

## Capitolul 6

# COMPRESOARE CU PISTON

Compressoarele, ca și ventilatoarele și suflantele, sunt mașini termice consumatoare de lucru mecanic care au rolul de a ridica presiunea (de a comprima) și de a transporta gazele și vaporii.

Raportul dintre presiunea de refulare și cea de aspirație se numește *raport de comprimare* sau *grad de comprimare*:

$$\pi = \frac{P_{ref}}{P_{asp}} \quad [-]$$

Gradul de comprimare diferă în funcție de tipul mașinii termice astfel:

- pentru ventilatoare,  $1,01 \leq \pi < 1,02$
- pentru suflante,  $1,02 \leq \pi < 3,5$
- pentru compresoare,  $3,5 \leq \pi < 100$
- pentru hipercompresoare,  $100 \leq \pi < 500$

După principiul de funcționare, compresoarele se clasifică în compresoare volumice și compresoare dinamice.

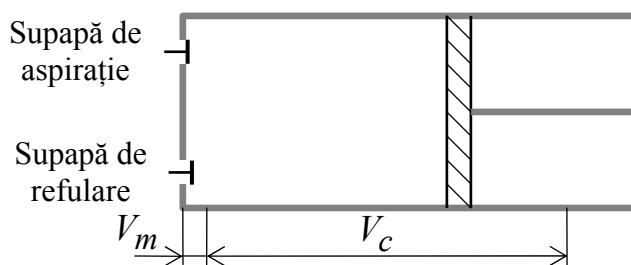
**Compressoarele volumice** realizează comprimarea prin micșorarea volumului ocupat de gaz până la atingerea presiunii de refulare, după care, gazul este evacuat. Compressoarele volumice pot fi cu piston, rotative sau elicoidale.

**Compressoarele dinamice** realizează comprimarea în două etape: mai întâi are loc creșterea energiei cinetice într-un rotor cu palete și apoi aceasta este transformată în energie potențială de presiune. Compressoarele dinamice pot fi centrifugale sau axiale.

În funcție de regimul de lucru, compresoarele pot funcționa discontinuu (cele cu piston) sau continuu (cele rotative, centrifugale sau axiale).

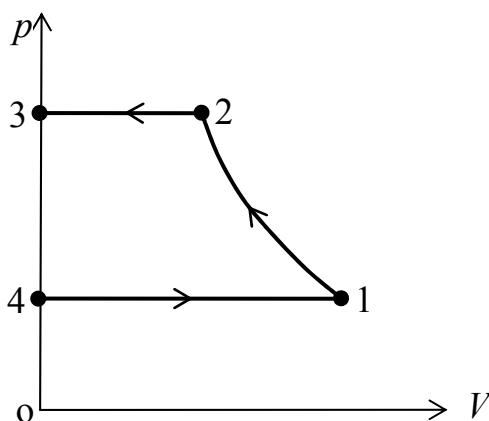
**Compressorul teoretic cu piston** este alcătuit dintr-un cilindru prevăzut cu supape de aspirație și refulare, în interiorul căruia se deplasează rectiliniu un piston în următoarele ipoteze simplificatoare:

- nu există frecare între piston și cilindru;
- inerția pistonului este nulă;
- volumul spațiului mort,  $V_m$ , necesar montării și funcționării supapelor, se neglijează astfel încât volumul de gaz aspirat este egal cu cilindrul,  $V_c$ ;
- presiunea gazului rămâne constantă în procesele de aspirație și de refulare.



**Fig. 6.1:** Schema compressorului cu piston

Funcționarea compressorului teoretic cu piston este ciclică și cuprinde următoarele procese: comprimare, refulare izobară, destindere convențională izocoră și aspirație izobară.



**Fig. 6.2:** Reprezentarea ciclului în diagrama  $p$ - $V$

Lucrul mecanic consumat pe ciclu va fi:

$$L_c = L_{12} + L_{23} + L_{34} + L_{41} \quad [\text{J}]$$

$$L_{12} = \int_1^2 p dV \quad [\text{J}]$$

$$L_{23} = p_2 (V_3 - V_2) = -p_2 V_2 \quad [\text{J}]$$

$$L_{34} = 0 \quad [\text{J}]$$

$$L_{41} = p_1 (V_1 - V_4) = p_1 V_1 \quad [\text{J}]$$

Rezultă că:

$$L_c = \int_1^2 p dV + p_1 V_1 - p_2 V_2 \quad [\text{J}]$$

În cazul unei comprimări izoterme,  $T_2 = T_1$  și  $p_1 V_1 = p_2 V_2$ , se obține:

$$L_c = \int_1^2 p dV = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = p_1 V_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = m R T_1 \ln \pi^{-1} \quad [\text{J}]$$

În cazul unei comprimări adiabatice,  $T_2 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ , avem:

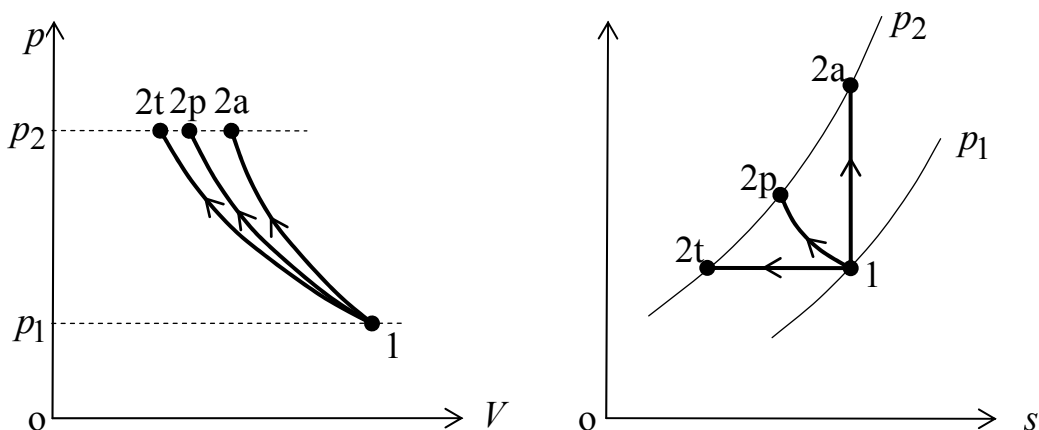
$$L_c = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{\kappa - 1} + p_1 V_1 - p_2 V_2 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) \quad [\text{J}]$$

$$L_c = \frac{\kappa}{\kappa - 1} m R (T_1 - T_2) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left( 1 - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad [\text{J}]$$

În cazul unei comprimări politropice,  $T_2 = T_1 \pi^{\frac{n-1}{n}}$ , rezultă:

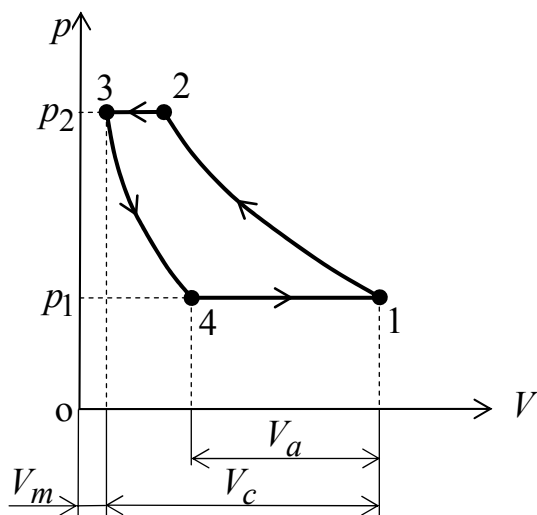
$$L_c = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{n - 1} + p_1 V_1 - p_2 V_2 = \frac{n}{n - 1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) \quad [\text{J}]$$

$$L_c = \frac{n}{n - 1} m R (T_1 - T_2) = \frac{n}{n - 1} p_1 V_1 \left( 1 - \pi^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad [\text{J}]$$



**Fig. 6.3:** *Reprezentarea procesului de comprimare în diagramele p-V și T-s*

**Compressorul tehnic cu piston**, se deosebește de cel teoretic prin faptul că nu se mai neglijează spațiul mort, rezultând o cursă mai scurtă a pistonului și umplerea cilindrului cu o cantitate mai mică de gaz. Ciclul de funcționare cuprinde următoarele procese: comprimare politropică, refulare izobară, destindere politropică și aspirație izobară.



**Fig. 6.4:** *Reprezentarea ciclului compresorului tehnic cu piston în diagrama p-V*

În afară de gradul de comprimare, compresorul tehnic cu piston este caracterizat de următorii **coeficienți energetici** sau **parametrii raportați**:

**Coefficientul spațiului mort** este raportul dintre volumul spațiului mort și volumul activ al cilindrului (cilindreea):

$$\varepsilon = \frac{V_m}{V_c} = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad [-]$$

**Coefficientul volumic** sau **gradul de umplere** este raportul dintre volumul aspirat și volumul activ al cilindrului:

$$\mu = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \cdot \frac{V_1 - V_4}{V_3} = \varepsilon \left( \frac{V_1}{V_3} - \frac{V_4}{V_3} \right) \quad [-]$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \frac{V_1 - V_3 + V_3}{V_3} = \frac{V_1 - V_3}{V_3} + 1 = \frac{1}{\varepsilon} + 1$$

Având în vedere că procesul de destindere este politropic, rezultă:

$$p_3 V_3^n = p_4 V_4^n$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{1/n} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = \pi^{1/n}$$

Rezultă o relație între coeficienții energetici definiți anterior:

$$\mu = \varepsilon \left( \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \pi^{1/n} \right) = 1 + \varepsilon - \varepsilon \pi^{1/n}$$

$$\mu = 1 - \varepsilon \left( \pi^{1/n} - 1 \right)$$

**Remarcă:** Gradul de umplere scade odată cu creșterea raportului de comprimare.

Raportul de comprimare atinge valoarea maximă atunci când gradul de umplere devine zero, caz în care atât volumul de gaz aspirat cât și cel refulat se anulează.

$$1 - \varepsilon \left( \pi_{\max}^{1/n} - 1 \right) = 0$$

$$\pi_{\max} = \left(\frac{1 + \varepsilon}{\varepsilon}\right)^n$$

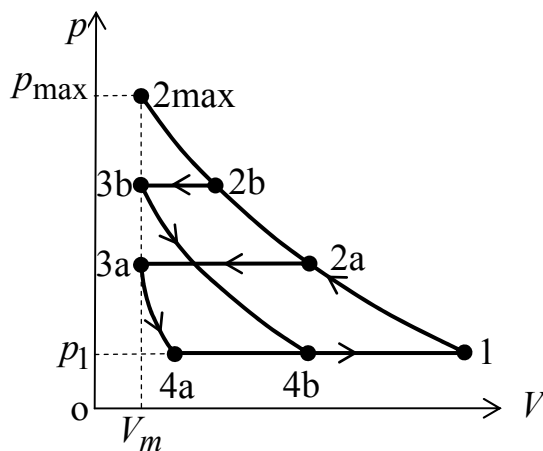


Fig. 6.5: Presiunea maximă de refulare

Lucrul mecanic consumat pe ciclu va fi:

$$L_c = L_{12} + L_{23} + L_{34} + L_{41} \quad [\text{J}]$$

$$L_c = \int_1^2 p dV + p_2 (V_3 - V_2) + \int_3^4 p dV + p_1 (V_1 - V_4) \quad [\text{J}]$$

**Notă:** Ambele procese politropice (de comprimare și de destindere) se consideră ca având același exponent politropic  $n$ .

$$L_c = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{n-1} + p_2 (V_3 - V_2) + \frac{p_3 V_3 - p_4 V_4}{n-1} + p_1 (V_1 - V_4)$$

Deoarece  $p_3 = p_2$  și  $p_4 = p_1$ , rezultă:

$$L_c = \frac{n}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2 + p_2 V_3 - p_1 V_4) \quad [\text{J}]$$

$$L_c = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left(1 - \pi^{\frac{n-1}{n}}\right) - \frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left(1 - \pi^{\frac{n-1}{n}}\right) \quad [\text{J}]$$

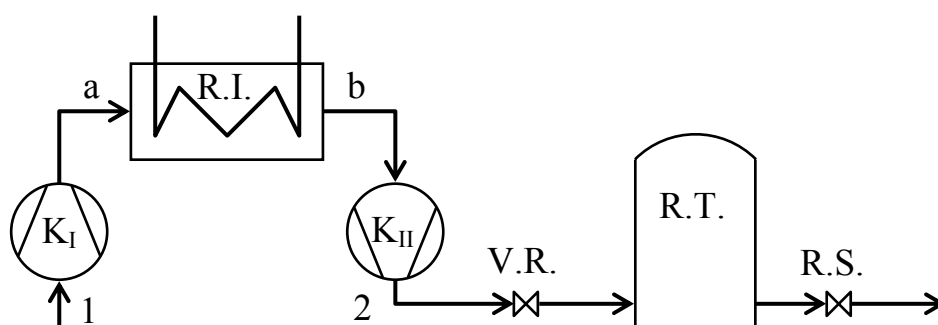
$$L_c = \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left(1 - \pi^{\frac{n-1}{n}}\right) \quad [\text{J}]$$

**Remarcă:** Compressorul tehnic consumă un lucru mecanic mai mic decât compressorul teoretic echivalent, dar și volumul aspirat de gaz este mai mic. Pentru volume aspirate egale, lucrurile mecanice consumate sunt egale. Existența spațiului mort reduce volumul de gaz aspirat dar nu mărește lucrul mecanic consumat pentru comprimare.

**Compressorul multietajat** funcționează în mai multe trepte, cu răcire intermediară a gazului, obținând astfel presiuni de refulare ridicate și eliminând următoarelor dezavantaje ale compressorului într-o treaptă:

- temperatura gazului refulat este limitată de temperatura maximă admisă a uleiului de ungere;
- temperatura ridicată impune măsuri speciale de etanșare și costuri ridicate;
- consumul de energie este mare și deci costurile de funcționare sunt ridicate.

După comprimarea în prima treaptă, gazul este răcit izobar până la temperatura de aspirație inițială și apoi comprimat în treapta a doua și stocat într-un rezervor.



**Fig. 6.6:** Schema compressorului în două trepte

$K_I$  - compresor treapta I

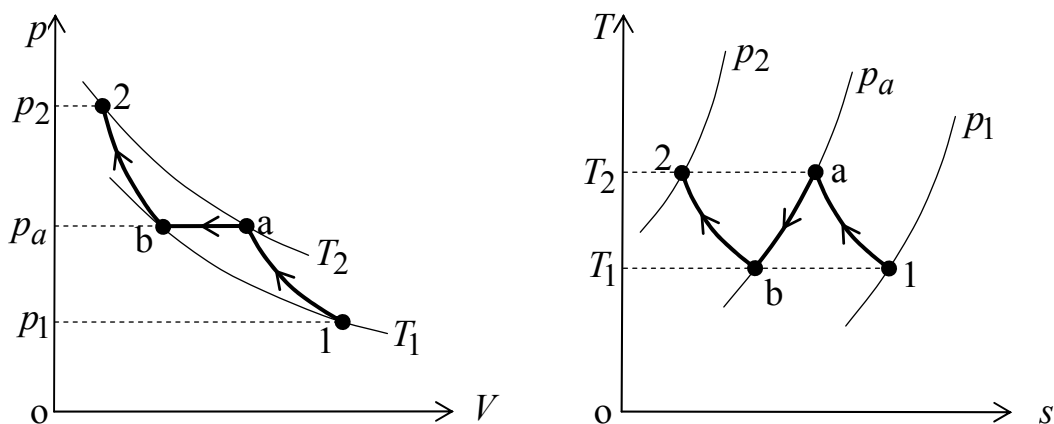
R.I. - răcitor intermediar

$K_{II}$  - compresor treapta II

V.R. - ventil de reglaj

R.T. - rezervor tampon

R.S. - robinet de serviciu



**Fig. 6.7:** Reprezentarea comprimării în două trepte în diagramele  $p$ - $V$  și  $T$ - $s$

Lucrul mecanic consumat de compresorul multietajat este dat de suma lucrurilor mecanice pe fiecare treaptă.

$$L_c = L_{cI} + L_{cII} \quad [\text{J}]$$

$$L_c = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( 1 - \pi_1^{\frac{n-1}{n}} \right) + \frac{n}{n-1} p_a V_a \left( 1 - \pi_2^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad [\text{J}]$$

Deoarece răcirea intermediară se face până la temperatura de aspirație inițială, rezultă:

$$p_1 V_1 = p_a V_a$$

și deci

$$L_c = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 2 - \left( \pi_1^{\frac{n-1}{n}} + \pi_2^{\frac{n-1}{n}} \right) \right] \quad [\text{J}]$$

**Observație:** Lucrul mecanic depinde de valoarea presiunii intermediare și este minim atunci când rapoartele de comprimare sunt egale:

$$L_c = f(p_a) \quad [\text{J}]$$

$$\pi_1 = \pi_2 \quad \rightarrow \quad \frac{p_a}{p_1} = \frac{p_2}{p_a} \quad \rightarrow \quad p_a = \sqrt{p_1 p_2}$$

**Remarcă:** În cazul în care rapoartele de comprimare sunt egale, temperatura finală de refulare este egală cu temperatura intermediară de aspirație iar lucrurile mecanice consumate în fiecare treaptă sunt egale:

$$T_2 = T_a; \quad L_{cI} = L_{cII}$$

Prin generalizare, în cazul unui compresor cu  $N$  trepte de comprimare și  $(N-1)$  răciri intermediare, având același raport de comprimare pentru toate treptele, lucrul mecanic pe ciclu va fi:

$$L_{c,N} = N L_{cI} = N \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( 1 - \pi^{\frac{n-1}{n}} \right) \quad [\text{J}]$$

**Randamentele caracteristice** ale unui compresor tehnic țin seama de consumul suplimentar de lucru mecanic care apare în funcționarea reală a acestuia. Deoarece deschiderea și închiderea supapelor nu se realizează instantaneu, acestea generează pierderi de presiune prin laminare la aspirația și refularea gazului. Datorită diferenței dintre temperatura gazului aspirat și cea a cilindrului, exponentul politropic variază pe tot parcursul comprimării și al destinderii. În plus, existența spațiului mort, a pierderilor prin neetanșeități și a frecărilor, fac ca volumul real de gaz aspirat să fie mai mic decât cel teoretic.

Randamentul unui compresor cu funcționare reală este dat de raportul dintre lucrul mecanic consumat în cazul ideal în care procesul de comprimare ar fi reversibil și cel real, atunci când comprimarea este ireversibilă:

$$\eta_{irev} = \frac{L_{12,rev}}{L_{12,irev}}$$

În funcție de valoarea exponentului politropic al comprimării, compresoarele se împart în două categorii:

- a) **compresoare răcite** ( $n < k$ ), pentru care comprimarea ideală este cea izotermă.
- b) **compresoare nerăcite** ( $n \geq k$ ), pentru care comprimarea ideală este cea adiabatică.