la temperaturi ale gazelor de evacuare chiar și de 1.050 [°C], ceea ce limitează opțiunile la alegerea turbocompresorului.

3.4. Exemple de utilizare la autovehicule de serie

În cele ce urmează sunt prezentate diverse soluții de supraalimentare întâlnite la autovehicule în producție de serie.

Motor pe benzină cu supraalimentare mixtă. O soluție întâlnită în practică la unele motoare pe benzină este combinația dintre turbosupraalimentare și supraalimentare mecanică. Principiul de funcționare al acestei soluții este prezentat în figura 3.6 alături de diagrama de variație a momentului motor în funcție de turație. În cazul acestor sisteme se pot mări dimensiunile turbinei turbocompresorului, ceea ce va duce la o contrapresiune mai mică pe evacuare. Supraalimentarea mecanică se realizează cu un compresor de tip Roots (compresor cu piston rotativ) antrenat de arborele cotit și activat cu ajutorul unui cuplaj magnetic.

1. Turații mici: la turații mici și presiuni efective medii spre mari, clapeta de control este complet închisă, iar compresorul este cuplat (altfel spus, există o supraalimentare mecanică a motorului). Deoarece compresorul antrenat mecanic are un răspuns instantaneu (datorită cuplajului cu arborele cotit), acesta va asigura un răspuns rapid al motorului.

2. Turații medii în domeniul sarcinilor mari: la presiuni medii ridicate, compresorul asistă turbocompresorul pentru a asigura un comportament dinamic al autovehiculului. În caz contrar, clapeta de control este deschisă și compresorul este decuplat.

3. Funcționare prelungită în domeniul sarcinilor medii și mari: clapeta de control este deschisă și compresorul este decuplat pentru a reduce consumul de energie. În această situație motorul este supraalimentat doar cu ajutorul turbocompresorului.

4. Domeniul sarcinilor mici: în acest domeniu motorul funcționează în regim de aspirație, deoarece nu este necesară energia de supraalimentare.

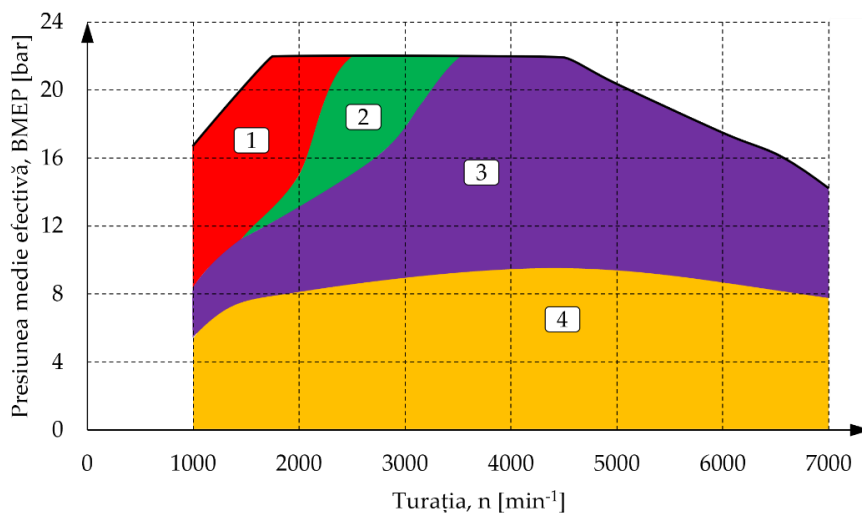
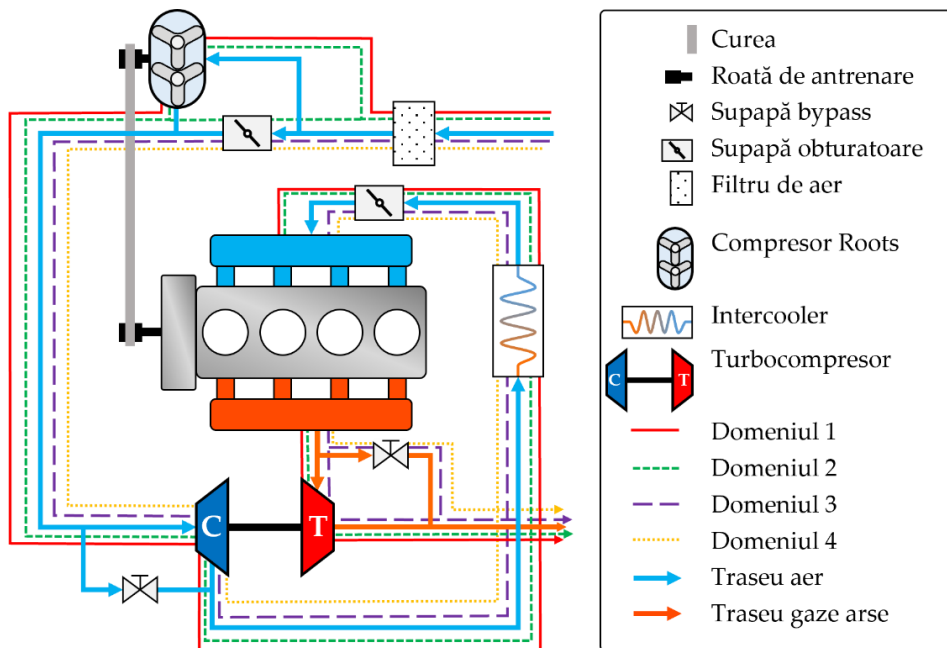


Fig. 3.6. Supraalimentare mixtă a unui MAI: supraalimentare mecanică și turbosupraalimentare (adaptare după [11,12])

Motor diesel cu supraalimentare în două trepte. În acest caz, supraalimentarea se realizează frecvent prin intermediul a două turbocompressoare având dimensiuni de gabarit diferite: un turbocompresor

de dimensiuni mari (numit și turbocompresor de joasă presiune) și un turbocompresor de dimensiuni reduse (numit și turbocompresor de înaltă presiune). Principiul de funcționare al acestui sistem este prezentat în figura 3.7:

1. Turații / sarcini mici: la turații scăzute ale motorului, respectiv în domeniul sarcinilor mici, debitul masic și energia gazelor de evacuare nu sunt suficiente pentru antrenarea turbocompresorului de dimensiuni mari. Din acest motiv, turbocompresorul de joasă presiune este doar traversat de gaze fără a induce o rezistență (mare) la curgere, tocmai datorită dimensiunilor sale. În schimb, turbocompresorul de înaltă presiune pornește foarte repede, furnizând imediat presiunea de supraalimentare dorită.

2. Domeniul turațiilor medii: în domeniul turațiilor medii, supapa de bypass a turbinei de înaltă presiune este deschisă în mod controlat, în funcție de sarcină. Ca urmare, în funcție de deschiderea supapei de bypass, o cantitate din ce în ce mai mare din energia gazelor de evacuare este transferată turbinei de joasă presiune, care va acționa compresorul de mari dimensiuni. În această situație, cele două compresoare funcționează ca un grup unitar de supraalimentare în două trepte.

3. Domeniul turațiilor mari + domeniul sarcinilor mari: în domeniul turațiilor și sarcinilor mari, supapa de bypass a turbinei de înaltă presiune este complet deschisă pentru a nu depăși limita de turație a turbocompresorului de înaltă presiune și presiunea maximă admisă în cilindrul motorului. Alături de supapa de bypass a turbinei se deschide și supapa de bypass a compresorului. În această situație energia gazelor de evacuare este transferată integral turbinei de joasă presiune, iar ca urmare turbocompresorul de dimensiuni mari va prelua efortul de supraalimentare.

4. Domeniul turațiilor și sarcinilor mari: în acest caz energia gazelor de evacuare este atât de mare încât o parte din debitul masic trebuie direcționat pe lângă turbina de joasă presiune. În acest scop, alături de supapele de bypass a turbinei și compresorului de înaltă presiune, se deschide și supapa de bypass a turbinei de joasă presiune .

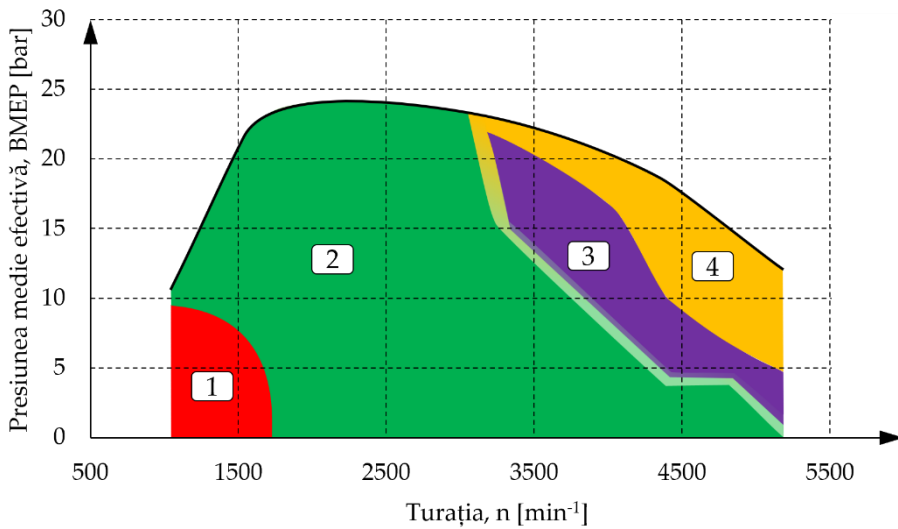
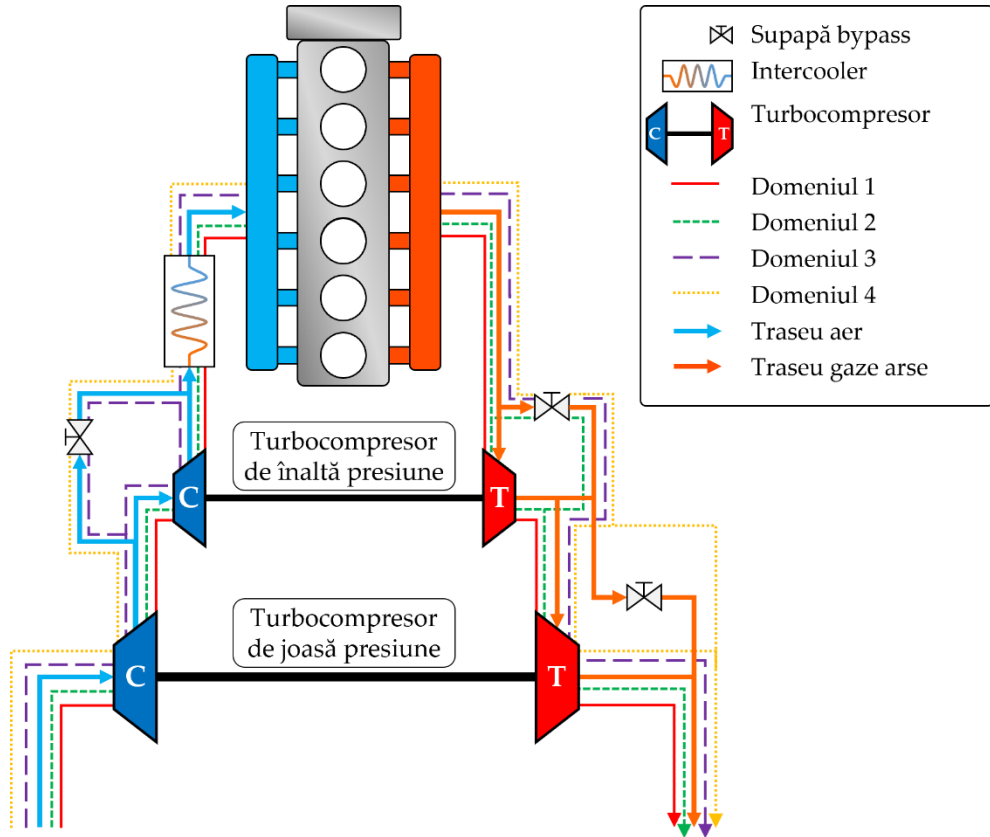


Fig. 3.7. Supraalimentare în două trepte a unui MAI (adaptare după [13])

Motor diesel cu supraalimentare secvențială cu trei turbocompresoare. Pentru acest concept de supraalimentare se combină două turbocompresoare de dimensiuni reduse cu unul de dimensiuni mari (figurile 3.8 și 3.9).

1. Domeniul turațiilor mici: la turații mici, un compresor de dimensiuni reduse asigură un bun comportament la accelerare. Răspunsul se îmbunătățește suplimentar în situația în care controlul turbocompresorului este de tip VTG.

2. Domeniul turațiilor medii: în domeniul turațiilor medii, turbocompresorul de dimensiuni mari este pus în funcțiune pentru a facilita obținerea unui moment motor ridicat constant.

3. Domeniul turațiilor mari: în domeniul turațiilor mari intră în funcțiune un al doilea turbocompresor de dimensiuni reduse și control VTG.

Pentru a pune în evidență complexitatea controlului acestei soluții de supraalimentare, în tabelul 3.4 sunt prezentate pozițiile clapetelor de control și efectul acestora asupra turbocompresoarelor. Modurile de funcționare specificate în tabel pot fi urmărite în figura 3.9.

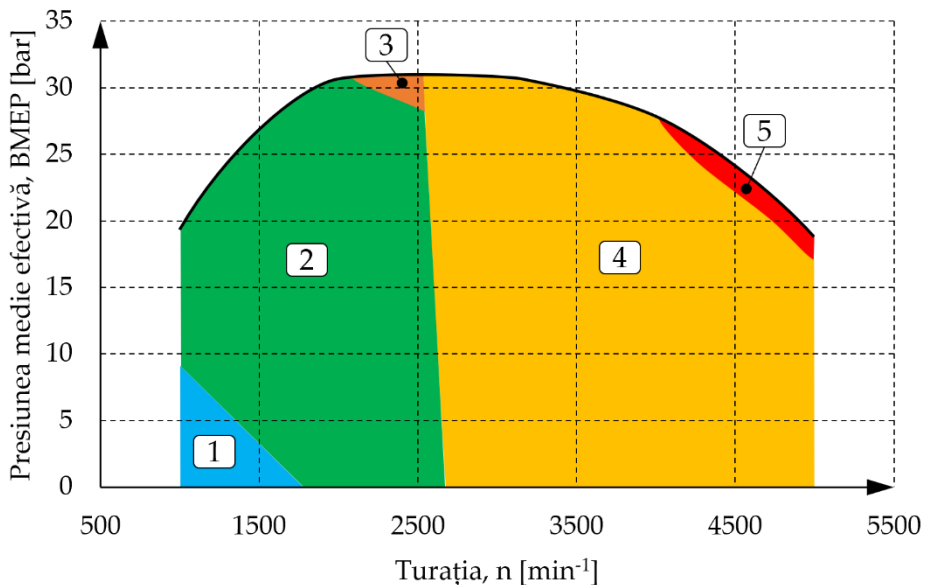


Fig. 3.8. Caracteristica supraalimentării secvențiale cu trei turbocompresoare a unui MAI (adaptare după [7])

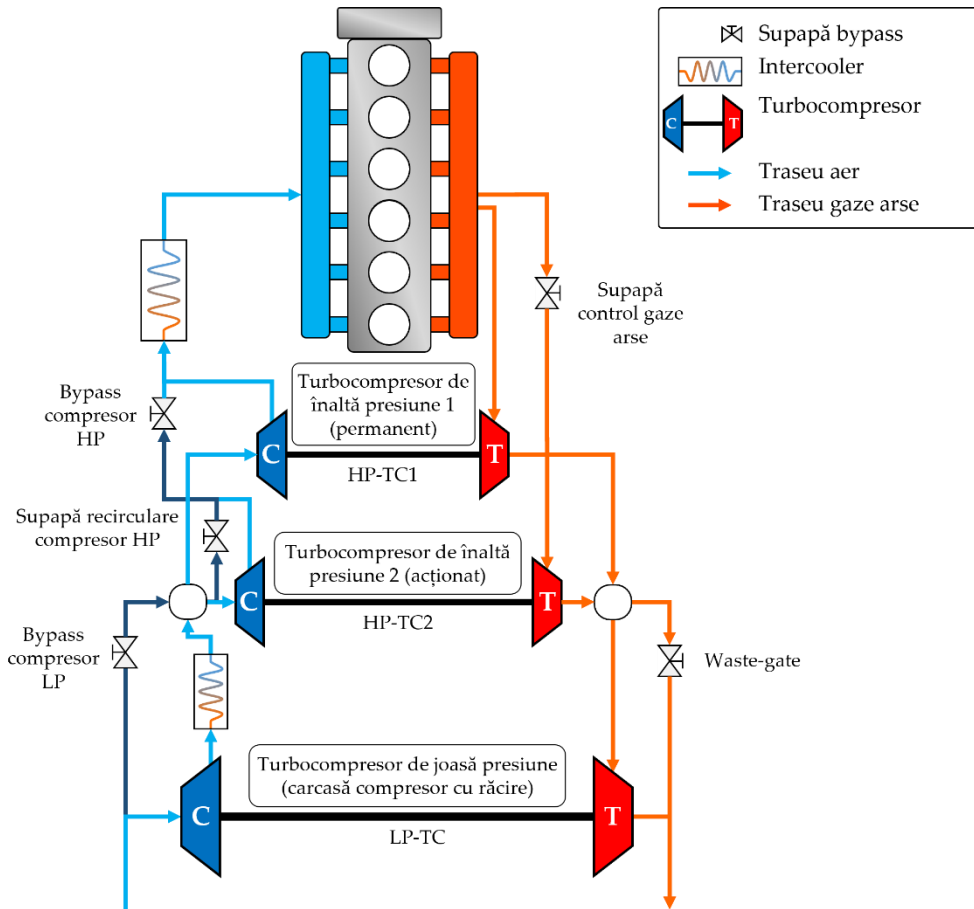


Fig. 3.9. Supraalimentare secvențială cu trei turbocompressoare a unui MAI

Tabelul 3.4 Controlul supraalimentării secvențiale cu trei turbocompressoare [7]

Mod de funcționare	Bypass compresor LP	Supapă recirculare compresor HP2	Bypass compresor HP1	Supapă control gaze arse	Wastegate	HP-TC1	HP-TC2
1	Deschis (dinamic)	Deschis	Închis	Închis	Închis	Controlat	Închis
2	Închis	Deschis	Închis	Închis	Închis	Controlat	Închis
3	Închis	Deschis	Închis	Închis	Controlat	Controlat	Închis
4	Închis	Închis	Deschis	Deschis	Închis	Controlat	Controlat
5	Închis	Închis	Deschis	Deschis	Controlat	Controlat	Controlat

Bibliografie

- [1] *** AVL List GmbH, *AVL Boost User Guide*, 2020,.
- [2] *** Gamma Technologies, *GT-POWER*, www.gtisoft.com (data accesării 13 februarie 2023).
- [3] Anwender D., Brodesser K., Morgillo I., *Variable intake manifold for the Audi V6 spark ignition engine*, MTZ worldwide, Vol. 65, 2004, DOI: 10.1007/BF03227701.
- [4] van Basshuysen R., Schaefer F., *Internal Combustion Engine Handbook, 2nd English Edition*, ed. a 2-a, 2017.
- [5] van Basshuysen R., Schäfer F., *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, ed. a 8-a, Springer Vieweg, 2017 DOI: 10.1007/978-3-658-10902-8.
- [6] Burnete N.V., Burnete N., *Motoare cu ardere internă și termodinamică. Noțiuni fundamentale*, UT Press, 2021.
- [7] Eidenböck T., Mayr K., Neuhauser W., Staub P., *The New BMW Six-Cylinder Diesel Engine with Three Turbochargers*, MTZ worldwide 2012 73:10, Vol. 73, 2012, DOI: 10.1007/S38313-012-0222-6.
- [8] European Commission, *Commission proposes new Euro 7 standards*, <https://ec.europa.eu> (data accesării 14 noiembrie 2022).
- [9] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2nd edition., New York, McGraw-Hill Education, 2018.
- [10] Hiereth H., Prenninger P., *Charging the Internal Combustion Engine*, Springer Vienna, 2007 DOI: 10.1007/978-3-211-47113-5.
- [11] Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Fleiß M., Laumann A., Voeltz S., *The new dual-charged FSI petrol engine by Volkswagen*, MTZ worldwide 2005 66:11, Vol. 66, 2005, DOI: 10.1007/BF03227794.

-
- [12] Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Sperling H., Siebert W., Theobald J., et al., *The new dual-charged FSI petrol engine by Volkswagen*, MTZ worldwide 2005 66:12, Vol. 66, 2005, DOI: 10.1007/BF03227810.
- [13] Langen P., Hall W., Nefischer P., Hiemesch D., *Der Neue Zweistufig Aufgeladene Sechszylinder-Dieselmotor im BMW 740D*, MTZ 2010 71:4, Vol. 71, 2010, DOI: 10.1007/BF03225559.
- [14] Merker G.P., Teichmann R., *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, ed. 9, Springer, 2019 DOI: 10.1007/978-3-658-23557-4.
- [15] Pischinger R., Klell M., Sams T., *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3-lea ed, Springer-Verlag Wien, 2009.
- [16] Pucher H., Zinner K., *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Aufladung von Verbrennungsmotoren, 2012, DOI: 10.1007/978-3-642-28990-3.
- [17] Tschöke H., Mollenhauer K., Maier R., *Handbuch Dieselmotoren*, 4-lea ed, Wiesbaden, Springer Vieweg Wiesbaden, 2018 DOI: 10.1007/978-3-658-07697-9.
- [18] *** FNA S.p.A., *Screw Technology*, www.finicompressors.com (data accesării 23 februarie 2023).
- [19] *** Smithsonian Institution, *Turbojet Engine, Cutaway, General Electric J85-GE-17A*, www.si.edu (data accesării 21 februarie 2023).
- [20] *** UAB Turbosystems, *MFS billet compressor wheels*, www.turbosystems.info (data accesării 21 februarie 2023).
- [21] *** BorgWarner Inc., *Boosting Technologies*, www.borgwarner.com (data accesării 20 februarie 2023).

Dicționar

Dicționarul este adaptat după Burnete și Burnete [6].

2-Stroke	2 timpi
4-Stroke	4 timpi
A	
AFR (A/F) Air-Fuel Ratio	Raport aer combustibil ($\text{kg}_{\text{aer}}/\text{kg}_{\text{combustibil}}$)
Aftertreatment	Post-tratare
Air Cleaner / Air Filter	Filtru de aer
Air Equivalence Ratio	Raport de echivalență
Air Humidity	Umiditatea aerului
Angle	Unghi
B	
Bore	Alezaj
Boundary	Limită (a sistemului)
Burnt Gases	Gaze arse
C	
Cam Angle	Unghiul de rotație al axului cu came
Cam Follower	Tachet
Camshaft	Ax cu came
Catalyst	Catalizator
Chamber	Cameră
Chemical Reactions	Reacții chimice
Combustion	Ardere
Combustion Chamber	Cameră de ardere
Combustion Parameter	Parametru de ardere
Combustion Products	Produși de ardere
Combustion System	Sistem de ardere
Compression Ratio	Raport de comprimare
Compressor	Compresor
Compressor Inlet/Outlet	Admisie/refulare compresor

Conductivity	Conductivitate
Con-Rod Length	Lungimea bielei
Consumption	Consum
Coolant	Lichid de răcire
Cooler	Răcitor
Crank Angle	Unghi de rotație al arborelui cotit
Crankshaft	Arbore cotit
Cycle	Ciclu
Cylinder	Cilindru
Cylinder Head	Chiulasă

D

Delay	Întârziere
Delivery rate	Debit
Density	Densitate
Diameter	Diametru
Diesel	Motorină
Diffusion	Difuzie/difuziv
Discharge Coefficient	Coeficient de debit
Downstream	Aval
Dynamic	Dinamic

E

Effective Blowby Gap	Fanta efectivă pentru scăpările de gaze din cilindru
Effective Flow Area	Aria efectivă de curgere
Electronic Control Unit	Unitate electronică de control
Energy Balance	Bilanț energetic
Engine	Motor
Engine Speed	Turația motorului
Enthalpy	Entalpie
Entropy	Entropie
Equivalent	Echivalent
Evaporation	Evaporare

Evaporation Heat	Căldura de vaporizare
Excess Air Ratio	Coeficientul de exces de aer
Exhaust	Evacuare
Exhaust Manifold	Galerie de evacuare
Exhaust Pipe	Conductă evacuare
Exhaust Valve	Supapă de evacuare
F	
Filter	Filtru
Firing Angle	Unghi de aprindere
Firing Order	Ordine de aprindere
Flow Area	Aria de curgere
Flow Coefficient	Coeficient de curgere
Flow Type	Tip de curgere
Friction	Frecare
Friction Coefficient	Coeficient de frecare
Fuel	Combustibil
Fuel Film	Film de combustibil
Fuel Mass / Cycle	Masă de combustibil / Ciclu
Fuel Temperature	Temperatura combustibilului
Fuel Vapor	Vapori de combustibil
Fueling	Alimentare cu combustibil
G	
Gas	Gaz
Gas Exchange	Schimb de gaze
Gasoline	Benzină
Gross	Brut
H	
Heat	Căldură
Heat Capacity	Capacitate termică
Heat Release	Degajare de căldură
Heat Transfer Coefficient	Coeficient de transfer termic

Hole Diameter	Diametrul orificiului
I	
Ignition Delay	Întârzierii la aprindere
Increment	Increment
In-cylinder Swirl Ratio	Cifra Swirl (de vârtej) din cilindru
Initial	Inițial
Injection Angle	Unghiul (în °RAC) la care se realizează injecția
Injection Nozzle	Pulverizator
Injection Pump	Pompă de injecție
Injector	Injector
Inlet/Outlet Collector	Colector intrare/ieșire
Inner Valve Seat Diameter	Diametrul interior al scaunului de supapă
Intake	Admisie
Intake Manifold	Galerie de admisie
Intake Pipe	Conductă admisie
Intake Port	Orificiu de admisie
Intake Valve	Supapă de admisie
Intercooler	Răcitor intermediar
Intermittent Injection	Injecție intermitentă
Internal	Intern
K	
Kinetic	Cinetic
L	
Laminar	Laminar
Length	Lungime
Lift	Ridicare, cursă
Liner	Cilindru (oglanda cilindrului)
Load	Sarcină
Location	Poziție
Loss	Pierdere
Lower Heating Value	Putere calorică inferioară

M

Mass fraction	Fracțiuni de masă
Mass flow	Debit masic
Maximum Needle Lift	Înălțime maximă de ridicare a acului injectorului
Mean Crankcase Pressure	Presiunea medie din carter
Measured	Măsurat
Mixture Preparation	Formarea amestecului
Model Parameters	Parametri model
Monolith	Monolit
Motion	Mișcare

N

Net	Net
Needle	Ac
Normalized Rate of Injection	Viteza de injecție normalizată Debitul de injecție normalizat
Normalized Valve Lift	Cursă supapă normalizată
Number Of Injector Holes	Numărul de orificii de injecție al injectorului

O

Oil	Ulei
Open Frontal Area	Suprafață frontală deschisă
Output	Valoare de ieșire

P

Parameter	Parametru
Particulate Filter	Filtru de particule
Peak	Vârf/maxim
Peak Firing Pressure	Presiunea maximă pe ciclul cu ardere
Peak Firing Temperature	Temperatura maximă pe ciclul cu ardere
Perfect Mixing	Amestecare perfectă
Physical Properties	Proprietăți fizice
Pilot	(Injecție) Pilot (Pre-injecție)
Piston	Piston

Piston Pin Offset	Excentricitatea bolțului pistonului
Pollutant	Poluant
Port	Port
Premixed	Preamestecat/preformat
Pressure	Presiune
Pressure Ratio	Raport presiuni
Pressure wave charging	Supraalimentare cu unde de presiune
Production	Producție

Q

Quantity	Cantitate
----------	-----------

R

Radius	Rază
Rail Pressure	Presiunea din rampă (rampa comună)
Rate Of Injection	Viteza de injecție Debitul de injecție
Ratio	Raport
Real Gas Factor	Factorul de gaz real
Reference	Referință
Reference Ambient Conditions	Condiții ambientale de referință
Released Energy	Energie eliberată
Residual Gas	Gaze reziduale
Rotary Piston Engine	Motor cu piston rotativ

S

Scaling Factor	Factor de scalare
Scavenge Model	Modelul de schimbare a gazelor
Simulation Interval	Interval de simulare
Soot	Funingine
Species Transport	Transportul speciilor chimice gazoase
Spray	Jet
Steady state	Staționar

Stroke	Cursă
Supercharging	Supraalimentare mecanică
Surface Area	Aria suprafeței
Swirl Port	Canal de turbionare

T

Tangential port	Canal tangențial
Target Pressure Drop	Cădere de presiune impusă
Temperature	Temperatură
Thickness	Grosime
Time Constant	Constantă de timp
Transient	Tranzitoriu
Trapping Efficiency	Eficiența de reținere
Turbine	Turbină
Turbine Discharge Coefficient	Coefficient de debit al turbinei
Turbine Inlet/Outlet	Admisie/refulare turbină
Turbine Overall Efficiency	Eficiența globală a turbinei (ține cont și de eficiența mecanică a ansamblului turbocompresor)
Turbocharger	Turbocompresor
Turbulent	Turbulent

U

Upstream	Amonte
User Defined	Definit de utilizator

V

Value	Valoare
Valve	Supapă
Valve Clearance	Jocul supapei
Valve Closing	Închiderea supapei
Valve Lift	Cursa supapei
Valve Opening	Deschiderea supapei
Valve Timing	Timpii distribuției

Valve Train	Mecanism de distribuție
Variable	Variabil, variabilă
Volumetric Efficiency	Eficiență volumetrică/coeficient de umplere

W

Wall	Perete
Wall Temperature	Temperatura peretelui
Work	Lucru mecanic

Selecție de abrevieri utilizate în literatura internațională

Selecția de abrevieri este adaptată după Burnete și Burnete [6].

ATDC	After Top Dead Center	După punctul mort superior (dPMS)
ABDC	After Bottom Dead Center	După punctul mort inferior (dPMI)
BDC	Bottom Dead Center	Punct mort inferior (PMI)
NSC	NO _x Storage Catalyst	Catalizator cu stocare de NO _x
50 MFB (50 mfb)	50 % Mass Fraction Burned	Fracțiuni de masă de arsă: 50%
BMEP	Brake Mean Effective Pressure	Presiunea medie efectivă
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption	Consumul specific efectiv
BTDC	Before Top Dead Center	Înainte de punctul mort superior (îPMS)
BBDC	Before Bottom Dead Center	Înainte de punctul mort inferior (îPMI)
CA	Crank Angle (°CA)	Unghiul de rotație al arborelui cotit (°RAC)
CAI	Controlled Auto-Ignition	Autoaprindere controlată
CFD	Computational Fluid Dynamics	Procesare computerizată în dinamica fluidelor
DI	Direct Injection	Injectie directă
DISI	Direct Injection Spark Ignition	Injectie directă cu aprindere prin scânteie
DOC	Diesel Oxidation Catalyst	Catalizator de oxidare Diesel
DPF	Diesel Particulate Filter	Filtru de particule Diesel
EGR	Exhaust Gas Recirculation	Recircularea gazelor de evacuare
EIVC	Early Intake Valve Closing	Închidere cu avans a supapei de admisie
EV	Exhaust Valve	Supapă de evacuare (SE)
EVC	Exhaust Valve Closing	Închiderea supapei de evacuare (ÎSE)
EVO	Exhaust Valve Opening	Deschiderea supapei de evacuare (DSE)
FMEP	Friction Mean Effective Pressure	Presiunea medie pierdută prin frecare
GPF	Gasoline Particulate Filter	Filtru de particule pentru benzină
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition	Amestec omogen cu aprindere prin comprimare
HRR (hrr)	Heat Release Rate	Viteza de degajare a căldurii
ID	Ignition Delay	Întârziere la aprindere

IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	Presiunea medie indicată
ISFC	Indicated Specific Fuel Consumption	Consumul specific indicat
IV	Intake Valve	Supapă de admisie (SA)
IVC	Intake Valve Closing	Închiderea supapei de admisie (ÎSA)
IVO	Intake Valve Opening	Deschiderea supapei de admisie (DSA)
LIVC	Late Intake Valve Closing	Închidere cu întârziere a supapei de admisie
LNT	Lean NO _x Trap	Capcană de NO _x pentru funcționarea cu amestec sărac
MFB	Mass Fraction Burned	Fracțiuni de masă arsă
NA	Naturally Aspirated	Normal aspirat
PDF	Probability Density Function	Funcția densitate de probabilitate
PF	Particulate Filter	Filtru de particule
PFI	Port Fuel Injection	Injectie în poarta supapei
ROI	Rate Of Injection	Viteza de injectie
SCR	Selective Catalytic Reduction	Reducere catalitică selectivă
SOC	Start Of Combustion	Începutul arderii
SOI	Start Of Injection	Începutul injectiei
TC	Turbocharger Turbocharging	Turbocompresor Supraalimentare
TDC	Top Dead Center	Punct mort superior (PMS)
TWC	Three-Way Catalyst	Catalizator cu trei căi
VTG	Variable Turbine Geometry	Turbină cu geometrie variabilă
VVA	Variable Valve Actuation	Distribuție variabilă (acționare variabilă a supapelor)
VVL	Variable Valve Lift	Distribuție variabilă (variația înălțimii de ridicare a supapelor)
VVT	Variable Valve Timing	Distribuție variabilă (variația fazelor distribuției)
WG	Wastegate	Supapă de bypass