

**Nuțu Nikolaos Cristian**

**MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ  
PENTRU  
AUTOVEHICULE RUTIERE  
Note fundamentale și aplicații**



**ISBN: 978-606-9608-52-4**

editura  
**POLITEHNICA**  
P R E S S

**Nikolaos Cristian NUȚU**

---

**Motoare cu ardere internă pentru autovehicule rutiere**

**Note fundamentale și aplicații**



**Nikolaos Cristian NUȚU**

**MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ  
PENTRU  
AUTOVEHICULE RUTIERE**

**Note fundamentale și aplicații**

**Editura POLITEHNICA PRESS  
BUCUREȘTI, 2023**

**Copyright © 2023, Politehnica Press**

Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate editurii.

Adresă: Calea Griviței, 132  
10737, Sector 1, București  
Telefon: 021.402.90.74

***Referenți științifici:***

Conf.dr. ing. **Mihail-Daniel IOZSA**

Conf. dr. ing. **Marius-Florin TOMA**

ISBN: 978-606-9608-52-4

## Cuprins

Capitolul I. Calculul termic al motorului .....	5
1.1 Procesul de admisie.....	5
1.2 Procesul de comprimare.....	9
1.3 Procesul de ardere .....	10
1.4 Procesul de destindere.....	16
1.5 Calculul mărimilor caracteristice ale ciclului de referință .....	17
1.6 Calculul mărimilor caracteristice ale ciclului real .....	17
1.7 Mărimi efective .....	18
1.8 Calculul dimensiunilor fundamentale ale motorului.....	18
Capitolul II. Bilanțul energetic al motorului de proiectat .....	19
Capitolul III. Modelarea proceselor termo-gazodinamice din cilindrul motorului .....	23
3.1. Model termodinamic unizonal .....	23
3.1.1. Procesele de schimb de gaze pentru un model unizonal .....	23
3.1.2 Procesul de comprimare.....	30
3.1.3. Procesul arderii .....	32
3.1.4. Transferul de căldură la pereți .....	36
3.1.5. Procesul de destindere.....	37
Capitolul IV. Calculul dinamic al motorului. ....	38
Capitolul V. Calculul boltului.....	42
Capitolul VI. Calculul segmentilor .....	51
Capitolul VII. Calculul Pistonului .....	68
7.1. Verificarea sollicitarilor pistonului .....	75
Capitolul VIII. Calculul bielei .....	81
VII.1. Construcția bielei.....	81
VIII.2. Materiale pentru bielă .....	83
VIII.3. Predimensionarea bielei. ....	84
VIII.4. Verificarea piciorului bielei. ....	88
VIII.4.1 Verificarea piciorului bielei la intindere .....	88
VIII.4.2. Verificarea piciorului bielei la comprimare .....	98
VIII.4.3. Verificarea piciorului bielei la fretaj .....	100
VIII.4.4. Verificarea piciorului bielei la oboseală.....	102

VIII.5. Verificarea corpului bielei.....	103
VIII.6. Verificarea capului bielei și a șuruburilor de bielă .....	106
Capitolul IX. Arborele cotit .....	115
IX.1. Materiale pentru construcția arborilor cotiți. ....	116
IX.2. Predimensionarea arborelui cotit. ....	118
IX.3. Predimensionarea contragreutății arborelui cotit. ....	118
IX.4. Elementele de calcul. ....	122
IX.4.1. Momentele de răsucire care solicită fusurile palier. ....	122
IX.4.2. Momentele de răsucire care solicită fusurile maneton. ....	127
IX.4.3. Reacțiunile de pe fusurile palier pentru motoare cu cilindri dispuși în linie. ....	128
IX.5. Verificarea la încălzire și presiune maximă a fusurilor arborelui cotit. ....	132
IX.6. Verificarea fusurilor palier.....	136
Capitolul X. Sistemul de distribuție a gazelor .....	149
X.1. Calculul sistemului de distribuție.....	209
X.2. Exemplu de calcul aplicat pentru sistemul de distribuție .....	269
Capitolul XI. Exemplu de calcul la vibrații torsionale al unui arbore cotit pentru un motor cu aprindere prin scânteie. ....	285
XI.1 .Vibrații torsionale libere, neamortizate .....	285
XI.2.Sistemul dinamic .....	285
XI.2.Alcătuirea sistemului oscilant dinamic echivalent.....	287
XI.3.Determinarea pulsațiilor proprii.....	292
Capitolul XII. Linii de arbori uniți prin transmisii mecanice ramificate .....	300
XII.1. Calculul pulsațiilor proprii .....	300
XII.2. Calculul pulsațiilor proprii ale sistemului înlocuitor echivalent cu 6+1 volanti .....	307
XII.3.Sursele de excitație a vibrațiilor torsionale.....	309
XII.4.Modul de excitație a vibrațiilor torsionale.....	320
XII.5.Turații critice .....	321
XII.6.Grade de excitație .....	324
XII.7.Vibrații torsionale forțate .....	329
Capitolul XIII. Amortizorul vâscos acordat.....	344
Capitolul XIV. Studiul alimentării unui MAC cu CNG și adiție de hidrogen .....	354
XIV.1. Considerente generale.....	354

XIV.2. Avantaje și dezavantaje ale utilizării CNG.....	355
XIV.3. Hidrogenul .....	372
XIV.4. Bibliografie capitol XIV .....	405
XV. Bibliografie .....	406



## Capitolul I. Calculul termic al motorului

Calculul termic constă în determinarea marimilor de stare ale ciclului motor în scopul trasării diagramei indicate. Pot fi determinate mărimile caracteristice ale ciclului, cum ar fi: presiunea medie indicată și efectivă, consumul specific de combustibil, presiunile din cadrul proceselor ciclului motor, etc, dimensiunile fundamentale ale motorului ( $D$ ,  $S$ ,  $V_s$ ,  $V_t$ ). Calculul ciclului motor se efectuează la regim nominal.

Pentru a demara calculul se adoptă metoda simplificată pentru un ciclu motor semireal, de la care prin rotunjiri obținem diagrama indicată reală. Pentru a putea fi înțeles mai bine, calculul va fi aplicat pe un exemplu concret. Motorul exemplu pentru care fost aplicat calculul are următorii parametri inițiali:

- $P_e = 110 \text{ kW}$  – puterea nominală;
- $n = 5700 \text{ rot/min}$  – turația de putere nominală;
- $i = 4$  – numărul de cilindri 4, dispuși în linie;
- $\varepsilon = 9.5$  – raportul de comprimare;
- Tipul motorului – Motor cu aprindere prin scânteie;
- $p_s = 1.65 \times 10^5 \text{ N/m}^2$  – presiunea de supraalimentare absolută.

### 1.1 Procesul de admisie

Acest subcapitol constă în determinarea parametrilor de stare la sfârșitul procesului de admisie:  $p_a$ ,  $T_a$ , a coeficientului de umplere  $\eta_v$ , a coeficientului de gaze arse reziduale  $\gamma$ . [1]

Mărimile de stare inițiale sunt:

$$p_0 := 1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$T_0 := 298 \text{ K}$$

Datorită contactului cu piesele calde ale motorului încărcătura proaspătă se încălzește și la intrarea în cilindru are temperatura:

$$\Delta T := 35 \quad \Delta T = [10 \dots 45] \text{ K}$$

$$T'_0 := T_0 + \Delta T = 333 \text{ K}$$

La începutul admisiei în cilindru se află  $N_g$  kilomoli de gaze arse reziduale, care ocupă volumul  $V_c$  al camerei de ardere, având presiunea  $p_g$  și temperatura  $T_g$ , care se aleg din date statistice. [1]

Tabelul 1. Presiunea și temperatura procesului de evacuare. [1]

Tipul motorului	Tipul admisiei	$p_g$	$T_g$
MAS	normala	$(1.03-1.15) \cdot p_0$	900-1100
	supraalimentat	$(0.7-0.9) \cdot p_s$	
MAC	normala	$(1.03-1.15) \cdot p_0$	600-900
	supraalimentat	$(0.7-0.9) \cdot p_s$	

Se aleg din tabelul 1:

$$p_g := 0.87 \cdot p_s = 1.436 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$T_g := 900 \text{ K}$$

Presiunea de la sfârșitul procesului de admisie se alege de asemenea din date statistice:

Tabelul 2. Presiunea și temperatura de la sfârșitul procesului de admisie. [1]

Tipul motorului	pa	Ta [K]
MAS aspirat	$(0.8-1.05) \cdot p_0$	320-370
MAS supraalimentat	$(0.91-0.985) \cdot p_s$	330-400
MAC aspirat	$(0.8-1.05) \cdot p_0$	320-350
MAC supraalimentat	$(0.91-0.985) \cdot p_s$	330-400

Se alege :

$$p_a := 0.93 \cdot p_s = 1.534 \times 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

În cazul motorului supraalimentat mărimile de stare ale încărcăturii proaspete sunt  $p_s$  și  $T_s$ . În agregatul de supraalimentare mărimile de stare  $p_0$  și  $T_0$  devin  $p_s$  și  $T_s$  la ieșire. Considerând procesul de comprimare în agregat politropic se obține:

$$T_s := T_0 \cdot \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{m_s - 1}{m_s}} - \Delta T_{\text{racire}} = 352.777 \text{ K}$$

unde :  $m_s := 1.9$  (1.8-2) - pentru compresor nerăcit

$\Delta T_{\text{racire}} := 25 \text{ K}$  scăderea de temperatură în răcitorul intermediar (20-110) K

$$T'_s := T_s + \Delta T = 387.777 \text{ K}$$

+

În cazul motorului aspirat în loc de  $p_s$ ,  $T_s$ ,  $T'_s$  se calculează  $p_a$ ,  $T_0$ ,  $T_0'$

Calculul coeficientului de umplere  $\eta_v$ .

$$\eta_v := \frac{p_a \cdot [\varepsilon + (k - 1) \cdot (\varepsilon - 1)] - p_g}{p_s \cdot (\varepsilon - 1) \cdot k \cdot \frac{T'_s}{T_s}} = 0.851$$

$k := 1.4$  exponentul adiabatic

Din date statistice  $\eta_v$  se situează între [0.75-0.93]

$$\gamma := \frac{p_g \cdot T_s}{p_s \cdot \eta_v \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_g} = 0.047 \quad \gamma = [0.01-0.18]$$

Calculul temperaturii procesului de admisie:

$$T_a := \frac{p_a \cdot \varepsilon \cdot T_s}{p_s \cdot \eta_v \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (\gamma + 1)} = 411.646 \text{ K}$$

La motorul normal aspirat  $T_s$  devine  $T_0$   $p_s$  devine  $p_0$ .

## 1.2 Procesul de comprimare

Pentru calculul mărimilor de stare de la sfarsitul procesului de comprimare se utilizează ecuațiile transformării politrope cu exponent constant și rezultă:

$$p_c := p_a \cdot \varepsilon^{m_c} = 2.996 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$m_c := 1.32$$

Tabelul 3. Parametrii procesului de comprimare. [1]

Tipul motorului	pc[bar]	Tc[K]	mc
MAS	9...35	600-850	1.28...1.37
MAC	35-100	750-1100	1.35-1.38

### 1.3 Procesul de ardere

Procesul de ardere se efectuează după metoda simplificată. [1]

Compoziția combustibilului

Compoziția benzinei:  $C_b := 0.854$   $H_b := 0.142$   $O_b := 0.004$

Compoziția motorinei:  $C_m := 0.857$   $H_m := 0.133$   $O_m := 0.01$

Aerul necesar arderii la dozaj stoichiometric:

$$L_t := \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{C_b}{12} + \frac{H_b}{4} - \frac{O_b}{32} \right) = 0.507$$

Cantitatea reala de aer:  $L := \lambda \cdot L_t = 0.457$

$\lambda$  = coeficientul de exces de aer

Pentru MAS  $\lambda=[0.7-1)$ , pentru MAC  $\lambda=[1.4-2.5]$

$\lambda_{\text{diesel}} := 1.5$

$\lambda := 0.9$

În timpul procesului de ardere produșii de reacție sunt: la motorul cu aprindere prin scânteie care funcționează cu amestec bogat: CO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>; la motorul cu aprindere prin comprimare al cărui amestec este sărac în combustibil: CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>.

Cantitățile molare de produși sunt:

$$N_{\text{co2}} := \frac{C_b}{12} - 0.42 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_t = 0.05 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

$$N_{\text{h2o}} := \frac{H_b}{2} = 0.071 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

$$N_{\text{co}} := 0.42 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_t = 0.021 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

$$N_{\text{n2}} := 0.79 \cdot L_t = 0.401 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

Numarul de moli de amestec:

$$N_f := N_{\text{co2}} + N_{\text{co}} + N_{\text{h2o}} + N_{\text{n2}} = 0.543 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

Participatiile molare ale fiecarui component sunt:

$$r_{\text{co2}} := \frac{N_{\text{co2}}}{N_f} = 0.092$$

$$r_{\text{h2o}} := \frac{N_{\text{h2o}}}{N_f} = 0.131$$

$$r_{\text{co}} := \frac{N_{\text{co}}}{N_f} = 0.039$$

$$r_{\text{n2}} := \frac{N_{\text{n2}}}{N_f} = 0.738$$



$$r_{\text{co2}} + r_{\text{co}} + r_{\text{h2o}} + r_{\text{n2}} = 1$$

Pentru motorul cu aprindere prin comprimare cantitatile molare sunt date de relatiile:

$$\begin{aligned} N_{\text{O}_2} &:= \frac{C_m}{12} = 0.071 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} & N_{\text{O}_2} &:= 0.21 \cdot (\lambda_{\text{diesel}} - 1) \cdot L_t = 0.053 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \\ N_{\text{H}_2\text{O}} &:= \frac{H_m}{2} = 0.067 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} & N_{\text{H}_2\text{O}} &:= 0.79 \cdot (\lambda_{\text{diesel}} - 1) \cdot L_t = 0.2 \end{aligned}$$

Coeficientul de variatie molară:

$$\begin{aligned} N_0 &:= \lambda \cdot L_t + \frac{1}{114} = 0.465 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \\ \mu_{\text{ch}} &:= \frac{N_f}{N_0} = 1.167 \end{aligned}$$

Unde 114 este masa molară a benzinei, la motorul diesel acest termen dispare.

Coeficientul de variatie molară care ține seama și de gazele arse reziduale este:

$$\mu := \frac{\mu_{\text{ch}} + \gamma}{1 + \gamma} = 1.159$$

Căldura degajată în procesul de ardere:

$$H_{\text{ib}} := 43529 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Puterea calorică inferioară a benzinei}$$

$$H_{\text{im}} := 41855 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{Puterea calorică inferioară a motorinei}$$

$$Q_b := H_{\text{ib}} - 119538 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_t = 3.746 \times 10^4 \quad \text{kJ}$$

$$Q_m := H_{\text{im}} = 4.186 \times 10^4 \quad \text{kJ}$$

Coeficientul de utilizare a căldurii:  $\xi := 0.9$  Pentru MAS  $\xi = [0.8-0.95]$   
Pentru MAC  $\xi = [0.7-0.88]$



Coefficientul de utilizare a caldurii:  $\xi := 0.9$  Pentru MAS  $\xi=[0.8-0.95]$   
 Pentru MAC  $\xi=[0.7-0.88]$

Energia internă și entalpia gazelor din interiorul cilindrilor:

Pentru a putea calcula energia internă și entalpia gazelor din interiorul cilindrilor utilizăm caldurile molare la volum și presiune constantă. Aceste calduri molare vor fi calculate prin intermediul unor ecuații empirice polinomiale. Ecuația polinomială pentru calculul  $C_v$  este:  
 $C_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4$ . Coeficienții ecuației sunt regăsiți în tabelul următor:

Tabelul 4. Coeficienții ecuației polinomiale. [1]

Coeficienții ecuației polinomiale					
	a	b	c	d	e
co2	28.134	0.04191	-0.00003003	9.97E-09	1.235E-12
co	20.515	0.004757	0.000003418	-3.3E-09	6.844E-13
h2o	24.786	0.008231	0.00000608	-3.9E-09	5.94E-13
n2	20.418	0.004804	0.000001781	-1.8E-09	3.149E-13
o2	20.418	0.0124	-7.589E-06	2.5E-09	-3.09E-13
aer	20.432	0.005605	0.000001358	-1.7E-09	3.303E-13

Se calculează marimile necesare mai întâi pentru temperatura de la sfârșitul comprimării:

$$C_{v\text{aer}T_c} := 20.432 + 0.005605 \cdot T_c + 0.000001358 \cdot T_c^2 - 1.7 \cdot 10^{-9} \cdot T_c^3 + 3.303 \cdot 10^{-13} \cdot T_c^4 = 25 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{co}2T_c} := 28.134 + 0.04191 \cdot T_c + (-0.00003003) \cdot T_c^2 - (-9.97 \cdot 10^{-9}) \cdot T_c^3 + 1.235 \cdot 10^{-12} \cdot T_c^4 = 48.767 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{co}T_c} := 20.515 + 0.004757 \cdot T_c + 0.000003418 \cdot T_c^2 - 3.3 \cdot 10^{-9} \cdot T_c^3 + 6.844 \cdot 10^{-13} \cdot T_c^4 = 21 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{h}2\text{o}T_c} := 24.786 + 0.008231 \cdot T_c + 0.00000608 \cdot T_c^2 - 3.9 \cdot 10^{-9} \cdot T_c^3 + 5.94 \cdot 10^{-13} \cdot T_c^4 = 34 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{n}2T_c} := 20.418 + 0.004804 \cdot T_c + 0.000001781 \cdot T_c^2 - 1.8 \cdot 10^{-9} \cdot T_c^3 + 3.149 \cdot 10^{-13} \cdot T_c^4 = 21 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{o}2T_c} := 20.418 + 0.0124 \cdot T_c + (-7.589 \cdot 10^{-6}) \cdot T_c^2 - (-2.5 \cdot 10^{-9}) \cdot T_c^3 + (-3.09 \cdot 10^{-13}) \cdot T_c^4 = 26.832 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{v\text{amestec}T_c} := r_{\text{co}2} \cdot C_{v\text{co}2T_c} + r_{\text{co}} \cdot C_{v\text{co}T_c} + r_{\text{h}2\text{o}} \cdot C_{v\text{h}2\text{o}T_c} + r_{\text{n}2} \cdot C_{v\text{n}2T_c} = 28.25 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

Energia internă a aerului și amestecului de gaze la  $T_c$  este:

$$\text{Numarul de kilomoli de gaze arse reziduale este : } N_g := \gamma \cdot N_0 = 0.022$$

$$U_{\text{caer}T_c} := (N_0 + N_g) \cdot C_{\text{vaer}T_c} \cdot T_c = 1.043 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$U_{\text{cgaze}T_c} := (N_f + N_g) \cdot C_{\text{vamestec}T_c} \cdot T_c = 1.35 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Energia internă rezultantă este:

$$U_z := \frac{\xi \cdot Q_b}{\mu \cdot N_0 \cdot (1 + \gamma)} + \frac{U_{\text{caer}T_c} + \gamma \cdot U_{\text{cgaze}T_c}}{\mu \cdot (1 + \gamma)} = 6.88 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Elementele necesare calculului tabelar :

$$r_{\text{co}2} = 0.092 \quad r_{\text{h}2\text{o}} = 0.131$$

$$r_{\text{co}} = 0.039 \quad r_{\text{n}2} = 0.738$$

$$N_f + N_g = 0.565$$

Energia internă a aerului și amestecului de gaze la  $T_c$  este:

$$\text{Numarul de kilomoli de gaze arse reziduale este : } N_g := \gamma \cdot N_0 = 0.022$$

$$U_{\text{caer}T_c} := (N_0 + N_g) \cdot C_{\text{vaer}T_c} \cdot T_c = 1.043 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$U_{\text{cgaze}T_c} := (N_f + N_g) \cdot C_{\text{vamestec}T_c} \cdot T_c = 1.35 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Energia internă rezultantă este:

$$U_z := \frac{\xi \cdot Q_b}{\mu \cdot N_0 \cdot (1 + \gamma)} + \frac{U_{\text{caer}T_c} + \gamma \cdot U_{\text{cgaze}T_c}}{\mu \cdot (1 + \gamma)} = 6.88 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Elementele necesare calculului tabelar :

$$r_{\text{co}2} = 0.092 \quad r_{\text{h}2\text{o}} = 0.131$$

$$r_{\text{co}} = 0.039 \quad r_{\text{n}2} = 0.738$$

$$N_f + N_g = 0.565$$

Tabelul 5. Calculul tabelar necesar calculului temperaturii maxime Tz.

rco2	0.092	rh2o	0.131			
rco	0.039	rn2	0.738			
Nf+Ng	0.563					
T	Cvco2	Cvco	Cvh2o	Cvn2	Cvamested	Uz
1500	63.33244	27.66828	40.65713	27.15043125	32.26875	27250.958
1600	67.24402	27.84476	41.43884	27.35468864	32.88864	29626.09
1700	71.89175	27.9832	42.15035	27.51856629	33.53578	32097.098
1800	77.38438	28.09088	42.79177	27.64373424	34.22171	34680.276
1900	83.83357	28.17675	43.36467	27.73261829	34.95903	37395.67
2000	91.354	28.2514	43.872	27.7884	35.76144	40267.386
2100	100.0633	28.32706	44.31817	27.81501669	36.64374	43323.893
2200	110.082	28.4176	44.70901	27.81716144	37.62177	46598.328
2300	121.5337	28.53854	45.05176	27.80028309	38.71249	50128.801
2400	134.5448	28.70703	45.35509	27.77058624	39.93391	53958.695
2500	149.2449	28.94188	45.62913	27.73503125	41.30514	58136.979
2600	165.7665	29.26352	45.88537	27.70133424	42.84636	62718.502
2700	184.2448	29.69404	46.1368	27.67796709	44.57885	67764.305
2800	204.8183	30.25718	46.39777	27.67415744	46.52495	73341.923
2900	227.6282	30.97829	46.68409	27.69988869	48.70808	79525.69
3000	252.819	31.8844	47.013	27.7659	51.15278	86397.04
3100	280.5378	33.00416	47.40315	27.88368629	53.88461	94044.816
3200	310.9349	34.36786	47.87461	28.06549824	56.93027	102565.57
3300	344.1634	36.00745	48.44891	28.32434229	60.3175	112063.88
3400	380.3796	37.95652	49.14896	28.67398064	64.07514	122652.63

Incadrand Uz calculat intre valorile apropiate din table rezulta doua temperaturi, T1 si T2

$$T_{z1} := 2700 \text{ K} \quad U_{z1} := 67764.3$$

$$T_{z2} := 2800 \text{ K} \quad U_{z2} := 73341.923$$

$$T_z := T_{z1} + (U_z - U_{z1}) \cdot \frac{T_{z2} - T_{z1}}{U_{z2} - U_{z1}} = 2.719 \times 10^3 \text{ K}$$

Coefficientul de crestere a presiunii in timpul arderii:

$$\lambda_p := \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} = 3.725$$

$$p_z := \lambda_p \cdot p_c = 1.116 \times 10^7 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \text{Pentru MAS } p_z \text{ se incadreaza intre 35 bar - 130 bar, pentru MAC } > 130 \text{ bar}$$

Gradul de destindere prealabila ales:

$$\rho := 1$$

Pentru calculul aplicat motorului cu aprindere prin comprimare se calculeaza entalpia Iz:

$$\lambda_{pdiesel} := 1.52 \quad \text{Coefficientul de crestere a presiunii in timpul arderii, se alege din date statistice si este situat intre [1.5-2]}$$

$$R_m := 8.314$$

$$I_z := 1.05 \left[ \frac{\xi \cdot Q_m}{\mu \cdot N_0 \cdot (1 + \gamma)} + \frac{U_{caer} T_c + \gamma \cdot U_{cgaze} T_c}{\mu \cdot (1 + \gamma)} + \frac{R_m \cdot \lambda_{pdiesel} \cdot T_c}{\mu} \right] = 7.714 \times 10^4$$

## 1.4 Procesul de destindere

$$m_d := 1.34$$

$$p_b := p_z \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{m_d} = 5.464 \times 10^5 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$T_b := T_z \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{m_d - 1} = 1.264 \times 10^3 \quad \text{K}$$



Tabelul 6. Parametrii necesari calculului procesului de destindere. [1]

Tip motor	md	pb[bar]	Tb[K]
MAS	1.25 - 1.35	3...6	1200...1700
MAC	1.2 - 1.3	2.5...6	1000...1200

### 1.5 Calculul mărimilor caracteristice ale ciclului de referință

Presiunea medie indicata a ciclului de referinta:

$$\varphi_p := 0.3 \quad \varphi_p \text{ are valori intre } [0.2 - 0.4]$$

$$p'_i := \frac{p_a \cdot \varepsilon^{m_c}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda_p \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{m_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{m_d - 1} \right] - \frac{1}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m_c - 1}} \right) \right] - \varphi_p \cdot (p_g - p_a) = 1.503 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$R_m := 8314$$

$$\eta'_i := R_m \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p'_i}{p_s} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{N_0 \cdot T_s}{H_{ib}} = 0.336$$

### 1.6 Calculul mărimilor caracteristice ale ciclului real

Presiunea medie indicata a ciclului real:

$$\eta_d := 0.95 \quad \eta_d \text{ este coeficientul de plenitudine al diamei indicate si are valori intre } [0.92-0.97]$$

$$p_i := \eta_d \cdot p'_i = 1.428 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Randamentul indicat:

$$\eta_i := \eta_d \cdot \eta'_i = 0.319 \quad \text{Are valori intre } [0.26 - 0.35] \text{ la MAS } [0.37 - 0.48] \text{ la MAC}$$

Consumul specific indicat de combustibil:

$$C_i := \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot H_{ib}} = 259.284 \quad \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

## 1.7 Mărimi efective

Presiunea medie efectivă:

$$\eta_m := 0.91 \quad \text{Randamentul mecanic al motorului care are valori între 0.85-0.95}$$

$$P_e := \eta_m \cdot P_i = 1.299 \times 10^6 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Randamentul efectiv:  $\eta_e := \eta_m \cdot \eta_i = 0.29$  Are valori între : 0.25-0.32 pt MAS 0.32-0.41 MAC

Consumul specific efectiv:

$$C_e := \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot H_{ib}} = 284.927 \quad \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad \text{Are valori între 235-325 pt MAS 200 - 270 pt MAC}$$

## 1.8 Calculul dimensiunilor fundamentale ale motorului

$$V_s := \frac{30 \cdot 4 \cdot P_e}{p_e \cdot 10^{-6} \cdot i \cdot n} = 0.446 \quad \text{l cilindreea unitara}$$

$$V_t := i \cdot V_s = 1.782 \quad \text{l cilindreea totala}$$

Alezajul cilindrului:

$$\psi := 1.065 \quad \text{raportul cursa/diametru, are valori între 0.6-1.3 MAS 1 - 1.5 MAC}$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 4 \cdot P_e}{\pi \cdot \psi \cdot p_e \cdot 10^{-6} \cdot i \cdot n}} \cdot 100 = 81.066 \text{ mm}$$

$$S := \psi \cdot D = 86.335 \text{ mm}$$

## Capitolul II. Bilanțul energetic al motorului de proiectat

Bilanțul energetic reprezintă repartizarea căldurii disponibile prin arderea combustibilului în schimburile energetice ale fluidului motor cu exteriorul, într-un interval de timp precizat. Bilanțul energetic servește pentru evaluarea diferitelor pierderi și pentru determinarea cantității de căldură evacuată prin sistemul de răcire, fiind necesară pentru dimensionarea acestui sistem.

Ecuatia de bilant:  $Q = Q_e + Q_r + Q_g + \Delta Q_{inc} + Q_{rez}$

$Q$  - caldura disponibila

$Q_e$  - caldura transformata in lucru mecanic efectiv

$Q_r$  - caldura evacuata prin sistemul de racire

$Q_g$  - caldura continuta in gazele de evacuare sub forma de energie chimica si care se evacueaza in exterior

$\Delta Q_{inc}$  - caldura din gazele de evacuare datorata arderii incomplete

Scrisa procentual ecuatia devine:  $100 = q_e + q_r + q_g + \Delta q_{inc} + q_{rez} [\%]$

$$\text{Caldura disponibila: } Q := C_e \cdot P_e \cdot H_{ib} \cdot 10^{-3} = 1.364 \times 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$\text{Caldura transformata in lucru mecanic efectiv: } Q_e := 3600 \cdot P_e = 3.96 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$Q_{me} := \eta_e \cdot Q = 3.96 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Caldura evacuata prin sistemul de racire:

$$Q_r := 0.3972 \cdot i \cdot (D-0.1)^{1.73} \cdot (S-0.1)^{0.575} \cdot n^{0.71} \cdot \left(1 + 1.5 \cdot \frac{S-0.1}{D-0.1}\right) \cdot (\varepsilon - 1)^{-0.286} = 1.34 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

$$\text{MAC } Q_{rm} := 0.2666 \cdot i \cdot (D-0.1)^{1.73} \cdot (S-0.1)^{0.575} \cdot n^{0.71} \cdot \left(1 + 1.5 \cdot \frac{S-0.1}{D-0.1}\right) \cdot (\varepsilon - 1)^{-0.286} = 8.994 \times 10^4$$

$$T_{ev} := T_b \cdot \left( \frac{p_s}{p_b} \right)^{\frac{m_d - 1}{m_d}} = 933.178 \text{ K}$$

$$T_{mev} := \frac{T_b + T_{ev}}{2} = 1.099 \times 10^3 \text{ K}$$

$$T_{ms} := \frac{T_s + T'_s}{2} = 370.277 \text{ K}$$

$$C_{vaerTmev} := 20.432 + 0.005605 \cdot T_{mev} + 0.000001358 \cdot T_{mev}^2 - 1.7 \cdot 10^{-9} \cdot T_{mev}^3 + 3.303 \cdot 10^{-13} \cdot T_{mev}^4 = 26.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vco2Tmev} := 28.134 + 0.04191 \cdot T_{mev} + (-0.00003003) \cdot T_{mev}^2 - (-9.97 \cdot 10^{-9}) \cdot T_{mev}^3 + 1.235 \cdot 10^{-12} \cdot T_{mev}^4 = 52.955 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vcoTmev} := 20.515 + 0.004757 \cdot T_{mev} + 0.000003418 \cdot T_{mev}^2 - 3.3 \cdot 10^{-9} \cdot T_{mev}^3 + 6.844 \cdot 10^{-13} \cdot T_{mev}^4 = 26.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vh2oTmev} := 24.786 + 0.008231 \cdot T_{mev} + 0.00000608 \cdot T_{mev}^2 - 3.9 \cdot 10^{-9} \cdot T_{mev}^3 + 5.94 \cdot 10^{-13} \cdot T_{mev}^4 = 36.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vn2Tmev} := 20.418 + 0.004804 \cdot T_{mev} + 0.000001781 \cdot T_{mev}^2 - 1.8 \cdot 10^{-9} \cdot T_{mev}^3 + 3.149 \cdot 10^{-13} \cdot T_{mev}^4 = 25.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vo2Tmev} := 20.418 + 0.0124 \cdot T_{mev} + (-7.589 \cdot 10^{-6}) \cdot T_{mev}^2 - (-2.5 \cdot 10^{-9}) \cdot T_{mev}^3 + (-3.09 \cdot 10^{-13}) \cdot T_{mev}^4 = 27.747$$

$$C_{pco2Tmev} := 8.314 + C_{vco2Tmev} = 61.269$$

$$C_{pcoTmev} := 8.314 + C_{vcoTmev} = 34.803$$

$$C_{ph2oTmev} := 8.314 + C_{vh2oTmev} = 45.177$$

$$C_{pn2Tmev} := 8.314 + C_{vn2Tmev} = 34.232$$

$$C_{pamestec} := r_{co2} \cdot C_{pco2Tmev} + r_{co} \cdot C_{pcoTmev} + r_{h2o} \cdot C_{ph2oTmev} + r_{n2} \cdot C_{pn2Tmev} = 38.168$$

$$I_{gTmev} := C_{pamestec} \cdot T_{mev} = 4.194 \times 10^4 \text{ kJ}$$

$$C_{vaerTms} := 20.432 + 0.005605 \cdot T_{ms} + 0.000001358 \cdot T_{ms}^2 - 1.7 \cdot 10^{-9} \cdot T_{ms}^3 + 3.303 \cdot 10^{-13} \cdot T_{ms}^4 = 22.613 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vco2Tms} := 28.134 + 0.04191 \cdot T_{ms} + (-0.00003003) \cdot T_{ms}^2 - (-9.97 \cdot 10^{-9}) \cdot T_{ms}^3 + 1.235 \cdot 10^{-12} \cdot T_{ms}^4 = 40.064 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vcoTms} := 20.515 + 0.004757 \cdot T_{ms} + 0.000003418 \cdot T_{ms}^2 - 3.3 \cdot 10^{-9} \cdot T_{ms}^3 + 6.844 \cdot 10^{-13} \cdot T_{ms}^4 = 22.59 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$



$$C_{vh2oTms} := 24.786 + 0.008231 \cdot T_{ms} + 0.00000608 \cdot T_{ms}^2 - 3.9 \cdot 10^{-9} \cdot T_{ms}^3 + 5.94 \cdot 10^{-13} \cdot T_{ms}^4 = 28.481 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vn2Tms} := 20.418 + 0.004804 \cdot T_{ms} + 0.000001781 \cdot T_{ms}^2 - 1.8 \cdot 10^{-9} \cdot T_{ms}^3 + 3.149 \cdot 10^{-13} \cdot T_{ms}^4 = 22.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{vo2Tms} := 20.418 + 0.0124 \cdot T_{ms} + (-7.589 \cdot 10^{-6}) \cdot T_{ms}^2 - (-2.5 \cdot 10^{-9}) \cdot T_{ms}^3 + (-3.09 \cdot 10^{-13}) \cdot T_{ms}^4 = 24.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{pco2Tms} := 8.314 + C_{vco2Tms} = 48.378$$

$$C_{pcoTms} := 8.314 + C_{vcoTms} = 30.904 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{ph2oTms} := 8.314 + C_{vh2oTms} = 36.795 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{pn2Tms} := 8.314 + C_{vn2Tms} = 30.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$C_{pamestecs} := 8.314 + C_{vaerTms} = 30.927 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$I_g T_{ms} := C_{pamestecs} \cdot T_{ms} = 1.145 \times 10^4 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$Q_g := (N_f \cdot I_g T_{mev} - N_0 \cdot I_g T_{ms}) \cdot C_e \cdot P_e \cdot 10^{-3} = 5.467 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta Q_{inc} := 119538 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_1 \cdot C_e \cdot P_e \cdot 10^{-3} = 1.901 \times 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$q_e := \frac{Q_e}{Q} \cdot 100 = 29.026 \%$$

$$q_r := \frac{Q_r}{Q} \cdot 100 = 9.821 \%$$

$$q_g := \frac{Q_g}{Q} \cdot 100 = 40.072 \%$$

$$\Delta q_{inc} := \frac{\Delta Q_{inc}}{Q} \cdot 100 = 13.932 \%$$

$$q_{rez} := 100 - q_e - q_r - q_g - \Delta q_{inc} = 7.148 \%$$

Tabelul 7. Limitele căldurilor procentuale. [1]

	MAS si MAC
qe	22...45
qr	15...35
qg	25...50
qinc	0...5
qrez	2...10

## Capitolul III. Modelarea proceselor termo-gazodinamice din cilindrul motorului

### 3.1. Model termodinamic unizonal

Ipoteza generală a acestor modele este aceea că încărcătura din cilindrul este considerată un amestec de gaze perfecte omogen chimic și termic [2]. Jetul de combustibil injectat în camera de ardere este vaporizat instantaneu și modifică atât energia internă a amestecului de gaze, cât și coeficientul de exces de aer [2]. O altă ipoteză a acestui model este că arderea combustibilului se asimilează cu legi formale tip Vibe. Calculul a fost realizat prin metoda iterativă, împărțindu-se ciclul motor în intervale de dimensiune cunoscută (1 grad RAC), apoi pe fiecare interval în parte calculându-se mărimile de stare. Ecuațiile prin care se determină parametrii de stare sunt explicitate în subcapitolele ce urmează pentru fiecare proces termodinamic.

#### 3.1.1. Procesele de schimb de gaze pentru un model unizonal

Pentru a putea calcula procesele de schimb de gaze ale unui astfel de model termodinamic trebuie să cunoaștem parametri de stare ai gazului din interiorul cilindrului în momentul deschiderii supapei de evacuare. Acești parametri pot fi determinați făcând un calcul aproximativ al ciclului motor, iar apoi prin iterații vor fi determinați parametrii de stare finali din momentul deschiderii supapei de evacuare (DSE). Parametrii inițiali sunt:

$$p_{DSE} = p_z \left( \frac{V_z}{V_{DSE}} \right)^{m_d},$$

$$T_{DSE} = T_z \left( \frac{V_z}{V_{DSE}} \right)^{m_d-1}$$

$$V_{DSE} = V_s \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + 0,5 \left[ (1 - \cos \alpha_{DSE}) + \frac{\Lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha_{DSE}) \right] \right\}$$

Cu indicele z s-au notat valorile presiunii și temperaturii maxime pe ciclu,  $V_s$  – cilindreea unitară,  $m_d$  – exponentul politropic al destinderii,  $\Lambda$  – raportul dintre raza manivelei și lungime bielei,  $\varepsilon$  – raport de comprimare;  $p_{DSE}$ - presiunea din momentul deschiderii supapei de evacuare;  $T_{DSE}$ - temperatura gazelor din cilindru în momentul deschiderii supapei de evacuare;  $V_{DSE}$ - volumul cilindrului în momentul deschiderii supapei de evacuare;  $\alpha_{DSE}$ - unghiul de rotație al arborelui cotit în momentul deschiderii supapei de evacuare;  $m_d$ - exponentul politropic al procesului de destindere.

Numărul de moli de gaz din cilindru din momentul deschiderii supapei de evacuare  $N_c$  este obținut din ecuația de stare:

$$N_c = \frac{p_{DSE} \cdot V_{DSE}}{R_M \cdot T_{DSE}},$$

unde  $R_M$  este constanta universală a gazelor perfecte.

Viteza medie de curgere prin canalul de evacuare  $w_e$  rezultă din ecuația de continuitate:

$$w_e = \frac{180}{a_E} \frac{D^2}{d_{oE}^2 - \delta_E^2} \eta_V \mu w_{pm},$$

$$p_E = p_0 + \frac{\rho_E}{2} w_e^2,$$

Viteza medie de curgere prin canalul de admisie și presiunea de admisie sunt: [2]

$$w_a = \frac{180}{a_A} \frac{D^2}{d_{0A}^2 - \delta_A^2} \eta_v \mu w_{pm}, \quad p_A = p_0 - \frac{\rho_0}{2} w_a^2,$$

- $\mu$  este coeficientul de debit al secțiunii;
- $w_e$  este viteza medie de curgere prin canalul de evacuare, în m/s;
- $w_a$  este viteza medie de curgere prin canalul de admisie, în m/s;
- $w_{pm}$  este viteza medie a pistonului în m/s;
- $\rho_0$  este densitatea aerului, în kg/m<sup>3</sup>;
- $\rho_E$  este densitatea gazelor din cilindru, în kg/m<sup>3</sup>;
- $\eta_v$  este coeficientul de umplere;
- $D$  este alezajul cilindrului, în m;
- $d_0$  este diametrul canalului de curgere; în m, indicele "A" pentru supapa de admisie, indicele "E" pentru supapa de evacuare
- $\delta$  este diametrul tijei supapei, în m, indicele "A" pentru supapa de admisie, indicele "E" pentru supapa de evacuare;
- $p_0$  este presiunea atmosferică, în N/m<sup>2</sup>;
- $p_E$  este presiunea din colectorul de evacuare, în N/m<sup>2</sup>;
- $p_A$  este presiunea din colectorul de admisie, în N/m<sup>2</sup>;
- $a_A$  este avansul la deschiderea supapei de admisie, în °RAC;
- $a_E$  este avansul la deschiderea supapei de evacuare, în °RAC.

Se consideră curgere directă în colectorul de evacuare atunci când gazele curg dinspre cilindru spre exterior, iar în cazul admisiei atunci când aerul curge dinspre exterior spre cilindru. În caz contrar se consideră curgere inversă. Figura 4.1 exemplifică acest lucru:

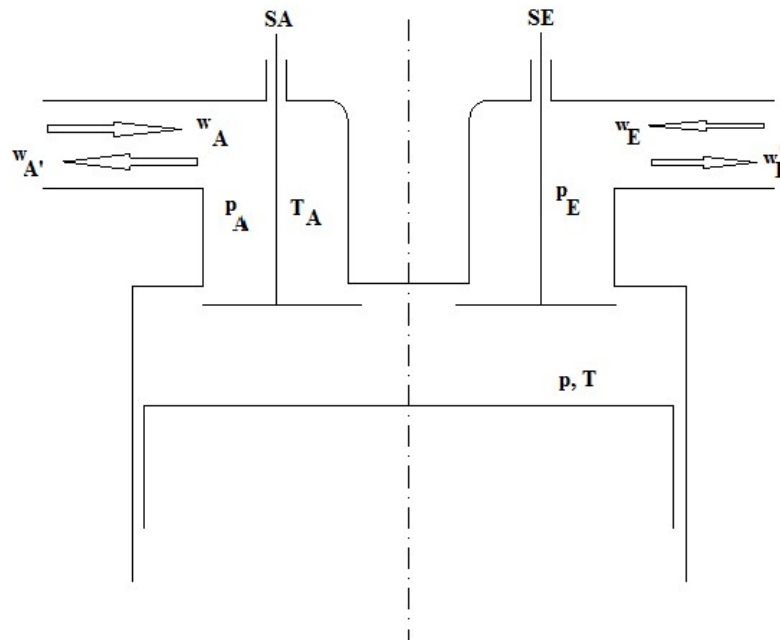


Fig. 3.1. Curgerea în colectoare directă și inversă, prelucrat după [2].

Numărul de moli de substanță  $dN$  care curge prin colector este:

$$dN = \frac{1}{M_g} \mu w A \rho \frac{d\alpha}{6n}, \quad \text{kmol}$$

unde:

- $M_g$  este masa molară a gazelor, în kg/kmol;
- $\mu$  este coeficientul de debit al secțiunii;
- $w$  este viteza de curgere a gazelor, în m/s;
- $\rho$  este densitatea fluidului motor, în kg/m<sup>3</sup>;
- $A$  este aria secțiunii de curgere, în m<sup>2</sup>;