

# COMPRESOARE

# Introducere

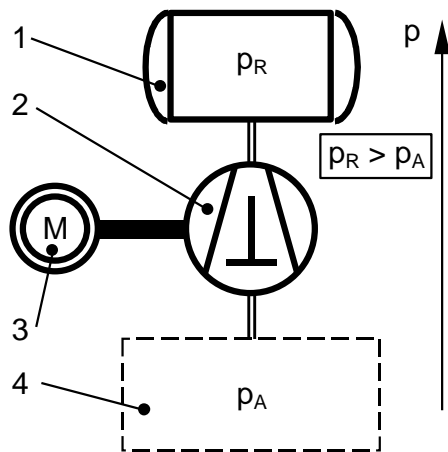
## Definiții

**Compresorul** este o mașină care servește pentru ridicarea presiunii unui gaz.

Este definit de obicei ca fiind o mașină de forță de tip generator ce are ca scop comprimarea unui agent de lucru aflat în stare gazoasă.

**Comprimarea** este definită ca fiind operațiunea de micșorare a volumului unui corp.

În același timp compresorul este considerat a fi o mașină termică pneumatică.

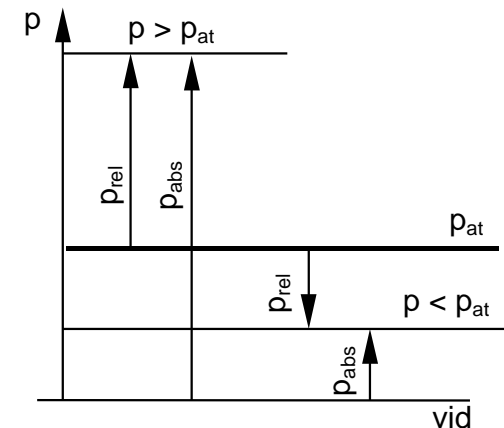


1 – rezervor tampon; 2 – compresor; 3 – motor de antrenare; 4 – spațiul din care se aspiră;  $p$  – presiunea;  $p_A$  – presiunea de aspirație;  $p_R$  – presiunea de refulare

## Presiunea

- $p = F / A$ , presiunea este raportul dintre forță și aria suprafeței pe care acționează forța
- $p = \rho g h$ , presiunea la baza unei coloane de fluid de înălțime  $h$  și masă volumică  $\rho$
- presiunea unui fluid este proporțională cu viteza medie pătratică de translație a moleculelor (de la Fizica statistică)
- presiunea totală sau de frînare este egală cu suma dintre presiunea statică și presiunea dinamică

Măsurarea presiunii: cu manometrul, vacuuumetrul, barometrul



$p$  – presiunea;  $p_{at}$  – presiunea atmosferică;  $p_{rel}$  – presiunea relativă;  $p_{abs}$  – presiunea absolută

# Introducere

## Moduri de mărire a presiunii

- mărire a numărului de molecule pe unitatea de volum – compresoare volumice
- mărire a vitezei de curgere a agentului, urmată apoi de micșorarea energiei cinetice, însoțită de mărire a presiunii – compresoare dinamice
- mărire a temperaturii agentului de lucru – compresoare termice

## Clasificare după principiul de funcționare și soluția constructivă:

- compresoare volumice
  - cu piston cu mișcare de translație
  - cu piston cu mișcare de rotație
- compresoare dinamice
  - centrifuge
  - axiale
- termocompresoare

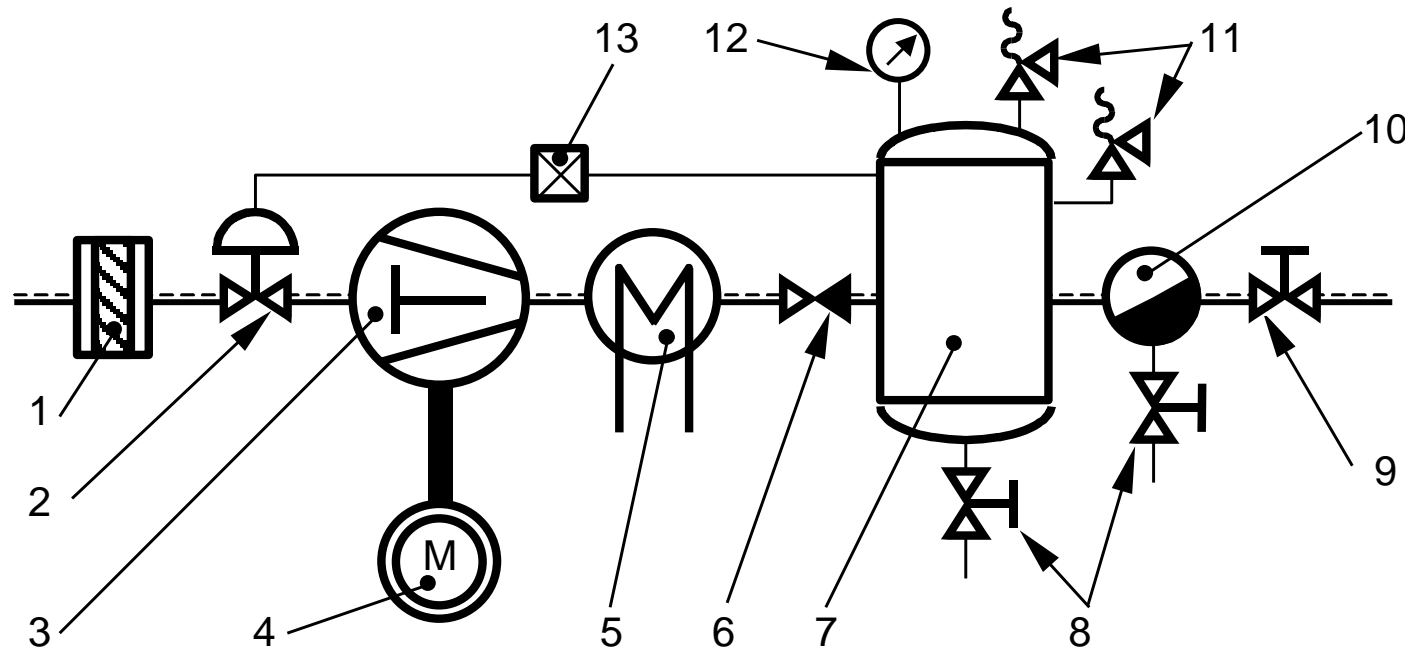
## Utilizări ale compresoarelor

- intră în componența instalațiilor cu turbină cu gaze
- la turbosufletele de supraalimentare ale motoarelor cu ardere internă
- introducerea aerului de ardere la generatoarele de abur
- comprimarea gazelor sau vaporilor în instalațiile frigorifice
- la instalațiile de ventilație, condiționare sau climatizare
- comprimarea gazelor petroliere
- tehnica vidului
- aer comprimat tehnologic (prese, scule pneumatice etc.)
- aer instrumental (acționări și automatizări pneumatice)
- transport pneumatic
- în casele oamenilor: aspirator, ventilator, uscător de păr, introducerea aerului în acvariu, umflarea roților de bicicletă, a bărcilor de cauciuc, ventilator de gaze de ardere la „centrala” de apartament, ventilatoare în calculator etc.
- multe altele

# I. Compressoare volumice

4 / 78

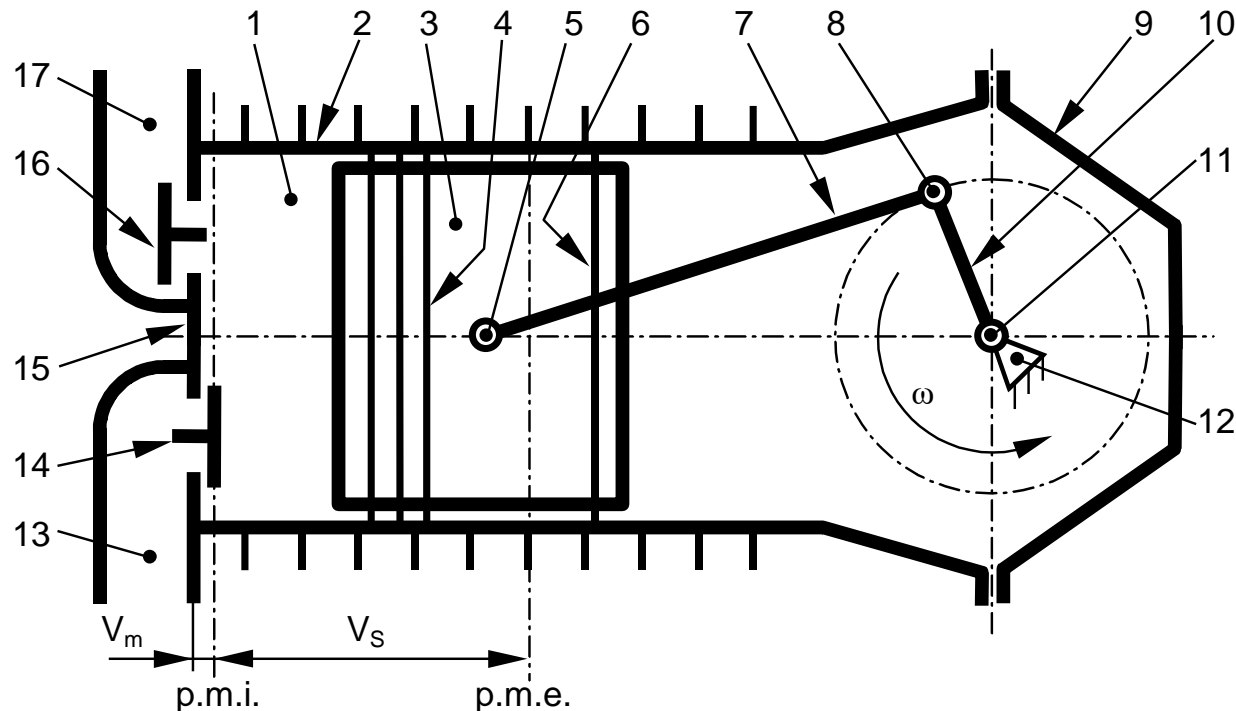
## Instalație cu compresor cu piston



**Schema de principiu a unei instalații pentru producerea aerului comprimat dotată cu compresor cu piston:** 1 – filtru de aer; 2 – dispozitiv de reglare a debitului (prin laminarea aspirației); 3 – compresor cu piston; 4 – motor de antrenare (electric sau termic); 5 – răcitor final; 6 – supapă anti-retur; 7 – rezervor tampon; 8 – robinete de drenare; 9 – robinet de separare a instalației de producere a aerului comprimat de instalația de utilizare a aerului; 10 – separator de ulei și de picături de apă; 11 – supape de siguranță; 12 – manometru; 13 – regulator de presiune.

# I. Compressoare volumice

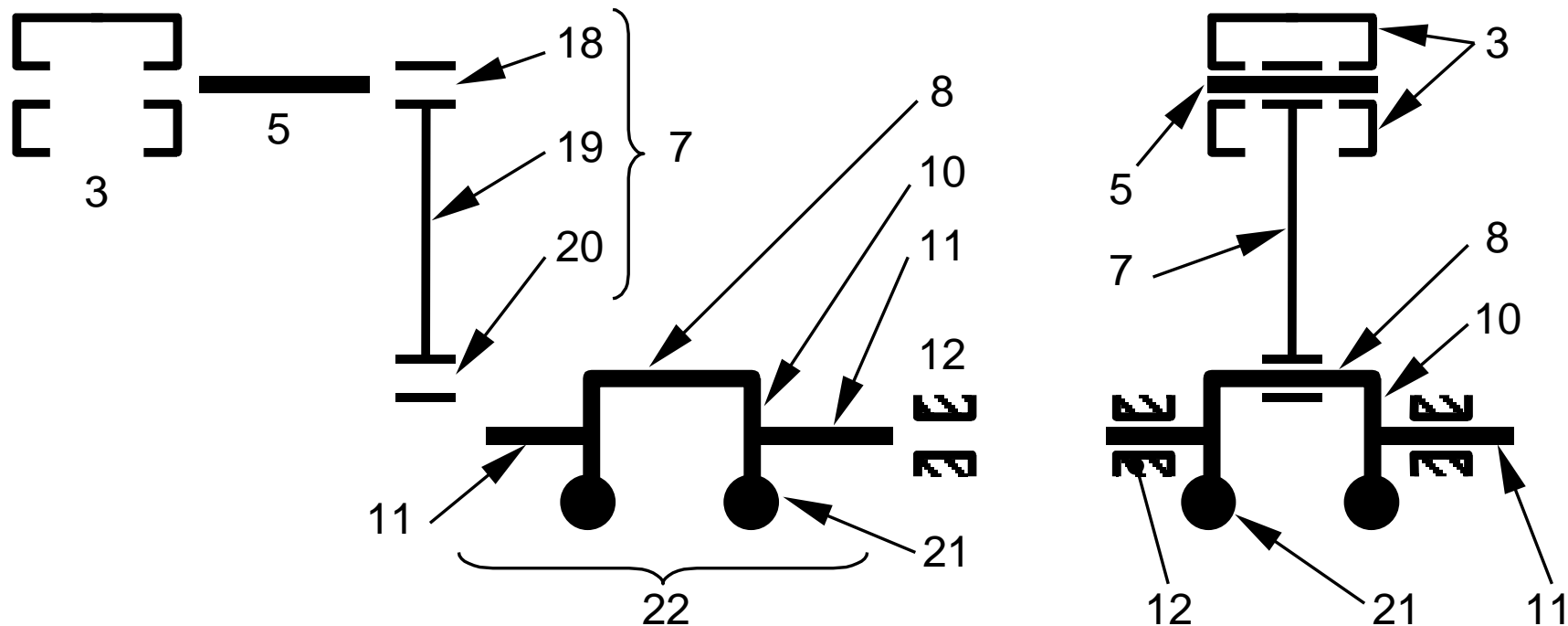
## Compressoare volumice cu piston cu mișcare de translație: Construcția unui compresor cu piston cu o treaptă



**Schema de principiu a unui compresor cu piston cu mișcare de translație:** 1 – spațiul de lucru; 2 - cilindru; 3 - piston; 4 – segment de etanșare; 5 - bolt; 6 – segment raclor; 7 – bielă; 8 – fus maneton; 9 - carter; 10 – brațul arborelui cotit; 11 – fus palier; 12 - lagăr de palier; 13 – galerie de aspirație; 14 – supapă de aspirație; 15 – chiulasă; 16 – supapă de refulare; 17 – galerie de refulare;  $V_s$  – cilindree;  $V_m$  – volumul mort; p.m.i. – punct mort interior; p.m.e. – punct mort exterior;  $\omega$  - viteza unghiulară a arborelui cotit.

# I. Compressoare volumice

Mecanismul de antrenare al compresorului cu piston cu o treaptă

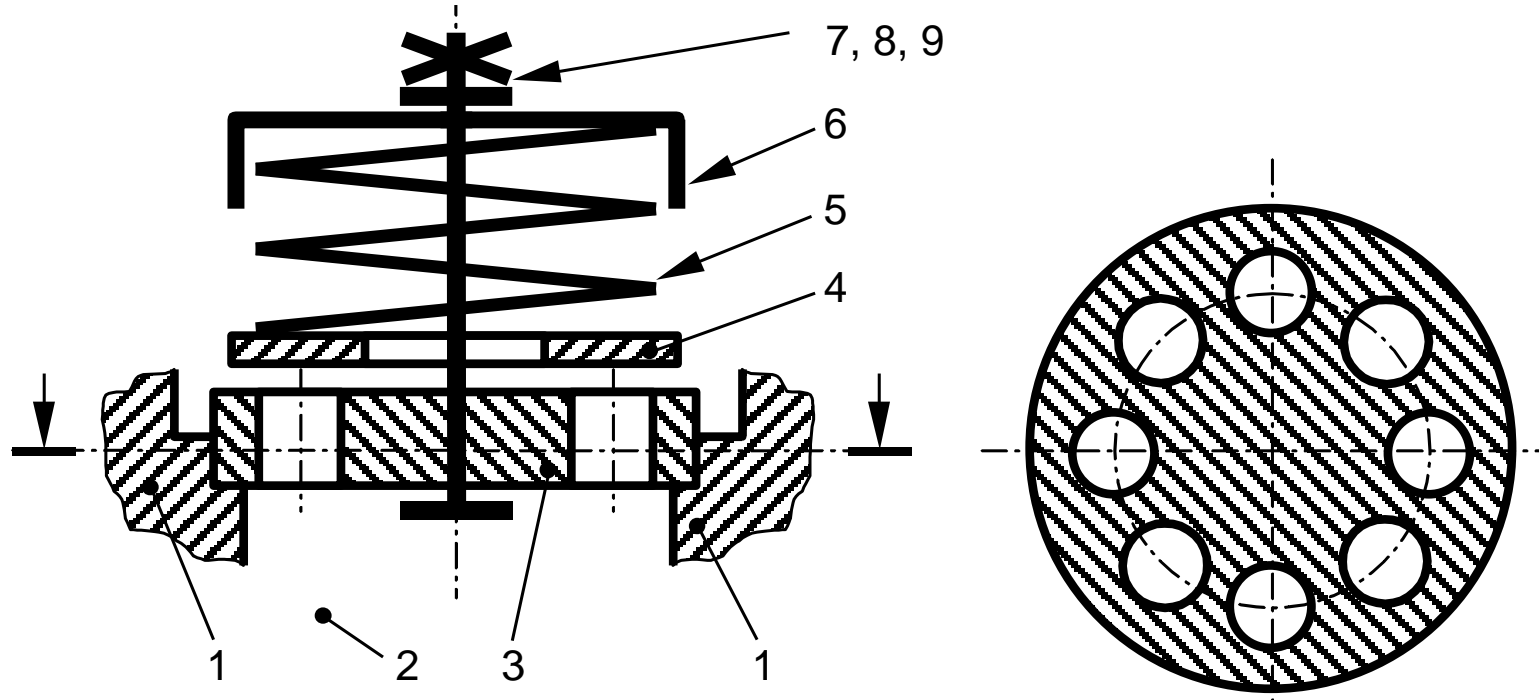


**Mecanismul de antrenare a pistonului cu mișcare de translație:** 3 - piston; 5 - bolt; 7 – bielă; 8 – fus maneton; 9 - carter; 10 – brațul arborelui cotit; 11 – fus palier; 12 - lagăr de palier; 18 – piciorul bielei; 19 – corpul bielei; 20 – capul bielei; 21 – contragreutăți de echilibrare; 22 – arbore cotit.

# I. Compressoare volumice

7 / 78

## Supapă automată de compresor cu piston



**Schema de principiu a unei supape automate pentru compresoare cu piston:** 1 - chiulasă; 2 – spațiul de lucru; 3 – scaun; 4 – supapă propriu-zisă (disc); 5 – arc elicoidal; 6 – taler-limitator de cursă; 7, 8, 9 – șurub, șaibă, piuliță crenelată.

# I. Compressoare volumice

## Modelul fizico-matematic al compresorului cu piston teoretic

Scop: obținerea unui model care să fie complet „teoretic”, model care să nu mai poată fi simplificat. Trebuie să elimine toate pierderile care apar în funcționarea reală a compresorului. Compresorul astfel obținut va consuma minimul posibil de lucru mecanic și va avea eficiența maximă. Caracteristicile obținute pot fi folosite ca termen de referință pentru compararea diverselor compresoare reale între ele.

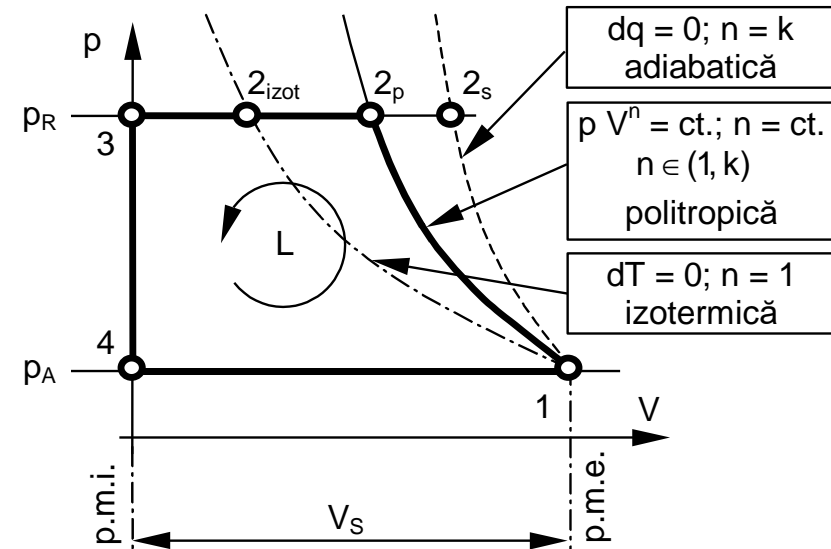
### Ipoteze

1. agentul de lucru trebuie să fie un gaz perfect
2. volumul spațiului mort este nul
3. supapele se deschid și se închid instantaneu (la diferențe nule de presiune)
4. agentul de lucru schimbă căldură cu exteriorul doar în timpul procesului de comprimare
5. pierderile de agent prin neetanșeități sînt nule
6. mecanismul de antrenare a pistonului este perfect
7. spațiile din care se aspiră și în care se refulază au dimensiuni foarte mari

### Ciclul termodinamic teoretic în diagrama p-V

Conform ipotezelor admise:

- schimburile de gaze cu exteriorul (aspirația și refularea) sînt procese izobare
- în plus, comprimarea este modelată ca o transformare simplă





# I. Compressoare volumice

## Fazele funcționale – transformările care compun ciclul termodinamic teoretic cu comprimare politropică

### Aspirație

1. începe când pistonul pleacă din p.m.i.
2. pistonul efectuează cursa între p.m.i. și p.m.e.
3. se termină când pistonul ajunge în p.m.e.
4. gazul intră în spațiul de lucru, al cărui volum crește în urma deplasării pistonului
5. supapa de aspirație se deschide în p.m.i., la diferență de presiune nulă, și rămîne deschisă
6. supapa de refulare este închisă și stă închisă
7.  $V \uparrow$ ,  $m \uparrow$ ,  $p = \text{ct.}$ ,  $T = \text{ct.}$ ,  $i = \text{ct.}$ ,  $s = \text{ct.}$

### Refulare

1. începe după deschiderea supapei de refulare; pistonul se află între p.m.e. și p.m.i.
2. pistonul face o parte din cursa între p.m.e. și p.m.i.
3. se termină când pistonul ajunge în p.m.i.
4. volumul spațiului de lucru scade în urma deplasării pistonului, presiunea gazului rămîne constantă
5. supapa de aspirație stă închisă tot timpul procesului de comprimare
6. supapa de refulare s-a deschis când în spațiul de lucru s-a atins presiunea de refulare (la diferență de presiune nulă) și apoi rămîne deschisă
7.  $V \downarrow$ ,  $m = \downarrow$ ,  $p = \text{ct.}$ ,  $T = \text{ct.}$ ,  $i = \text{ct.}$ ,  $s = \text{ct.}$

### Comprimare

1. începe când pistonul pleacă din p.m.e.
2. pistonul face o parte din cursa între p.m.e. și p.m.i.
3. se termină când presiunea din spațiul de lucru egalează presiunea de refulare, pistonul găsindu-se undeva între în p.m.i. și p.m.e.
4. volumul spațiului de lucru scade în urma deplasării pistonului, presiunea gazului crește
5. supapa de aspirație s-a închis în p.m.e. și stă închisă tot timpul procesului de comprimare
6. supapa de refulare este închisă și stă închisă
7.  $V \downarrow$ ,  $m = \text{ct.}$ ,  $p \uparrow$ ,  $T \uparrow$ ,  $i = \uparrow$ ,  $s \downarrow$

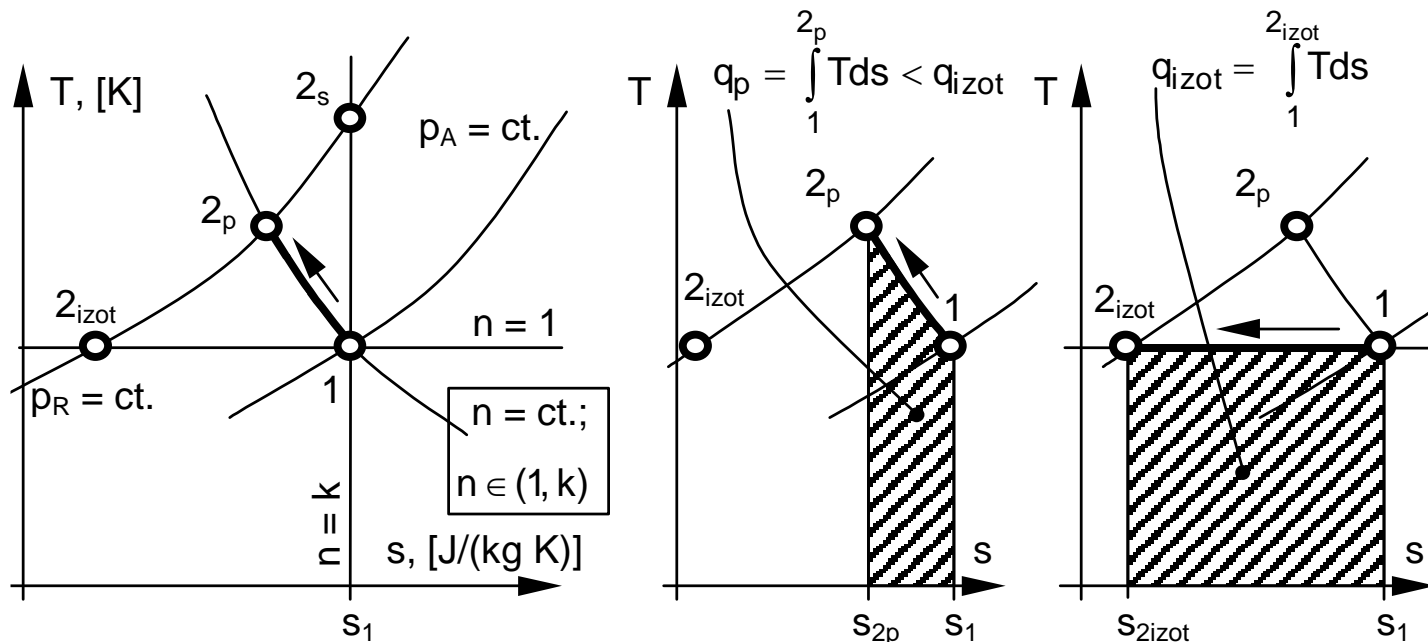
### Destindere (proces convențional)

1. începe când pistonul ajunge în p.m.i.
2. pistonul se află în p.m.i.
3. se termină când pistonul pleacă din p.m.i.
4. volumul ocupat de gaz este zero
5. supapa de aspirație este închisă
6. supapa de refulare s-a închis când pistonul a ajuns în p.m.i.
7.  $V \uparrow$ ,  $m \uparrow$ ,  $p = \text{ct.}$ ,  $T = \text{ct.}$ ,  $i = \text{ct.}$ ,  $s = \text{ct.}$

# I. Compressoare volumice

## Ciclul termodinamic teoretic reprezentat în diagrama T-s

- procesul de comprimare este 1-2; poate fi izotermic, politropic sau adiabatic
- aspirația este reprezentată de punctul 1 = 4, pentru că  $s = ct.$  și  $T = ct.$
- refularea este reprezentată de punctul 2 = 3, pentru că  $s = ct.$  și  $T = ct.$
- destinderea, proces convențional, are loc cu  $m = 0$ , la  $V = 0$ , și nu apare pe figură
- se observă ariile hașurate; procesul de comprimare izotermic schimbă cea mai multă căldură (masică), procesul politropic – mai puțină; în timpul comprimării adiabateice desigur că nu se schimbă căldură



# I. Compressoare volumice

## Lucrul mecanic total schimbat ciclic de compresorul teoretic

$$L_t = \oint p dV = \int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV + \int_3^4 p dV + \int_4^1 p dV = -\oint V dp = -\int_1^2 V dp$$

### Lucrul mecanic total schimbat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare adiabatică-izentropică

$$L_{t \text{ ad-s}} = -\int_1^2 V_{\text{ad-s}} dp$$

- ecuația transformării izentropice (care este și adiabatică):

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k = p V^k \quad V = V_1 \frac{p_1^{1/k}}{p^{1/k}} = V_1 p_1^{1/k} p^{-1/k}$$

$$\int_1^{2_s} p^{-1/k} dp = \frac{p^{\left(\frac{-1}{k}+1\right)}}{\left(\frac{-1}{k}+1\right)} \Big|_1^{2_s} = \frac{k}{k-1} p^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \Big|_1^{2_s} = \frac{k}{k-1} \left[ (p_2)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \right] =$$

$$= \frac{k}{k-1} (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} (p_1)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} \left[ \left(\frac{p_R}{p_A}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right].$$

- raportul de comprimare al compresorului

$$\pi_C = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_R}{p_A}$$

$$L_{t \text{ ad-s}} = -\frac{k}{k-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

### Lucrul mecanic total schimbat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare politropică

- se procedează la fel ca la comprimarea adiabatică-izentropică; relațiile sînt la fel, doar că în loc de exponentul adiabatic  $k$  apare exponentul politropic  $n$

$$L_{t p} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

### Lucrul mecanic total schimbat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare izotermică

- ecuația transformării izotermice

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = p V$$

$$V = V_1 \frac{p_1}{p}$$

$$L_{t \text{ izot}} = -p_A V_S \ln(\pi_C)$$

# I. Compressoare volumice

**Lucrul mecanic total schimbat ciclic de compresorul teoretic cu comprimare politropică (altă metodă de deducere a relației)**

Pornim de la relația de definiție:

$$L_{tp} = \int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV + \int_4^1 p dV$$

unde

$$\int_1^2 p dV = L_{12p} = -\frac{1}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$\int_2^3 p dV = -p_R V_2 = -p_A V_S (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\int_4^1 p dV = p_A V_S$$

Adunînd cele trei relații anterioare:

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

**Căldura schimbată ciclic de compresorul teoretic cu comprimare politropică**

- relația Principiului I al Termodinamicii pentru transformarea (închisă) de comprimare politropică

$$Q_{12p} = \Delta U_{12p} + L_{12p}$$

unde

$$\Delta U_{12p} = m c_v (T_{2p} - T_1) = \frac{p_A V_S}{k-1} \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$L_{12p} = -\frac{1}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Adunînd și grupînd obținem

$$Q_{12p} = \frac{n-k}{(n-1)(k-1)} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

După cîteva prelucrări rezultă

$$Q_{12p} = \frac{1}{n} \frac{k-n}{k-1} L_{tp} = \frac{k-n}{k-1} L_{12p}$$

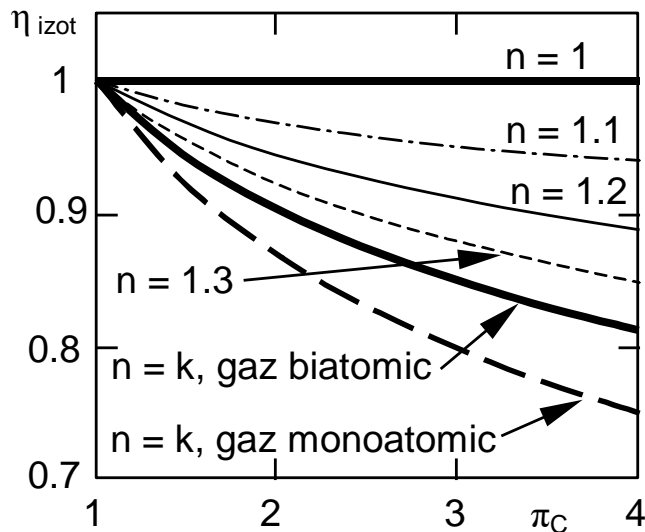
# I. Compressoare volumice

## Randamentul izotermic al compresorului teoretic cu comprimare politropică

Relația de definiție:

$$\eta_{\text{izot t}} = \frac{L_{\text{t izot}}}{L_{\text{t p}}} = \frac{\ln(\pi_C)}{\frac{n}{n-1} \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}$$

Această mărime numită „randament” ia ca referință lucrul mecanic total al ciclului teoretic cu comprimare izotermică, întrucît este cel minim posibil practic. Depinde de raportul de comprimare și de calitatea răcirii (prin exponentul politropic  $n$ ).



## Debitul volumic realizat de compresorul teoretic

$$\dot{V}_t = V_s \frac{\omega}{2\pi} = V_s f_c$$

unde  $\omega$  este viteza unghiulară a arborelui compresorului iar  $f_c$  este frecvența ciclică

## Consumul specific de energie al compresorului teoretic

este lucrul mecanic consumat raportat la volumul de gaz aspirat teoretic:

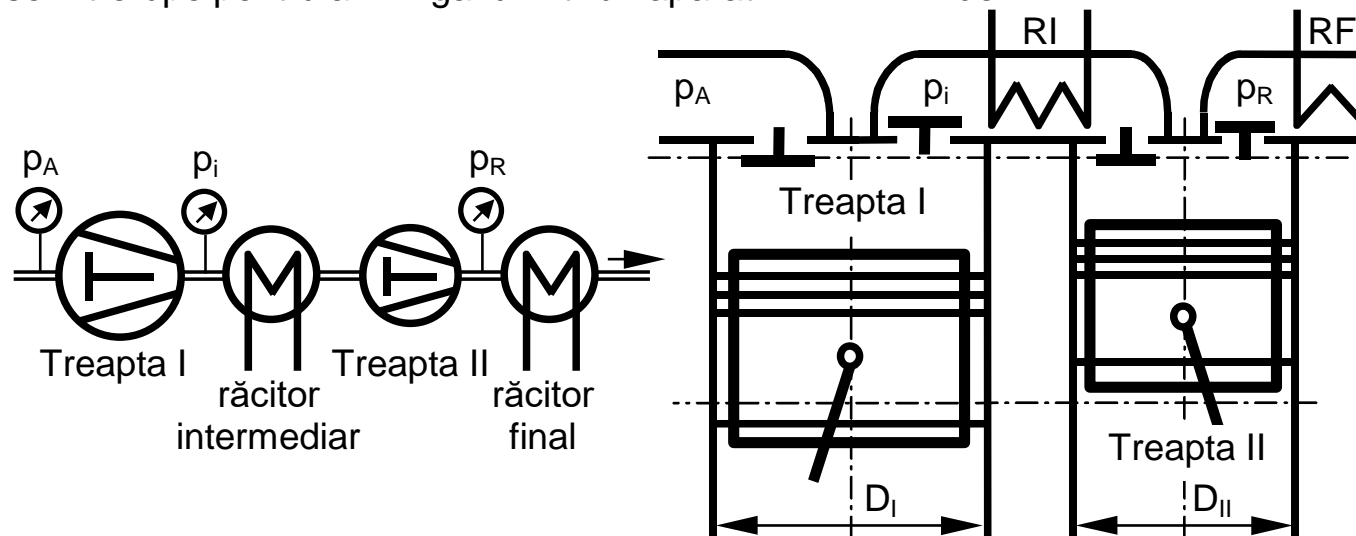
$$l_t = \frac{|L_t|}{V_s} \left[ \frac{\text{J}}{\text{m}^3} \right]$$

Servește pentru compararea compresoarelor între ele.

# I. Compressoare volumice

## Modelul fizico-matematic al compresorului teoretic cu mai multe trepte cuplate în serie

Reducerea temperaturii gazului în timpul comprimării duce la micșorarea lucrului mecanic consumat. Comprimarea se întrerupe pentru a răci gazul într-un aparat schimbător de căldură răcitor.



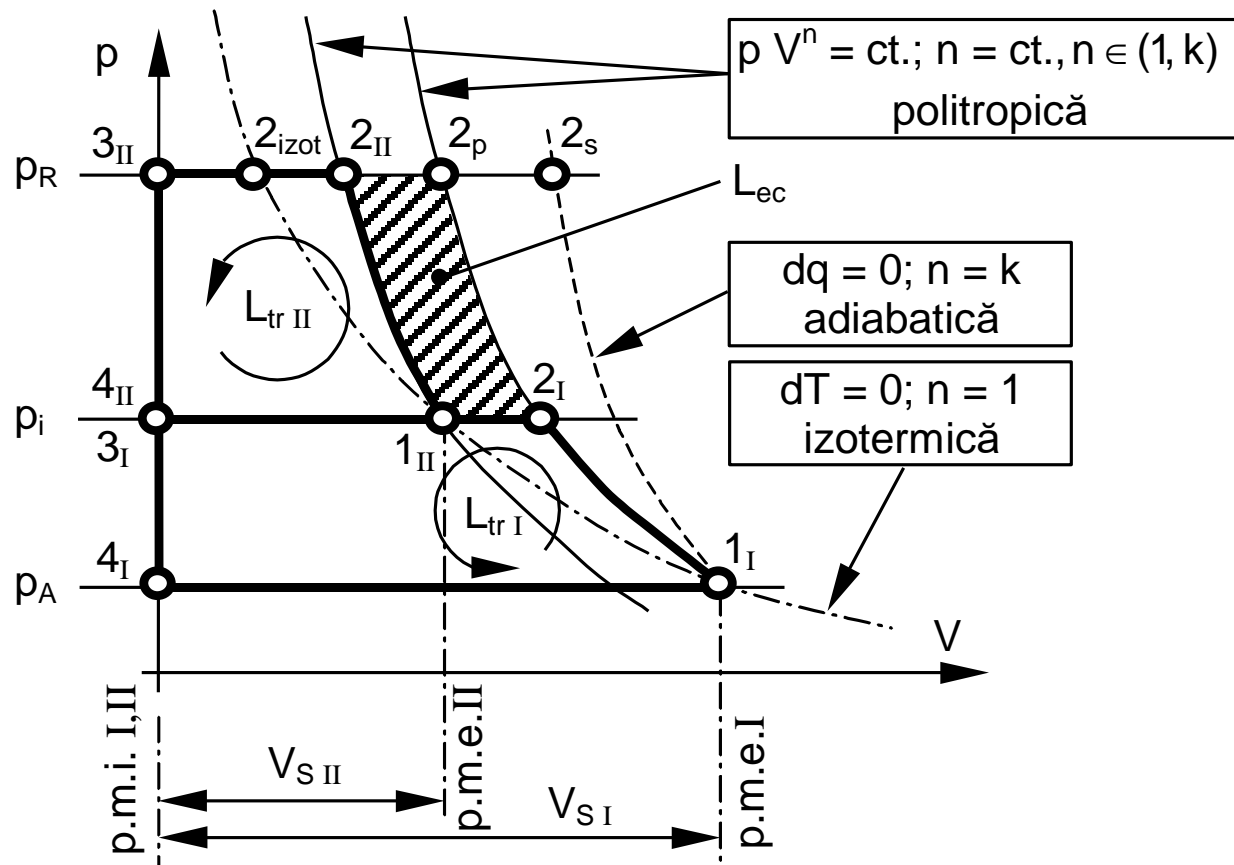
schema echivalentă a unui compresor cu două trepte (stînga) și schema constructivă de principiu (dreapta)

### Argumente în favoarea fragmentării comprimării în mai multe trepte:

- reducerea consumului de energie, în urma răcirii gazului între trepte
- evitarea încălzirii gazului la temperaturi excesive (pentru uleiul de ungere sau gaz)
- randamentul izotermic scade cu creșterea raportului de comprimare, și deci fiecare treaptă va avea un randament mai bun decât compresorul care realizează aceeași presiune de refulare într-o singură treaptă
- pentru atingerea unor presiuni care nu pot fi obținute într-o singură treaptă (în realitate volumul mort nu este nul, și acesta limitează presiune de refulare maximă)

# I. Compressoare volumice

Reprezentarea grafică p-V a proceselor ce au loc în compresorul teoretic cu două trepte în serie

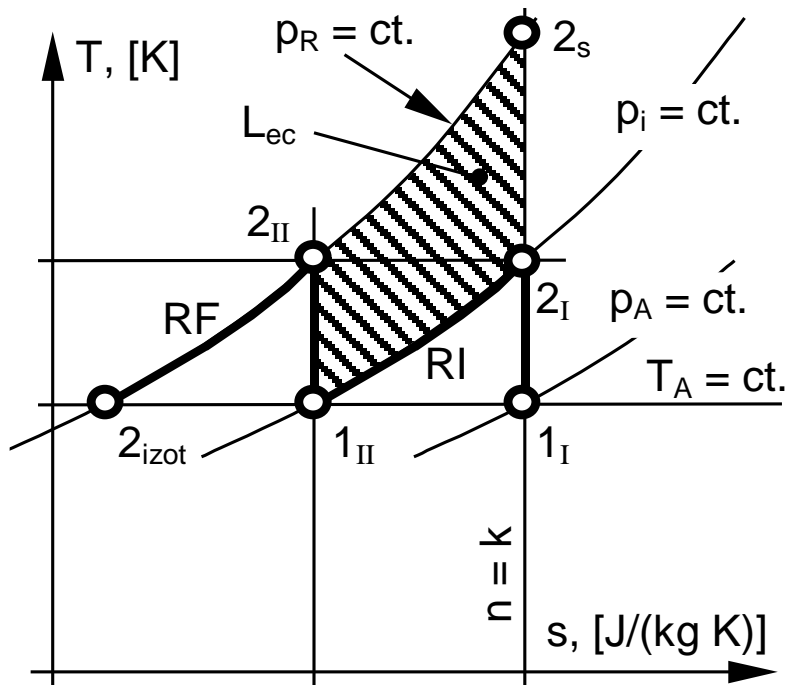


**Ipoteză:** răcitorul intermediar este perfect, readuce gazul la temperatura mediului ambiant (cea mai joasă cu putință, deoarece agentul de răcire se ia din mediul ambiant). Agentul de lucru aspirat are deasemenea temperatura mediului.

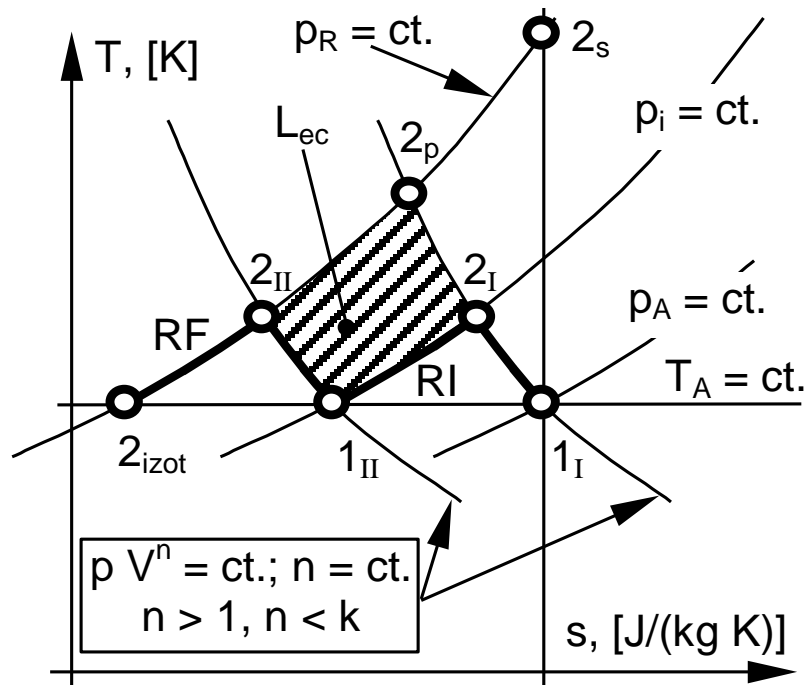
**Aria hașurată** este proporțională cu lucrul mecanic economisit în urma divizării comprimării.

# I. Compressoare volumice

Reprezentarea grafică T-s a proceselor ce au loc în compresorul teoretic cu două trepte în serie



comprimări adiabatice-izentropice



comprimări politropice

Dacă rapoartele de comprimare ale treptelor sînt identice, creșterile de temperatură dint trepte sînt egale.

Ariile hașurate reprezintă economiile de lucru mecanic realizate prin fragmentarea comprimării, sub forma căldurilor care nu mai trebuie schimbate în răcitorul intermediar.



# I. Compressoare volumice

## Raportul optim de comprimare. Lucrul mecanic economisit maxim (lucrul mecanic consumat minim)

Suma lucrurilor mecanice ale treptelor trebuie să fie minimă.

$$L_t = L_{trI} + L_{trII}$$

$$L_{trI} = -\frac{n}{n-1} p_A V_{SI} \left[ \left( \frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$L_{trII} = -\frac{n}{n-1} p_i V_{SII} \left[ \left( \frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Datorită răcitorului intermediar perfect temperatura gazului aspirat în treapta a doua este egală cu temperatura gazului aspirat în prima treaptă. Punctele 1 se găsesc pe aceeași izotermă:

$$p_A V_{SI} = p_i V_{SII}$$

Ca urmare:

$$L_t = -\frac{n}{n-1} p_A V_{SI} \left[ \left( \frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]$$

$$\frac{dL_t}{dp_i} = 0 = \frac{d}{dp_i} \left[ \left( \frac{p_i}{p_A} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_R}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\frac{n-1}{n} \frac{(p_i)^{\frac{n-1}{n}}}{(p_A)^{\frac{n-1}{n}}} - \frac{n-1}{n} (p_i)^{\frac{-n-1}{n}} (p_R)^{\frac{n-1}{n}} = 0$$

$$(p_i)^{\frac{-1}{n}} (p_i)^{\frac{2n-1}{n}} = (p_i)^{\frac{2(n-1)}{n}} = (p_A p_R)^{\frac{n-1}{n}}$$

Rezultă

$$p_i^2 = p_A p_R \quad p_i = \sqrt{p_A p_R}$$

sau

$$\frac{p_i}{p_A} = \frac{p_R}{p_i}$$

$$\pi_{trI} = \pi_{trII} \quad L_{trI} = L_{trII}$$

**Generalizare pentru z trepte:**

$$\pi_{trI} = \pi_{trII} = \dots = \pi_{trj} = \dots = \pi_{trz-1}$$

$$\pi_C = (\pi_{trj})^z \quad \pi_{trj} = (\pi_C)^{1/z}$$

$$L_{trI} = L_{trII} = \dots = L_{trj} = \dots = L_{trz}$$

$$L_t = \sum_{j=1}^{j=z} L_{trj} = z L_{trI}$$

**Concluzie:** pentru economie maximă de lucru mecanic treptele trebuie să aibă rapoarte de comprimare identice, și trebuie să consume lucruri mecanice identice.

# I. Compressoare volumice

## Corelarea cilindreei treptelor compresorului teoretic

Condiția ca suma lucrurilor mecanice ale treptelor să fie minimă are consecințe în ceea ce privește cilindreele treptelor.

Rapoartele de comprimare ale treptelor trebuie să fie egale între ele:

$$\pi_{tr j} = \text{idem}$$

Punctele 1 ale tuturor treptelor se găsesc pe aceeași izotermă, pentru că răcitoarele intermediare sînt perfecte:

$$p_{1j} V_{1j} = \text{ct.}$$

Din relația anterioară obținem:

$$\pi_{tr j} = \frac{V_{tr 1}}{V_{tr 2}} = \frac{V_{tr 2}}{V_{tr 3}} = \dots = \frac{V_{tr j}}{V_{tr j+1}} = \dots = \frac{V_{tr z-1}}{V_{tr z}}$$

Se observă că rapoartele dintre volumele cilindreei treptelor vecine sînt egale cu raportul de comprimare al treptelor.

S-a notat volumul total al cilindreei treptei cu  $V_{tr}$  și nu cu  $V_S$ , deoarece o treaptă poate avea mai mulți cilindri funcționînd în paralel.

## Preluarea variației presiunii de refulare la compresorul teoretic cu mai multe trepte

Raportul de comprimare al compresorului este

$$\pi_C = (\pi_{tr j})^z = \prod_{j=1}^z \pi_{tr j} = \pi_{tr 1} \cdot \pi_{tr 2} \cdot \dots \cdot \pi_{tr j} \cdot \dots \cdot \pi_{tr z-1} \cdot \pi_{tr z}$$

Cilindreele sînt corelate, așa că rapoartele de comprimare se pot exprima ca rapoarte de volume:

$$\pi_{tr 1} = \frac{p_{21}}{p_{11}} = \frac{V_{tr 1}}{V_{tr 2}}$$

Înlocuind în prima relație se obține

$$\pi_C = \frac{p_R}{p_A} = \frac{V_{tr 1}}{V_{tr 2}} \frac{V_{tr 2}}{V_{tr 3}} \dots \frac{V_{tr j}}{V_{tr j+1}} \dots \frac{V_{tr z-2}}{V_{tr z-1}} \frac{V_{tr z-1}}{V_{tr z}} \pi_{tr z} = \frac{V_{tr 1}}{V_{tr z}} \pi_{tr z}$$

Rapoartele de volume sînt mărimi constante, care nu se pot modifica în timpul funcționării:

$$\frac{V_{tr 1}}{V_{tr z}} = \text{ct.}$$

Rezultă că variația presiunii de refulare este preluată de ultima treaptă a compresorului, care își modifică raportul de comprimare:

$$p_R = p_A \frac{V_{tr 1}}{V_{tr z}} \pi_{tr z} = \text{ct.} \cdot \pi_{tr z}$$

# I. Compressoare volumice

## Căldura schimbată cu exteriorul de compresorul teoretic cu mai multe trepte

După fiecare treaptă de comprimare se găsește câte un răcitor perfect. Ultimul răcitor se numește răcitor final, iar cele din amonte – răcitoare intermediare. Între intrarea într-o treaptă și intrarea în treapta următoare gazul cedează căldură în exterior. Este vorba de căldura cedată de gaz în timpul procesului de comprimare din treaptă și de căldura cedată de gazul refulat în schimbătorul de căldură răcitor din aval. Am calculat anterior:

$$Q_{12p} = \frac{n-k}{(n-1)(k-1)} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1}{n} \frac{k-n}{k-1} L_{tp} = \frac{k-n}{k-1} L_{12p}$$

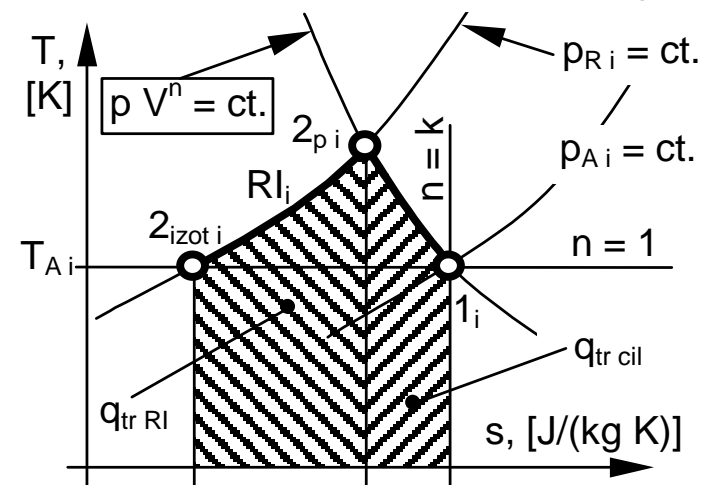
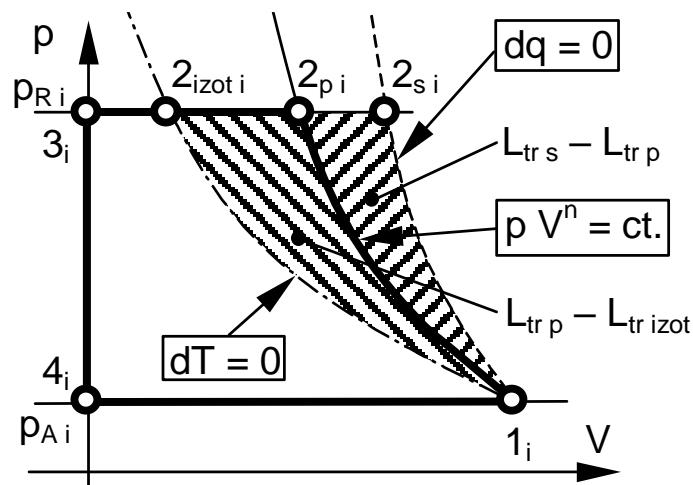
$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_C)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Căldura cedată de un răcitor intermediar este:

$$Q_{RI} = m \cdot c_p \cdot (T_A - T_{2p}) = \frac{p_A V_{tr1}}{T_A} \cdot \frac{kR}{k-1} \cdot T_A \left( 1 - \frac{T_{2p}}{T_A} \right)$$

$$Q_{RI} = -\frac{k}{k-1} p_A V_{tr1} \left[ (\pi_{tr})^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = -\frac{k}{k-1} p_A V_{tr1} \left[ (\pi_C)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right]$$

Aplicînd Principiul I al Termodinamicii pentru o treaptă plus răcitorul ei intermediar, se obține **Q = L**. Adică toată energia introdusă în gaz ca lucru mecanic este evacuată sub formă de căldură, în timpul comprimării și în răcitorul intermediar.



# I. Compressoare volumice

## Randamentul izotermic al compresorului teoretic cu z trepte

Randamentul izotermic al compresorului teoretic cu mai multe trepte se definește în mod asemănător cu cazul compresorului cu o singură treaptă, raportând lucrul mecanic minim posibil (izotermic) la lucrul mecanic consumat de toate treptele, care au comprimare politropică:

$$\eta_{\text{izot t}} = \frac{L_{\text{t izot}}}{L_{\text{t p}}}$$

Inlocuind relațiile lucrurilor mecanice, cunoscute deja:

$$\eta_{\text{izot t}} = \frac{-p_A V_{\text{tr1}} \ln(\pi_C)}{-z \frac{n}{n-1} p_A V_{\text{tr1}} \left[ (\pi_C)^{\frac{1-n}{z}} - 1 \right]}$$

Simplificînd se obține

$$\eta_{\text{izot t}} = \frac{\ln(\pi_C)}{\frac{zn}{n-1} \left[ (\pi_C)^{\frac{1-n}{z}} - 1 \right]}$$

Evident, dacă  $z \rightarrow \infty$  se obține  $\eta_{\text{izot t}} \rightarrow 1$ , deoarece procesul din compresor tinde în acest caz la o izotermă.

## Procesul real din treapta de comprimare

Treapta de comprimare se definește ca spațiul închis în care o masă de gaz suferă o singură comprimare.

Principalii factori constructivi și funcționali care influențează procesul real de comprimare:

- spațiul mort;
- presiunile de la aspirație și de la refulare;
- schimbul de căldură dintre gaz și pereții cilindrului;
- condițiile de etanșeitate a spațiului de lucru;
- compresibilitatea agentului de lucru gaz real;
- umiditatea agentului de lucru.

Această metodă de abordare a studiului procesului real din treapta de comprimare este una inginerescă, bazată pe principiul suprapunerii efectelor. Vom presupune că fiecare cauză care influențează procesul real acționează independent de celelalte.

Ca urmare, se va studia fiecare cauză pe rînd, ca și cînd ar acționa singură.

# I. Compresoare volumice

## Spațiul mort

Spațiul mort este spațiul ocupat de gaz în cilindru atunci când pistonul se găsește în punctul mort interior. Spațiul mort este delimitat de suprafața frontală a pistonului, de suprafața laterală a cilindrului de la primul segment de etanșare și pînă la suprafața frontală, de cilindru, primul segment de etanșare, chiulasă și supape.

Spațiul mort:

- permite dilatarea pieselor mecanismului de antrenare a pistonului, astfel ca pistonul să nu atingă niciodată chiulasa
- asigură existența unui spațiu necesar pentru circulația gazelor prin supape.

mărimea relativă a spațiului mort:

$$\epsilon_m = \frac{V_m}{V_s} \quad \epsilon_m \in (0.01 \dots 0.150)$$

La finalul refulării în volumul mort rămîne o masă de gaz. Pistonul începe cursa spre p.m.e., supapa de refulare se închide, volumul spațiului de lucru crește, masa rămasă suferă un proces de micșorare a presiunii numit destindere.

Procesul de destindere continuă pînă cînd presiunea din spațiul de lucru devine egală cu presiunea de aspirație, moment în care supapa de aspirație se deschide. Ca urmare, destinderea ocupă o porțiune din cursa de aspirație.

Volumul aspirat:

$$V_a = V_s - (V_4 - V_3)$$

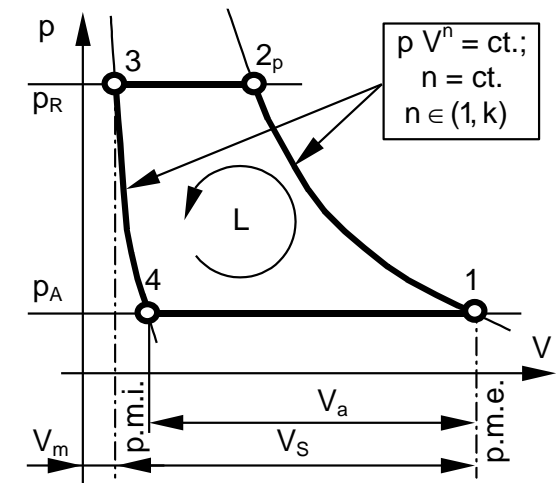
Procesul este considerat politropic:

$$V_4 = V_3 \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{(1/n_d)}$$

Volumul aspirat devine

$$V_a = V_s - V_m \left( \frac{V_4}{V_3} - 1 \right)$$

$$V_a = V_s \left[ 1 - \epsilon_m \left( \pi^{1/n_d} \right) \right]$$



# I. Compressoare volumice

## Raportul de comprimare teoretic maxim. Funcționarea compresorului cu raport de comprimare variabil

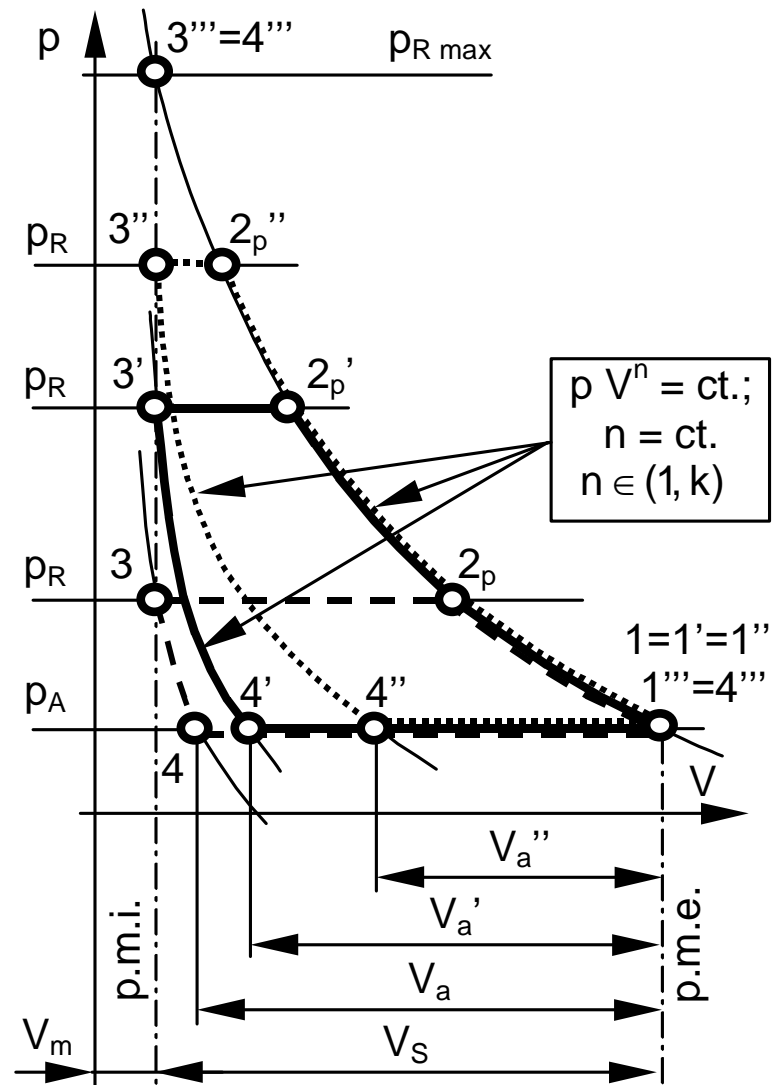
O dată cu mărirea presiunii de refulare  $p_R$  masa de gaz rămasă în volumul mort  $V_m$  se mărește, și ca urmare procesul de destindere se prelungeste și volumul aspirat  $V_a$  scade. Presiunea de refulare maximă  $p_{r \max}$  (și raportul de comprimare maxim al treptei  $\pi_{tr \max}$ ) se obține pentru situația în care volumul aspirat devine nul.

$$V_a = V_s \left[ 1 - \varepsilon_m \left( \pi_{tr \max}^{1/n_d} - 1 \right) \right] = 0$$

$$\pi_{tr \max} = \left( \frac{1}{\varepsilon_m} + 1 \right)^{n_d}$$

Simpla prezență a volumului mort înseamnă că presiunea de refulare are o limită superioară. Ca urmare, nu sînt necesare măsuri constructive de limitare a presiunii de refulare, în special în cazul compresoarelor cu diametre ale cilindrilor mici.

**Observație.** În realitate, chiar și la raportul de comprimare maxim, transformările de comprimare și de destindere nu se suprapun pe diagramă. Din cauza scăpărilor de agent prin neetanșeități apare întotdeauna o scurtă fază de aspirație, care servește pentru completarea scăpărilor de gaz.



# I. Compressoare volumice

## Presiunea la aspirație

Presiunea din spațiul de lucru va fi în mod necesar mai mică decât presiunea din mediul din care se face aspirația, deoarece curgerile reale sînt însoțite de pierderi de presiune.

Un model fizico-matematic simplu care permite aprecierea diferența de presiune necesare pentru desfășurarea procesului de aspirație ia în considerare patru componente ale  $\Delta p_a$ :

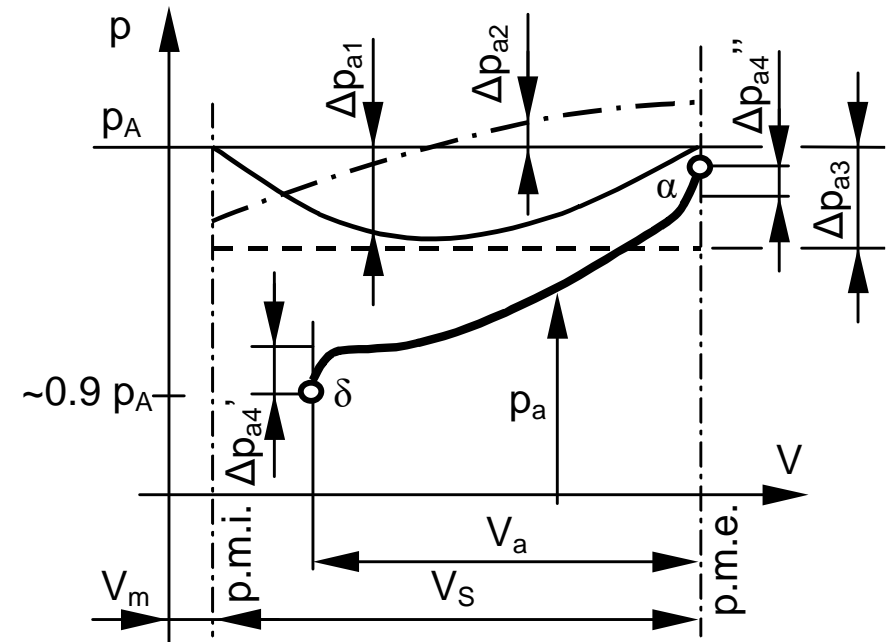
- $\Delta p_{a1}$ , necesară pentru ca gazul din galeria de aspirație și din cilindru să capete energia cinetică necesară deplasării cu viteza pistonului (care este variabilă);

- $\Delta p_{a2}$ , necesară pentru învingerea inerției coloanei de gaz aspirat, care curge cu viteză variabilă;

- $\Delta p_{a3}$ , necesară pentru a echilibra forța de împingere a arcului supapei, și pentru a ține supapa pe limitatorul de cursă;

- $\Delta p_{a4}$ , necesară pentru învingerea forțelor de inerție și de frecare ce apar la deschiderea și la închiderea supapei.

Presiunea instantanee  $p_a$  din spațiul de lucru din timpul aspirației este variabilă. S-a ținut cont și de prezența spațiului mort.



$$\Delta p_a = p_A - p_a = \sum_{j=1}^4 \Delta p_{aj}$$

Se observă că  $\Delta p_{a4}$  are două componente, una care acționează la deschidere și alta care acționează la închiderea supapei de aspirație.

În figură sînt reprezentate convențional cele patru componente și de asemenea suma lor. Procesul de aspirație cu presiune variabilă este notat cu  $\delta$ - $\alpha$ , unde punctul  $\delta$  corespunde deschiderii supapei.

# I. Compressoare volumice

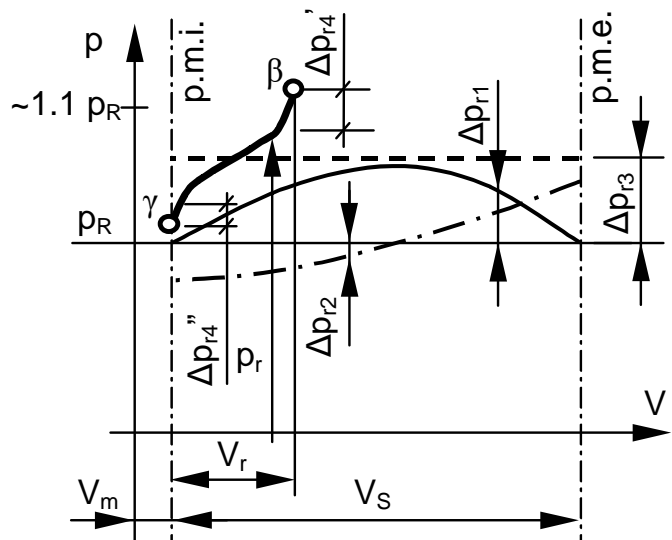
## Presiunea la refulare

Presiunea din spațiul de lucru va fi în mod necesar mai mare decât presiunea din galeria de refulare, deoarece curgerile reale sînt însoțite de pierderi de presiune.

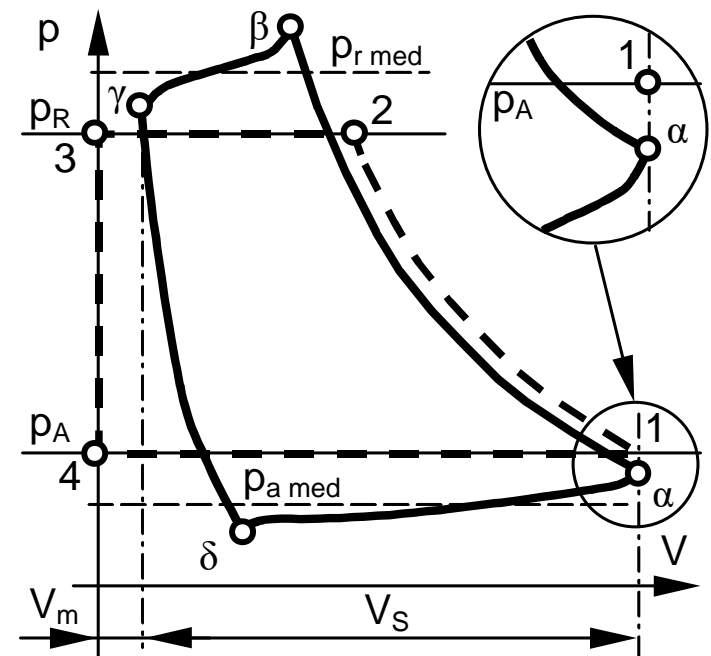
Modelul fizico-matematic simplu cu patru componente folosit pentru presiunea de aspirație este aplicabil și pentru aprecierea presiunii de refulare.

Presiunea instantanee  $p_r$  din spațiul de lucru din timpul aspirației este variabilă.

$$\Delta p_r = p_r - p_R = \sum_{j=1}^4 \Delta p_{rj}$$



## Reprezentarea ciclului de funcționare a treptei de compresor cu presiuni variabile de aspirație și de refulare



Pentru a ușura înțelegerea a fost reprezentat și ciclul teoretic, care are spațiu mort nul și presiuni constante atât la aspirație cât și la refulare.



# I. Compresoare volumice

## Procese politropice în diagramele T-s și p-V

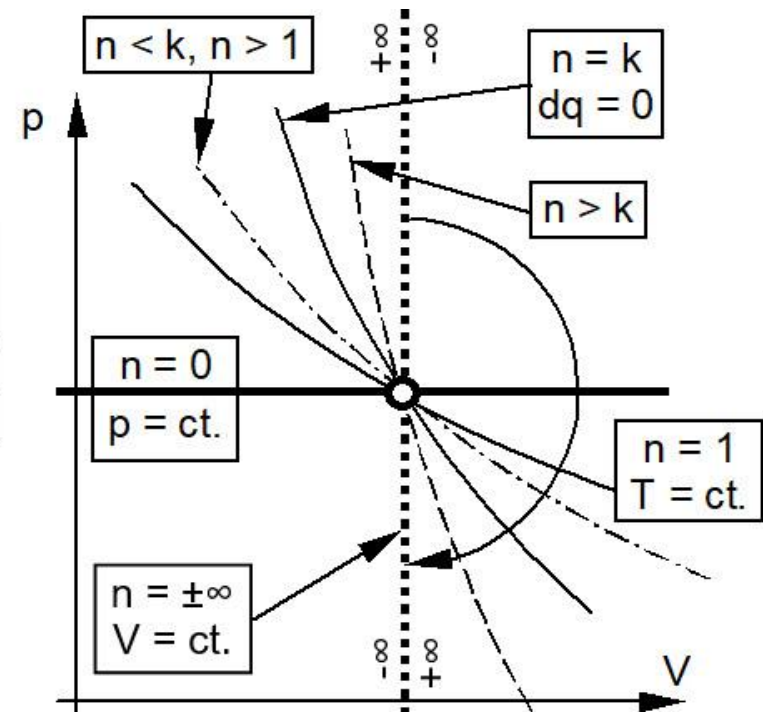
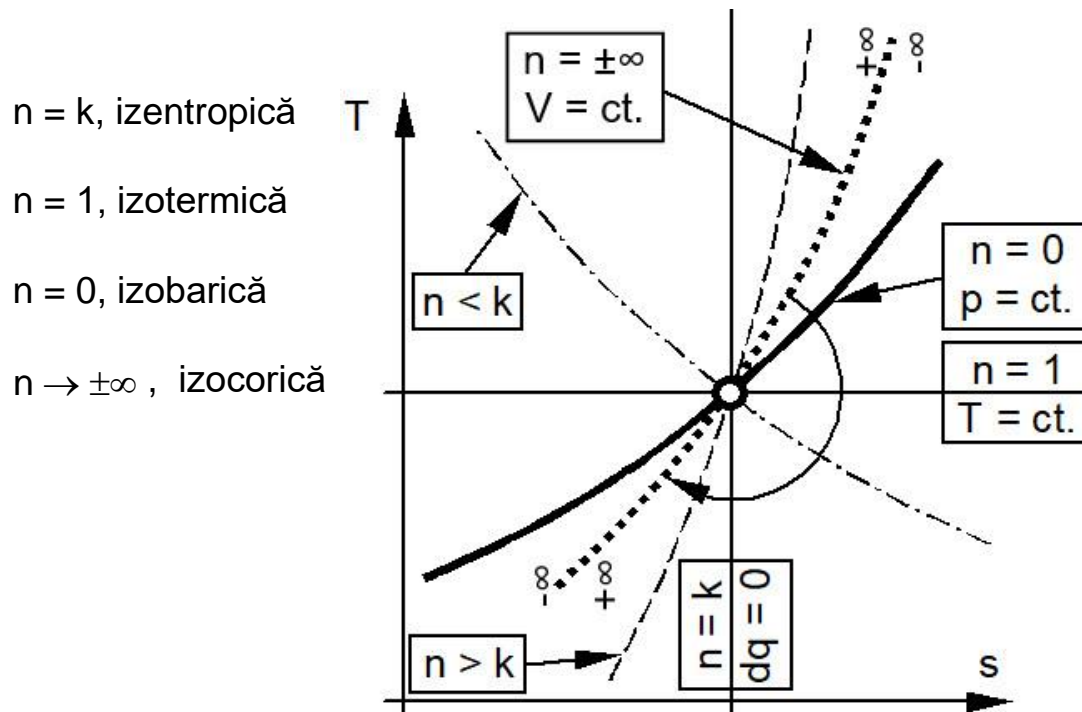
$n > k$ :

- răcire + destindere
- încălzire + comprimare

$n < k$ :

- răcire + comprimare
- încălzire + destindere

Observații: - aici, încălzire înseamnă primire de căldură din exterior (temperatura poate să crească sau să scadă, în funcție de sensul schimbului de lucru mecanic cu exteriorul)  
 - aici, destindere înseamnă micșorarea presiunii



# I. Compressoare volumice

## Schimbul de căldură la aspirație și la comprimare

Model fizic:

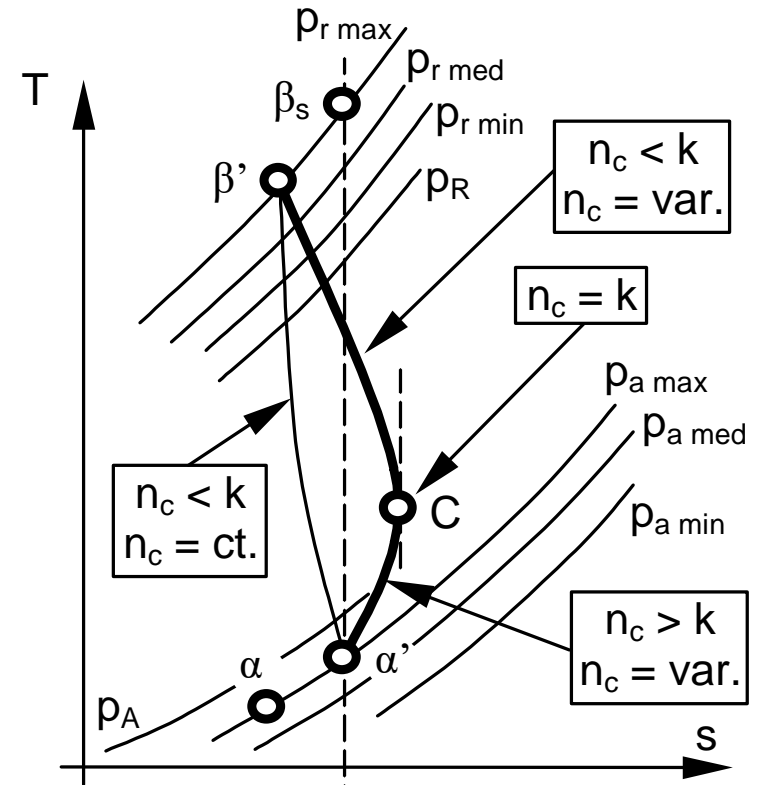
- **la aspirație** gazul primește căldură de la pereți, care au temperatură mai ridicată; presupunem că procesul de încălzire are loc la presiune constantă

- **la comprimare** gazul schimbă căldură cu pereții spațiului de lucru, după cum urmează:

- **etapa 1**,  $T_{\text{gaz}} < T_{\text{perete}}$ , energia internă a gazului crește pe seama aportului de căldură de pe perete, precum și datorită energiei introduse ca lucru mecanic în procesul de comprimare; temperatura gazului crește;  $n_c > k$ ;

- **punctul C**, unde  $T_{\text{gaz}} = T_{\text{perete}}$ , de echilibru termic (zis și punct de aparent adiabatism), cu  $n_c = k$ , nu se schimbă căldură între gaz și perete;

- **etapa 2**,  $T_{\text{gaz}} > T_{\text{perete}}$ , energia internă a gazului crește pe seama energiei introduse ca lucru mecanic în procesul de comprimare; temperatura gazului crește, în ciuda căldurii cedate de gaz peretelui; acum  $n_c < k$ .



$\alpha - \alpha'$  = încălzire izobară la aspirație

$\alpha' - C$  = încălzire la comprimare, faza 1

$C - \beta'$  = răcire la comprimare, faza 2

$\alpha' - \beta_s$  = procesul izentropic asociat

$\alpha' - \beta'$  = procesul politropic echivalent din punct de vedere al stărilor inițială și finală, avînd  $n_c = \text{ct.}$ , care înlocuiește procesul  $\alpha' - C - \beta'$  (pentru care  $n_c$  variază continuu)

# I. Compressoare volumice

## Schimbul de căldură la refulare și la destindere

Model fizic:

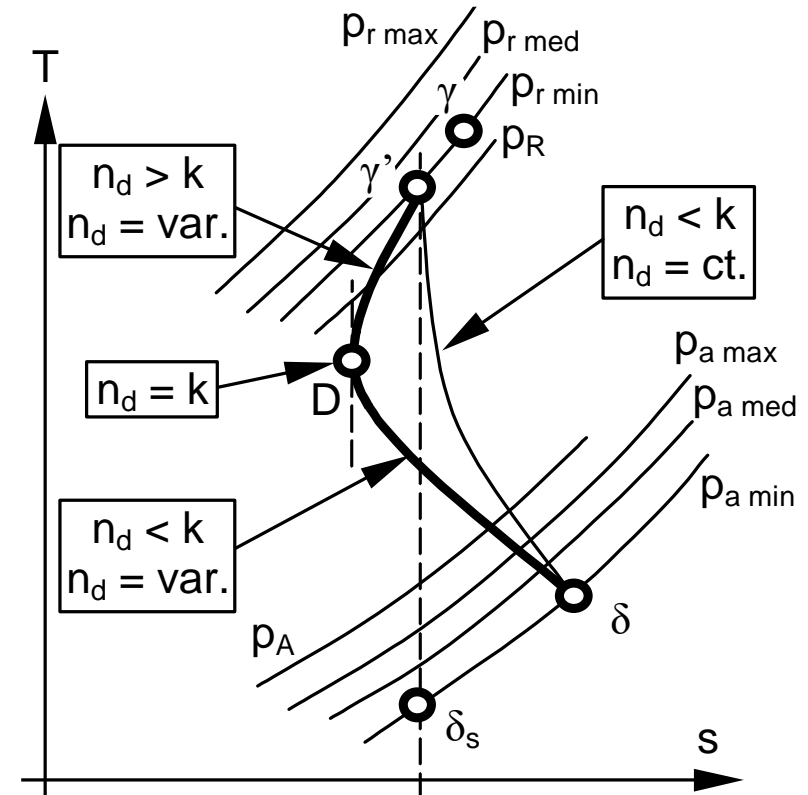
- **la refulare** gazul cedează căldură pereților, deoarece are temperatură mai ridicată; presupunem că procesul de răcire are loc la presiune constantă

- **la destindere** gazul schimbă căldură cu pereții spațiului de lucru, după cum urmează:

- **etapa 1**,  $T_{\text{gaz}} > T_{\text{perete}}$ , energia internă a gazului scade pe seama cedării de căldură către perete, precum și datorită energiei extrase din gaz ca lucru mecanic în procesul de destindere; temperatura gazului scade;  $n_d > k$ ;

- **punctul D**, unde  $T_{\text{gaz}} = T_{\text{perete}}$ , de echilibru termic (zis și punct de aparent adiabatism), cu  $n_d = k$ , nu se schimbă căldură între gaz și perete;

- **etapa 2**,  $T_{\text{gaz}} < T_{\text{perete}}$ , energia internă a gazului scade pe seama energiei extrase din gaz ca lucru mecanic în procesul de destindere; temperatura gazului scade, în ciuda căldurii primite de gaz de la perete; acum  $n_d < k$ .



$\gamma - \gamma'$  = răcire izobară la refulare

$\gamma' - D$  = răcire la destindere, faza 1

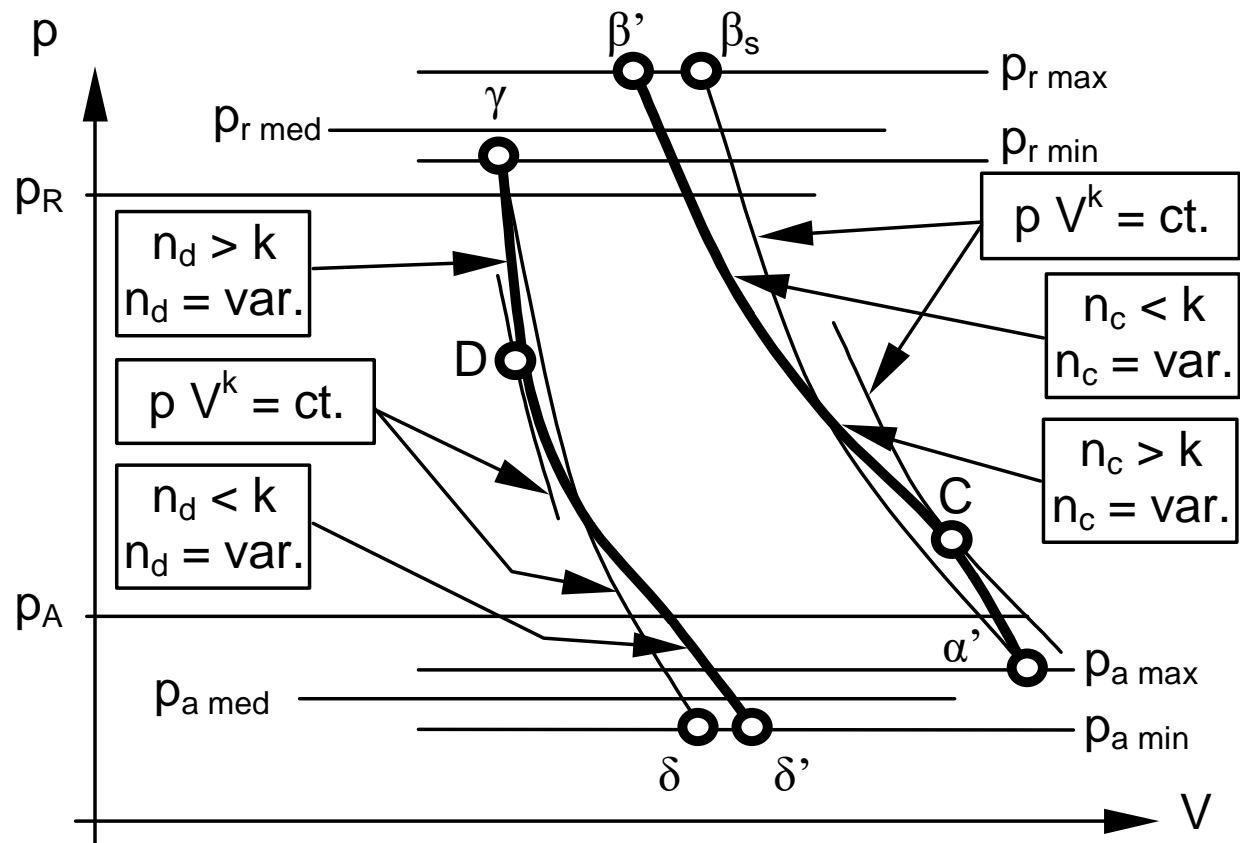
$D - \delta'$  = încălzire la destindere, faza 2

$\gamma' - \delta_s$  = procesul izentropic asociat

$\gamma' - \delta'$  = procesul politropic echivalent din punct de vedere al stărilor inițială și finală, avînd  $n_d = ct.$ , care înlocuiește procesul  $\gamma' - D - \delta'$  (pentru care  $n_c$  variază continuu)

# I. Compressoare volumice

Schimbul de căldură la aspirație, comprimare, refulare și destindere, reprezentat în diagrama p-V



desenul de mai sus are caracter didactic, deosebirile dintre curbe fiind mult exagerate pentru evidențierea clară a fenomenului; în punctele C și D curbele reale sînt tangente la curbele izentropice care trec prin aceste puncte

# I. Compressoare volumice

## Compresibilitatea gazelor reale

Ecuția de stare a gazului cu luarea în considerare a compresibilității este

$$p v = \xi R T$$

unde  $\xi$  este coeficientul de compresibilitate (reală) a gazului.

Pentru aer,  $\xi > 1$  pentru  $p > 8$  MPa (pentru cazul  $p < 8$  MPa,  $\xi \approx 1$ ).

Efectul compresibilității este important la vaporii aflați în apropiere de curba de saturație, de exemplu la comprimarea agenților frigorifici la instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vaporii.

## Umiditatea gazului

Unele gaze pot conține vaporii de apă, de exemplu aerul atmosferic. Umiditatea aerului limitează răcirea, prin temperatura punctului de rouă. La presiune mai ridicată temperatura de rouă este mai ridicată.

unde  $\xi$  este coeficientul de compresibilitate (reală) a gazului.

Ecuția de stare a gazului umed:

$$p_u V_u = m_u R_u T$$

Constanta de gaz perfect a gazului umed, considerat un amestec de gaz uscat și de vaporii de apă, este

$$R_u = \frac{R_{\text{gaz}} + x R_{\text{vapori}}}{1 + x} \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$$

unde

$$x = \frac{m_{\text{vapori}}}{m_{\text{gaz uscat}}} \left[ \frac{\text{kg vaporii}}{\text{kg gaz uscat}} \right]$$

este conținutul de vaporii de apă al gazului umed.

Atenție! Conținutul de vaporii  $x$  nu trebuie confundat cu titlul aburului, care se notează tot cu  $x$ .

# I. Compressoare volumice

## Pierderile prin neetanșeități

Pierderile prin neetanșeități micșorează debitul refulat de compresor.

- Por fi:
- externe
    - pe la garnitura chiulasei
    - pe lângă segmentții pistonului cu o față activă, dinspre spațiul de lucru spre carter
  - interne
    - pe la supape
    - pe lângă segmentții pistonului cu dublu efect.

## Influența mărimii spațiului mort asupra funcționării treptei de compresor

Să analizăm ce se întâmplă dacă volumul mort crește prin mutarea chiulasei (punctele moarte rămân pe loc),

$$V'_m > V_m$$

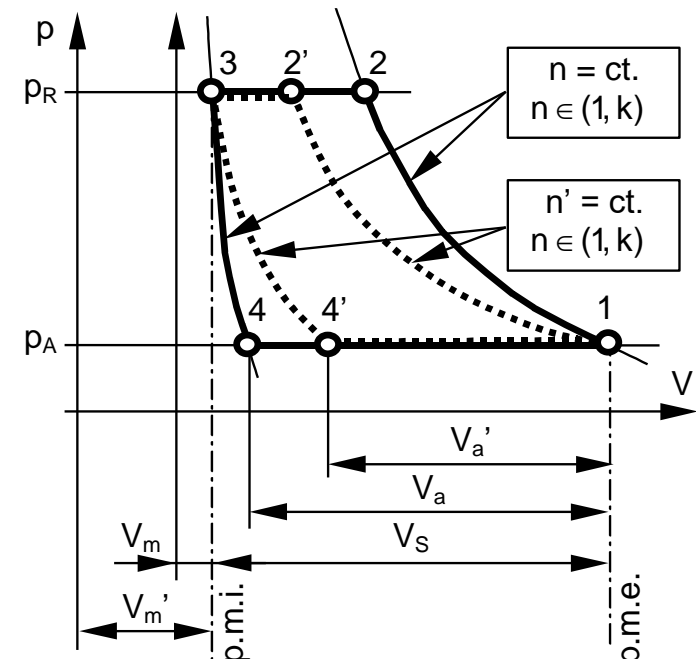
Scade volumul aspirat ciclic:

$$V'_a < V_a$$

Scade și debitul aspirat:

$$\dot{V}'_a > \dot{V}_a$$

În urma măririi volumului mort comprimarea și destinderea vor ocupa porțiuni mai mari din cursa pistonului.



# I. Compresoare volumice

## Influența mărimii pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra funcționării trepte de compresor

Să analizăm ce se întâmplă dacă diferențele de presiune de la aspirație și refulare cresc (presiunea de aspirație medie scade iar presiunea de refulare medie crește).

Scade volumul aspirat ciclic:

$$V'_a < V_a$$

Raportul de comprimare al treptei este

$$\pi_{tr} = \frac{p_R}{p_A}$$

Apare o nouă mărime, raportul intern de comprimare:

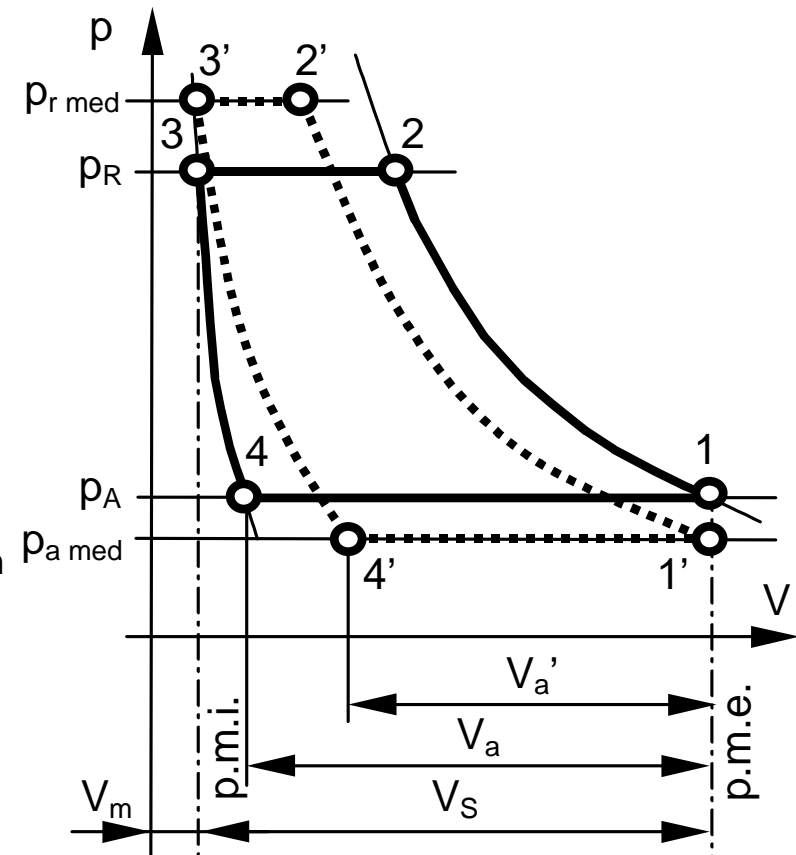
$$\pi_i = \frac{p_{r\ med}}{p_{a\ med}} \quad \pi_i = \sigma \pi_{tr} > \pi_{tr}$$

Mărima relativă a pierderilor de presiune la curgerea prin supape, în intervalul (1.05...1.20)

$$\sigma = \frac{p_R + \Delta p_{r\ med}}{p_R} \cdot \frac{p_A}{p_A - \Delta p_{a\ med}} = \frac{1 + \delta p_{r\ med}}{1 - \delta p_{a\ med}} > 1$$

unde  $\delta p_{r\ med}$  și  $\delta p_{a\ med}$  sînt pierderile de presiune medii.

În urma măririi pierderilor comprimarea și destinderea vor ocupa porțiuni mai mari din cursa pistonului.



# I. Compressoare volumice

## Debitul volumic aspirat de compresorul cu piston

Debitul volumic aspirat de compresor se exprimă ca o fracțiune  $\lambda$  din debitul volumic aspirat teoretic de prima treaptă de comprimare.

$$\dot{V} = \lambda \dot{V}_{t1}$$

Reducerea debitului volumic aspirat real față de debitul teoretic este modelată ca un fenomen având mai multe cauze independente. Fiecare cauză este luată în considerare prin intermediul unui factor (parțial) de reducere a debitului, iar coeficientul general de debit se obține prin înmulțirea coeficienților parțiali.

$$\lambda = \prod_{j=1}^5 \lambda_j = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 \cdot \lambda_5$$

Coeficientul de reducere a debitului din cauza spațiului mort este raportul dintre volumul aspirat ciclic și volumul aspirat ciclic teoretic:

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_s} = 1 - \varepsilon_m (\pi_{tr}^{1/n_d} - 1) < 1 \quad \text{Reamintire:} \quad V_a = V_s \left[ 1 - \varepsilon_m (\pi_{tr}^{1/n_d} - 1) \right]$$

Observație. Am folosit raportul intern de comprimare în locul raportului de comprimare al treptei pentru a lua în considerare și efectul pierderilor de presiune la aspirație și la refulare asupra reducerii debitului aspirat.

$$\lambda_1 \in (0.7 \dots 0.92)$$

Coeficientul de reducere a debitului ca urmare a laminării gazului la aspirație este egal cu raportul dintre presiunea medie de aspirație și presiunea teoretică de aspirație. Consideră efectul pierderii de presiune la aspirație. Volumul aspirat este, teoretic, prin cu gaz la presiunea  $p_A$ . În realitate gazul din  $V_a$  se găsește la o presiune mai mică, deci și masa de gaz aspirată va fi mai mică.



# I. Compressoare volumice

## Debitul volumic aspirat de compresorul cu piston (continuare)

Coeficientul de reducere a debitului ca urmare a laminării gazului la aspirație:

$$\lambda_2 = \frac{p_{a\ med}}{p_A} < 1$$

Coeficientul de reducere a debitului ca urmare a încălzirii gazului la aspirație este raportul dintre temperatura teoretică de aspirație și temperatura medie de aspirație. Întrucât în timpul funcționării compresorul se încălzește, gazul aspirat preia căldură de la pereți și își mărește temperatura. Ca urmare, volumul aspirat va fi umplut cu gaz mai cald, și masa de gaz aspirată va fi mai mică.

$$\lambda_3 = \frac{T_A}{T_{a\ med}} < 1$$

Coeficientul de reducere a debitului ca urmare a scăpărilor de agent (coeficient de eficacitate a aspirației) ia în considerare pierderile de gaz prin neetanșeități, prin raportul dintre debitul masic refular și cel aspirat.

$$\lambda_4 = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} < 1$$

În cazul gazelor care conțin vapori de apă se introduce un coeficient de pierderi cauzat de umiditatea gazului aspirat. Ține cont de faptul că vaporii de apă ajunși în rezervorul tampon se condensează parțial, și că din această cauză energia folosită pentru comprimare este de fapt irosită (vaporii nu ajung la utilizator). Se definește cu ajutorul conținutului de vapori  $x$ .

$$\lambda_5 = \frac{1}{1+x} < 1$$

$$\lambda = \left[ 1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) \right] \cdot \frac{p_{a\ med}}{p_A} \cdot \frac{T_A}{T_{a\ med}} \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \cdot \frac{1}{1+x}$$

$$\dot{V} = \left[ 1 - \varepsilon_m (\pi_i^{1/n_d} - 1) \right] \cdot \frac{p_{a\ med}}{p_A} \cdot \frac{T_A}{T_{a\ med}} \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \cdot \frac{1}{1+x} \dot{V}_{t1} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

# I. Compressoare volumice

## Lucrul mecanic consumat de compresorul cu proces real, calculat pe baza diagramei indicate

Diagrama indicată reprezintă variația reală a presiunii din spațiul de lucru în funcție de volum. Se obține experimental, cu un indicator de diagramă.

Diagrama indicată se înlocuiește cu o diagramă echivalentă care are aceeași arie, dar are procese de comprimare și de destindere cu exponenți politropici  $n = ct.$  și procese de aspirație și de comprimare izobare.

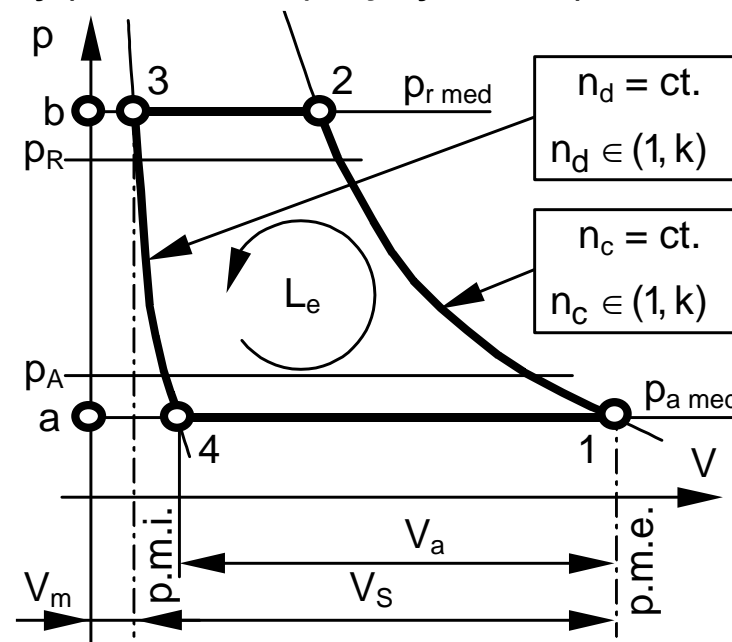
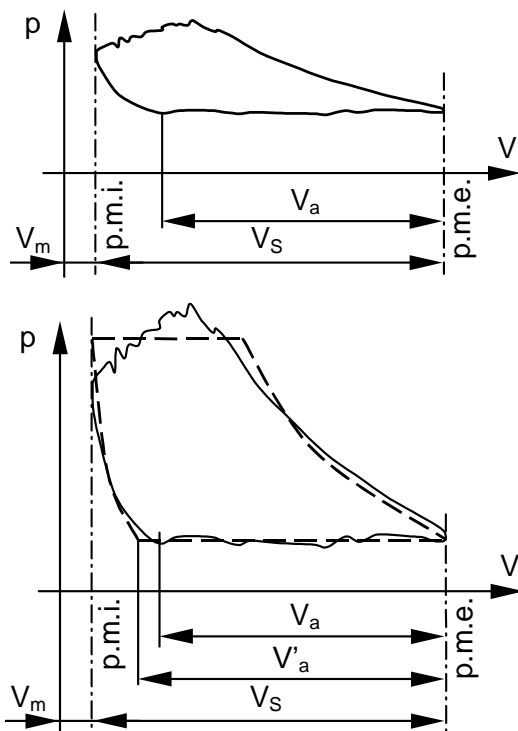


Diagrama echivalentă care va fi utilizată în continuare

Exemplu de diagramă indicată. Exemplu de înlocuire a diagramei indicate cu o diagramă echivalentă

# I. Compresoare volumice

## Lucrul mecanic consumat de compresorul cu proces real, calculat pe baza diagramei indicate (continuare)

Se observă că diagrama echivalentă poate fi împărțită în două diagrame de compresor teoretic, pentru care cunoaștem expresia lucrului mecanic total consumat:

$$L_{tp} = -\frac{n}{n-1} p_A V_S \left[ (\pi_c)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Pentru ciclul teoretic a12ba se scrie

$$L_{a12ba} = -\frac{n_c}{n_c-1} p_a (V_S + V_m) \left[ (\pi_i)^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right] = -\frac{n_c}{n_c-1} (\lambda_2 p_A) V_S (1 + \varepsilon_m) \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]$$

Pentru ciclul teoretic a43ba se scrie

$$L_{a43ba} = -\frac{n_d}{n_d-1} p_a V_4 \left[ (\pi_i)^{\frac{n_d-1}{n_d}} - 1 \right] = -\frac{n_d}{n_d-1} (\lambda_2 p_A) V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_d} \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_d-1}{n_d}} - 1 \right]$$

unde am explicitat

$$V_4 = V_3 \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{1/n_d} = V_m (\pi_i)^{1/n_d} = V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_d}$$

Ipoteze simplificatoare:

- mărim pe  $n_d$  pînă la valoarea lui  $n_c$  (în realitate,  $n_c > n_d$ ); pentru a compensa efectul acestei modificări, introducem la final un factor de corecție supraunitar  $\lambda_0$ , care ia valori între 1.01 și 1.02;
- luăm în considerare pierderea de gaz prin neetanșeități prin introducerea la final a factorului  $\lambda_4$ ; presupunem că pierderile au loc după ce gazul a fost comprimat, la presiunea maximă din spațiul de lucru.

# I. Compresoare volumice

## Lucrul mecanic consumat de compresorul cu proces real, calculat pe baza diagramei indicate (continuare)

Lucrul mecanic al diagramei echivalente este:

$$\begin{aligned} L_e = L_{a12ba} - L_{a43ba} &= -\frac{n_c}{n_c - 1} (\lambda_2 p_A) V_S (1 + \varepsilon_m) \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] + \\ &+ \frac{n_c}{n_c - 1} (\lambda_2 p_A) V_S \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] = \\ &= -\frac{n_c}{n_c - 1} \lambda_2 p_A V_S \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] \left\{ 1 + \varepsilon_m - \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} \right\} \end{aligned}$$

Observăm că în relația de mai sus putem identifica coeficientul de reducere a debitului din cauza prezenței spațiului mort:

$$1 + \varepsilon_m - \varepsilon_m (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} = 1 - \varepsilon_m \left[ (\sigma \pi_{tr})^{1/n_c} - 1 \right] \cong \lambda_1$$

Introducînd factorii de corecție declarați anterior lucrul mecanic al diagramei echivalente rezultă

$$L_e = -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_0 \lambda_4} \frac{n_c}{n_c - 1} p_A V_S \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

Se observă că lucrul mecanic al diagramei echivalente a fost exprimat în funcție de lucrul mecanic al unui compresor teoretic care are aceeași cilindree și aceleași presiuni de aspirație și de refulare ca și ciclul echivalent, și care are același exponent politropic de comprimare.

# I. Compressoare volumice

## Randamentele compresoarelor

Mărimea fizică numită randament este caracteristică motoarelor, fiind cunoscută în special de la motoarele cu ardere internă. Reprezintă raportul dintre lucrul mecanic produs de motor și căldura consumată pentru a produce acest lucru mecanic, și poate lua valori între 0 și 1.

În cazul compresoarelor această definiție nu poate fi aplicată. Pentru a obține o valoare între 0 și 1, randamentul compresorului trebuie definit ca raport dintre lucrul mecanic (sau puterea) consumat teoretic și lucrul mecanic (sau puterea) consumat în realitate. Pentru compresoarele cu piston ciclul teoretic de referință, care consumă minimum posibil (din punct de vedere tehnic) de lucru mecanic este cel cu comprimare izotermică.

Randamentul izotermic se definește ca fiind raportul dintre puterea consumată de compresorul care ar funcționa cu comprimare izotermică și puterea indicată. Similar se definește randamentul adiabatic.

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{P_{\text{izot}}}{P_i} = \frac{P_{\text{izot}}}{P_{\text{izot}} + \Delta P_i}$$

$$\eta_{\text{ad}} = \frac{P_{\text{ad}}}{P_i} = \frac{P_{\text{ad}}}{P_{\text{ad}} + \Delta P_i}$$

unde  $\Delta P_i$  sînt pierderile interne, cauzate de imperfecțiunile procesului termodinamic.

Randamentul adiabatic se utilizează atunci cînd procesul considerat de referință (ce dă lucrul mecanic consumat minim) este adiabatic sau (teoretic) izentropic. Este cazul comprimării vaporilor de agent frigorific, pentru care comprimarea izotermică ar putea duce la apariția fenomenului de condensare.

Randamentul mecanic consideră pierderile mecanice  $\Delta P_m$  introduse de mecanismul real de antrenare.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} = \frac{P_i}{P_i + \Delta P_m}$$

Considerînd procesul din compresor cît și mecanismul de antrenare, definim randamentul izotermic la arbore și randamentul adiabatic la arbore.

$$\eta_{\text{izot-a}} = \frac{P_{\text{izot}}}{P_a} = \eta_{\text{izot}} \cdot \eta_m$$

$$\eta_{\text{ad-a}} = \frac{P_{\text{ad}}}{P_a} = \eta_{\text{ad}} \cdot \eta_m$$

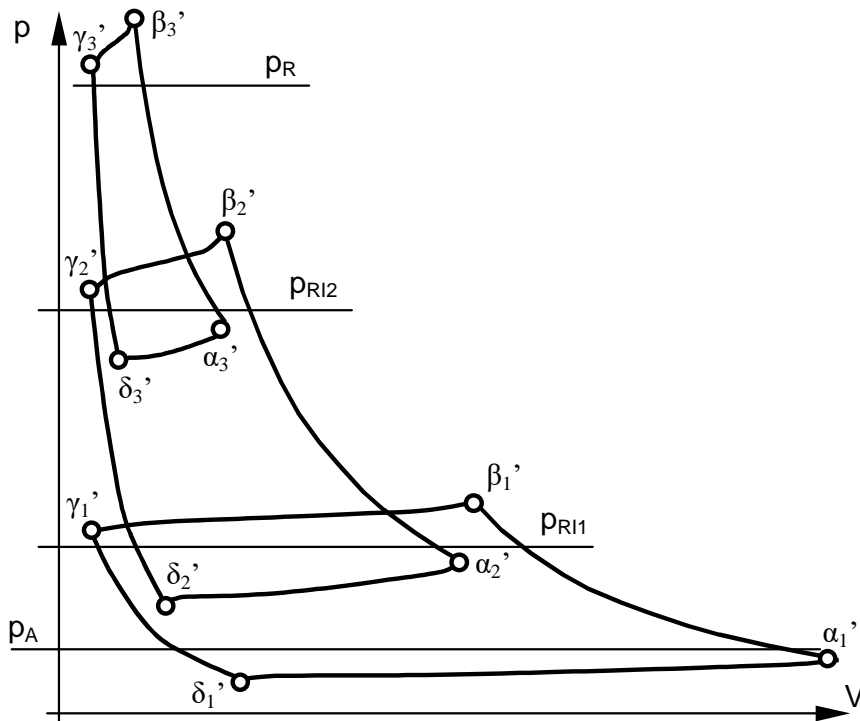
# I. Compressoare volumice

## Particularități ale comprimării reale în mai multe trepte. Diagrama p-V

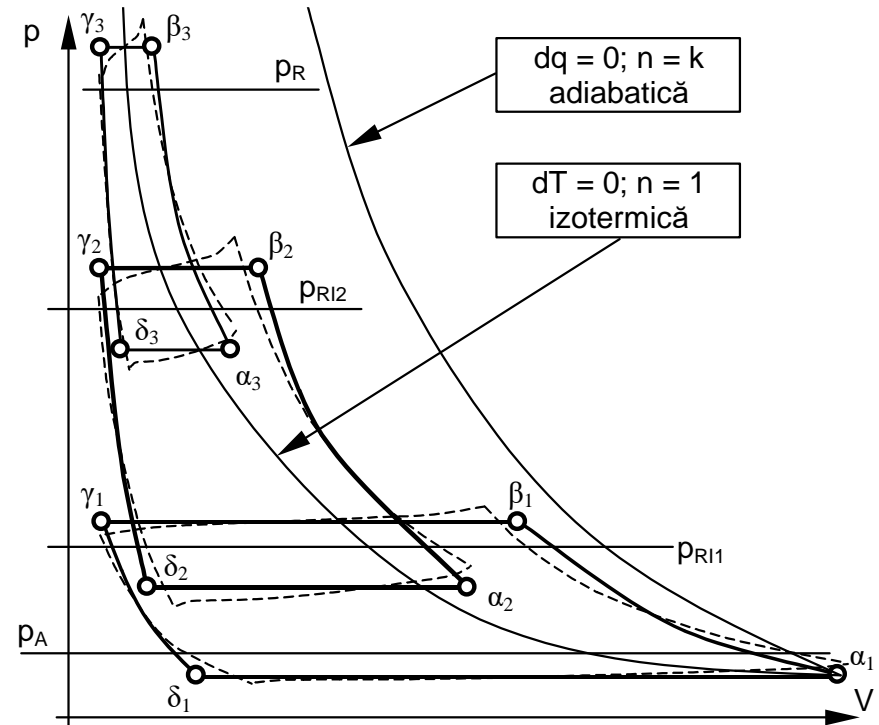
- notațiile cu prim: arată că s-a ținut cont de exponenții politropici reali
- se observă presiunile variabile de aspirație și de comprimare pentru fiecare treaptă
- se observă presiunile din răcitoarele intermediare
- treapta refulează la presiune mai mare decât aceea a răcitorului intermediar următor, iar treapta următoare aspiră la o presiune mai mică decât a răcitorului anterior
- exponenții politropici medii (notați cu o bară deasupra) sînt toți mai mici decât exponentul adiabatic  $k$   
$$k > \bar{n}_{c1} > \bar{n}_{c2} > \bar{n}_{c3}$$
- răcirea este mai eficientă la treptele superioare (constatare experimentală)
- exponenții medii la destindere sînt întotdeauna mai mici decât exponenții medii de la comprimare  
$$\bar{n}_c > \bar{n}_d$$
- cilindrarea scade cu creșterea presiunii de aspirație
- volumul mort scade la treptele superioare

# I. Compressoare volumice

Particularități ale comprimării reale în mai multe trepte. Diagrama p-V



Compresor cu trei trepte. Ciclurile reale ale treptelor



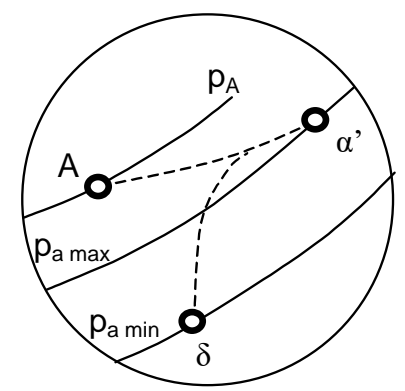
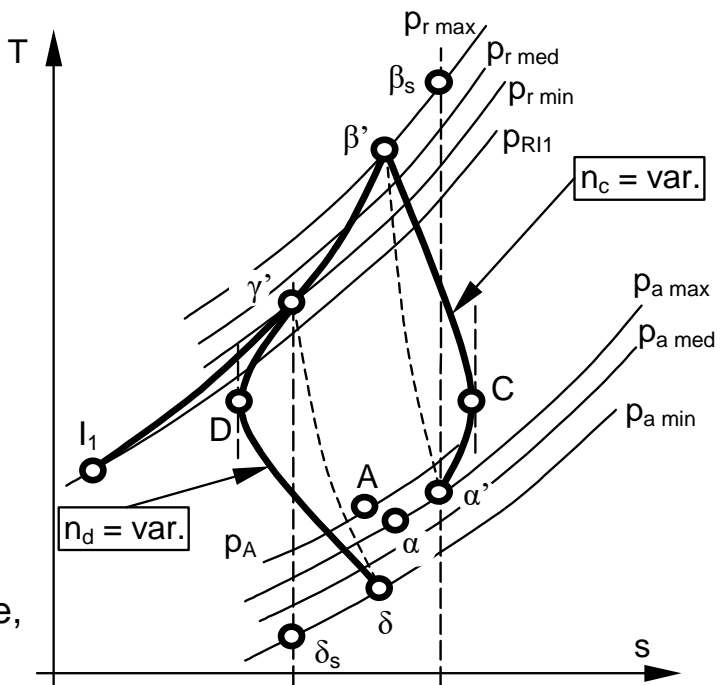
Compresor cu trei trepte. Ciclurile reale ale treptelor și ciclurile echivalente

# I. Compressoare volumice

## Reprezentarea ciclului real al treptei de compresor în diagrama T-s

Fenomenele descrise sînt cele discutate la studiul schimbului de căldură la comprimare și la destindere.

- $\alpha' - C$  = încălzire la comprimare, faza 1
- $C - \beta'$  = răcire la comprimare, faza 2
- $\alpha' - \beta_s$  = procesul izentropic asociat
- $\alpha' - \beta'$  = proces echivalent de comprimare
- $\gamma - \gamma'$  = răcire izobară la refulare
- $\gamma' - D$  = răcire la destindere, faza 1
- $D - \delta'$  = încălzire la destindere, faza 2
- $\gamma' - \delta_s$  = procesul izentropic asociat
- $\gamma' - \delta'$  = proces echivalent, destindere
- $\beta' - \gamma'$  = răcirea gazului la refulare, cu pierdere de presiune
- $\gamma' - I_1$  = răcirea gazului refulat, în răcitorul intermediar, cu pierdere de presiune



În detaliu: procesul de aspirație; gazul cu starea A aspirat se încălzește și se destinde, iar gazul care a participat la destindere se încălzește; cele două mase de gaz se amestecă (proces reprezentat cu linie punctată, absolut convențional).

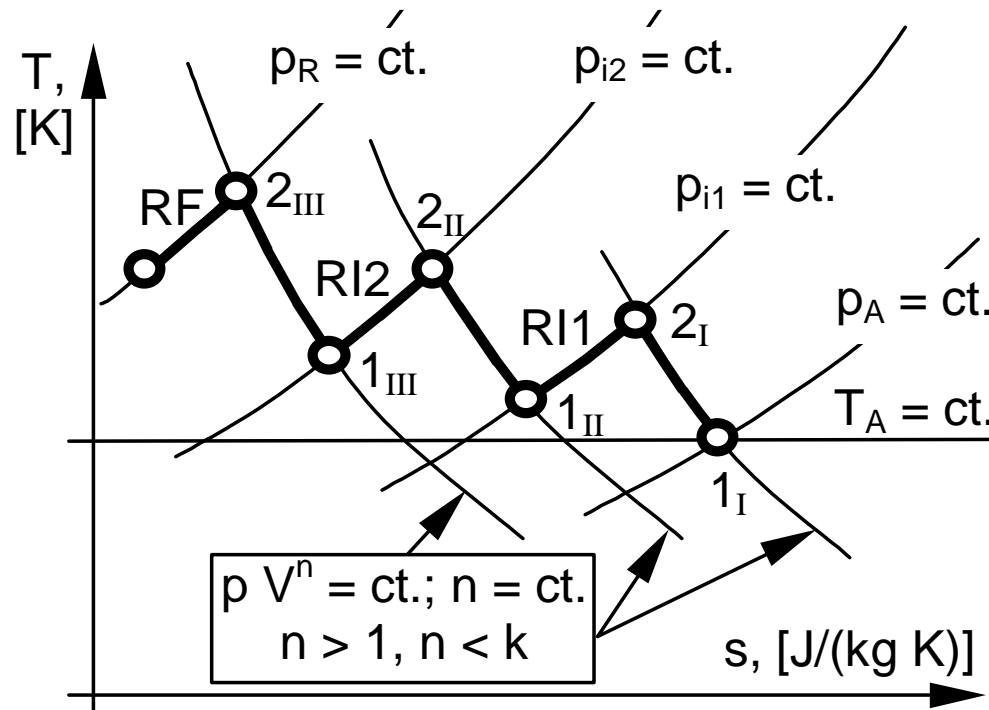


# I. Compressoare volumice

## Reprezentarea simplificată a proceselor din compresorul cu trei trepte în diagrama T-s

Sînt evidențiate doar procesele suferite de agentul de lucru în treptele de comprimare și în răcitoarele intermediare și în răcitorul final.

Se observă exponenții variabili de comprimare (prin înclinarea diferită a transformărilor politropice; să ne amintim că în diagrama T-s transformarea izentropică este verticală și ca urmare un exponent politropic  $n$  mai mic se traduce grafic printr-o curbă mai puțin înclinată, mai apropiată de o transformare izotermică).



# I. Compressoare volumice

## Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare

Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare este

$$\eta_{izot} = \frac{L_{t izot}}{L_i} = \frac{P_{t izot}}{P_i}$$

Aprecierea puterii interne se face cu ajutorul diagramei indicate. Se înlocuiește diagrama indicată printr-o diagramă echivalentă; ca urmare se cunosc  $L_e$  și  $P_e$ , care sînt aproximări ale  $L_i$  și  $P_i$ .

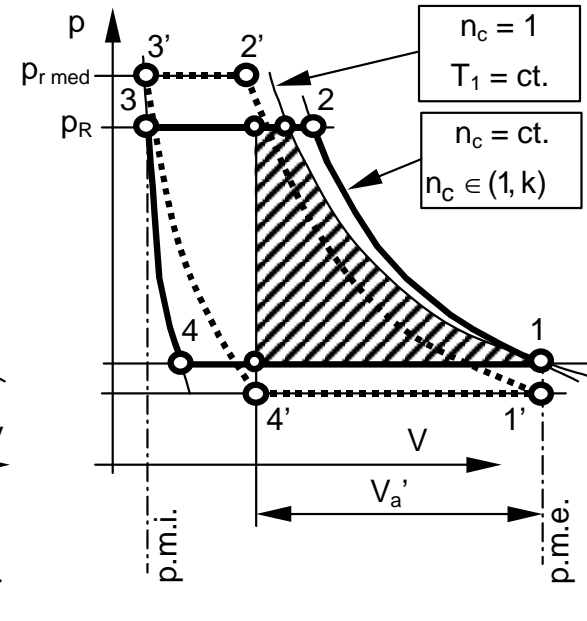
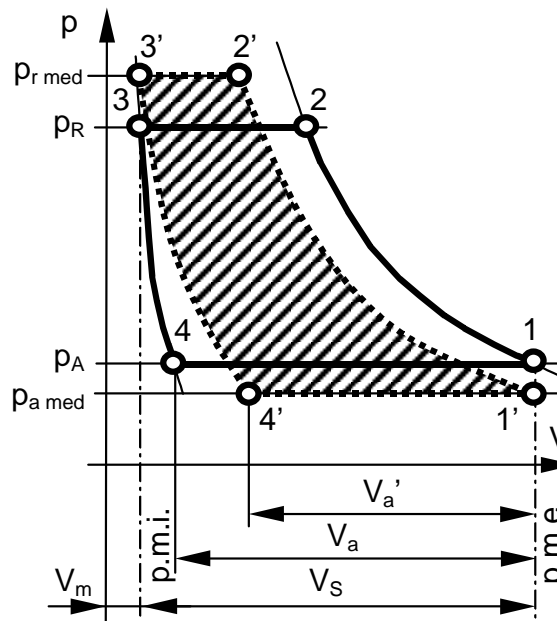
$$\eta_{izot} = \frac{P_{t izot}}{P_e}$$

Se notează și denumesc următoarele volume:

-  $V_a$ , volumul aspirat la presiunea  $p_A$ , în cazul în care se ține seama doar de influența spațiului mort;  $V_a = V_1 - V_4$ ;

-  $V_a'$ , volumul aspirat la presiunea  $p_{a med}$ , în cazul în care se ține seama de influența spațiului mort și de influența pierderilor de presiune la aspirație și la refulare;  $V_a' = V_1' - V_4'$ .

Observație. La definirea lui  $V_a'$  s-a folosit punctul 4', care caracterizează starea gazului obținută în urma destinderii de la  $p_{r med}$  la  $p_{a med}$ .



$n_c = 1$   
 $T_1 = ct.$

$n_c = ct.$   
 $n_c \in (1, k)$

# I. Compresoare volumice

## Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare (continuare)

Să ne reamintim că

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_s} \quad \text{și} \quad \lambda_2 = \frac{p_{a \text{ med}}}{p_A}$$

Se face ipoteza că, pentru  $\Delta p_{a \text{ med}}$  mici, volumul aspirat la presiunea  $p_{a \text{ med}}$  este direct proporțional cu presiunea medie de aspirație:

$$\frac{p_{a \text{ med}}}{p_A} = \frac{V'_a}{V_a} \quad \text{și rezultă} \quad \frac{V'_a}{V_a} = \lambda_2 = \frac{V'_a}{\lambda_1 V_s}$$

De aici se obține

$$V'_a = \lambda_1 \lambda_2 V_s$$

Considerînd produsul  $\lambda_0 \lambda_4 \approx 1$ , lucrul mecanic al diagramei echivalente devine

$$L_e = -\frac{n_c}{n_c - 1} p_A V'_a \left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

Lucrul mecanic minim va fi consumat pentru comprimarea izotermică de la  $p_A$  la  $p_R$ , conform cu teoria. Trebuie să se observe că în cazul teoretic compresorul va aspira ciclic volumul  $V_s$ . Dar compresorul real aspiră ciclic mai puțin, și anume  $V'_a$ . Aceasta înseamnă că, la aceeași turație, compresorul teoretic aspiră un debit volumic mai mare!

O astfel de comparație, între compresoare ce aspiră debite diferite, nu este foarte relevantă. Este mai de interes să comparăm compresorul real cu un compresor teoretic care aspiră același debit volumic (sau aspiră ciclic același volum de gaz).

# I. Compresoare volumice

## Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare (continuare)

Ca urmare, definiția randamentului izotermic al treptei reale trebuie ajustată astfel:

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{L'_{\text{t izot}}}{L_e}$$

unde

$$L'_{\text{t izot}} = -p_A V'_a \ln(\pi_t) \quad \text{în loc de} \quad L_{\text{t izot}} = -p_A V_S \ln(\pi_t)$$

Obținem:

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{-p_A V'_a \ln(\pi_t)}{-\frac{n_c}{n_c-1} p_A V'_a \left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} = \frac{\ln(\pi_t)}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}$$

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{\ln(\pi_t)}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} = \frac{\ln(\pi_t)}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} \frac{\left[ (\pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[ (\pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}$$

$$\eta_{\text{izot}} = \frac{\ln(\pi_t)}{\frac{n_c}{n_c-1} \left[ (\pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} \frac{\left[ (\pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]} = \eta_{\text{izot t}} \frac{\left[ (\pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[ (\sigma \pi_{\text{tr}})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}$$

# I. Compressoare volumice

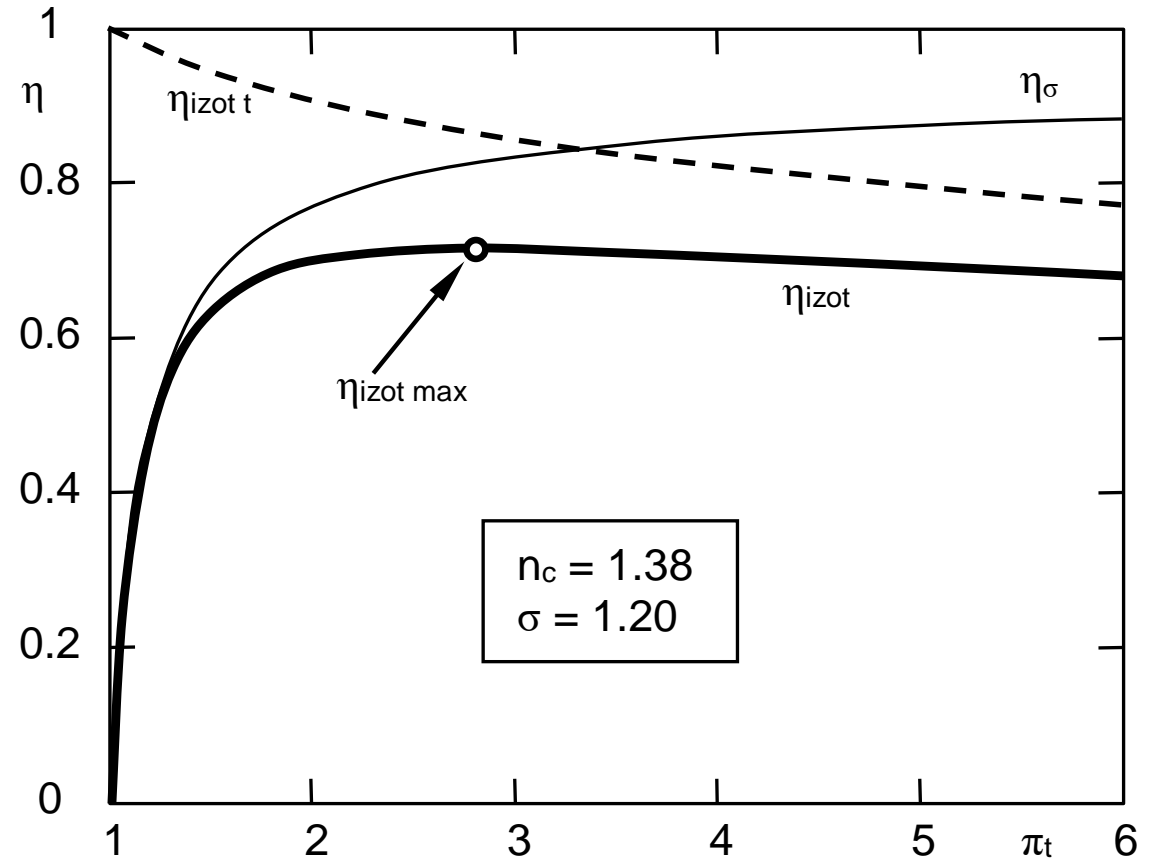
## Randamentul izotermic al treptei reale de comprimare (continuare)

Se notează termenul

$$\eta_{\sigma} = \frac{\left[ (\pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}{\left[ (\sigma \pi_{tr})^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right]}$$

În final se obține

$$\eta_{izot} = \eta_{izot t} \eta_{\sigma}$$



Se observă că randamentul izotermic al treptei reale prezintă un maxim.

# I. Compressoare volumice

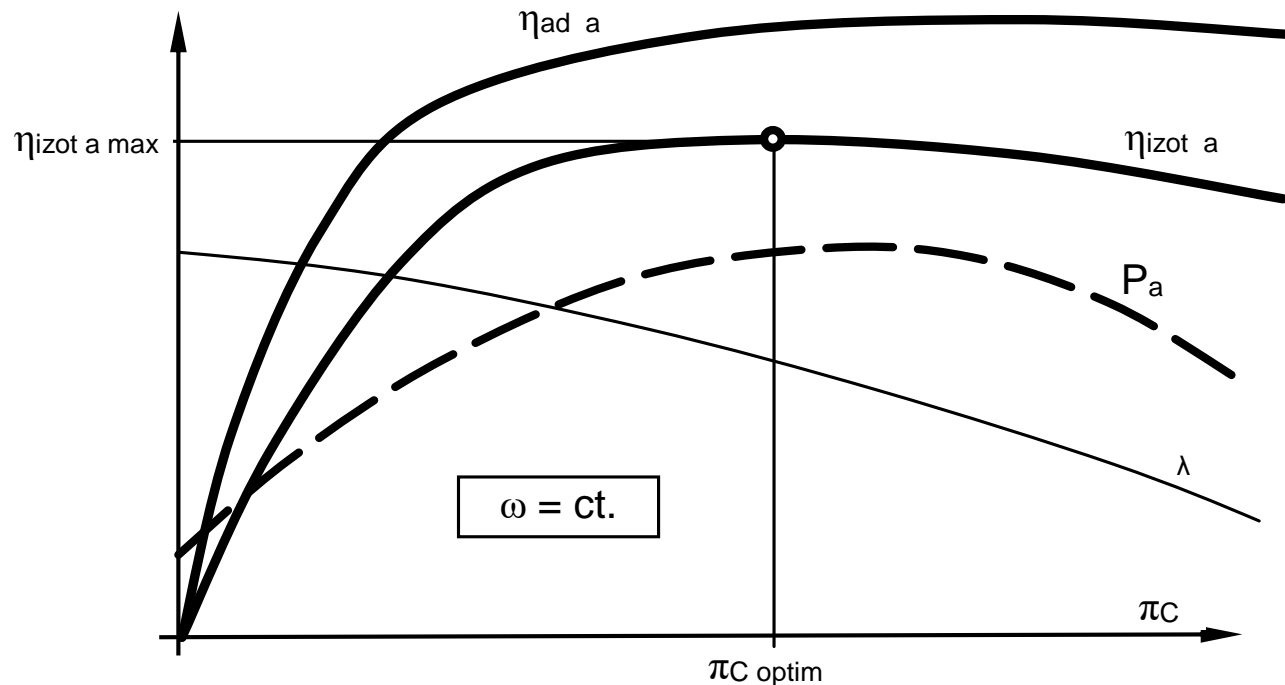
## Curbele caracteristice de presiune ale compresorului cu piston cu o treaptă

Curbele „de presiune” se trasează pentru turație constantă a mașinii.

Se observă că randamentul izotermic al treptei (al compresorului „real” cu o singură treaptă) prezintă un maxim. La fel și randamentul adiabatic.

Puterea consumată la arborele compresorului are și ea un maxim, la altă valoare a raportului de comprimare decât aceea pentru care se atinge maximum randamentului.

Coeficientul de debit scade cu raportul de comprimare, iar scăderea se accentuează la presiuni de refulare mai mari.



# I. Compressoare volumice

## Curbele caracteristice de viteză ale compresorului cu piston cu o treaptă

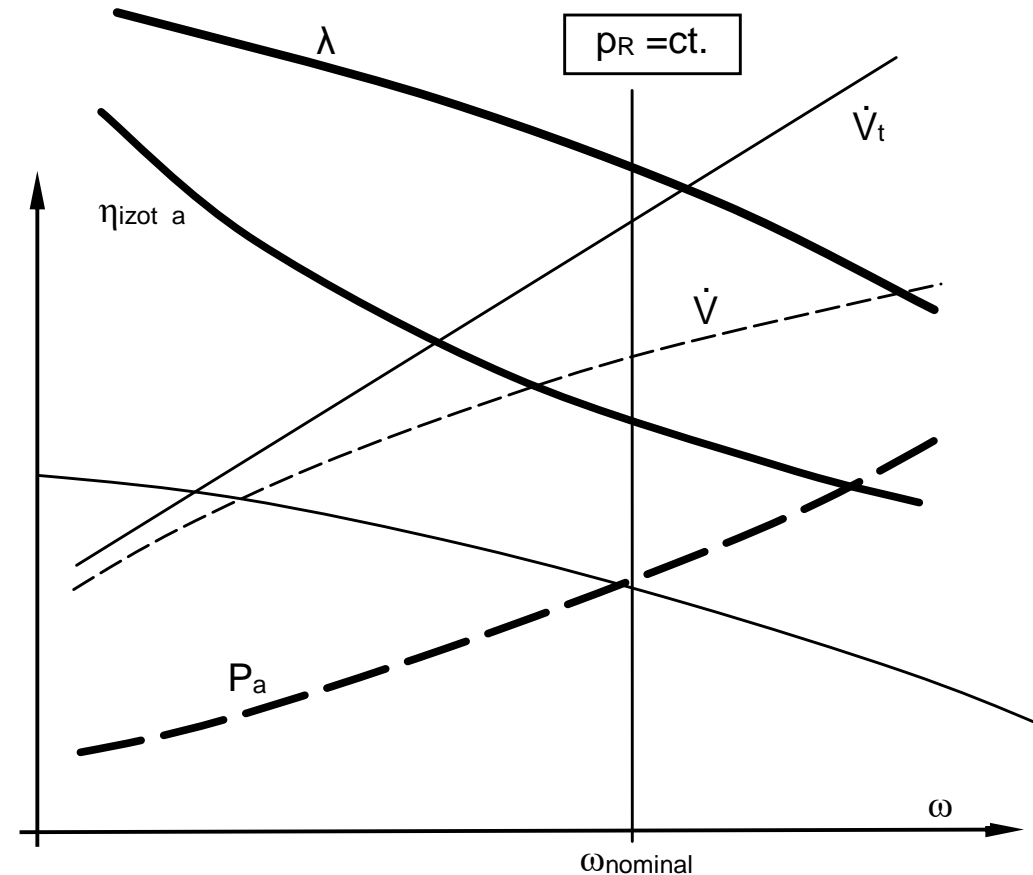
Curbele de viteză se trasează pentru o presiune de refulare constantă.

Debitul aspirat teoretic crește liniar cu turația (viteza unghiulară), în timp ce debitul aspirat real scade cu turația, deoarece coeficientul de debit scade.

Coeficientul de debit scade cu turația deoarece pierderile gazodinamice cresc cu mărirea vitezelor de curgere, care se manifestă la creșterea turației.

Randamentul izotermic la arbore scade cu turația, pentru că la creșterea turației cresc pierderile gazodinamice, mecanice și termodinamice.

Puterea la arbore crește cu turația deoarece crește debitul aspirat și în același timp scade randamentul.

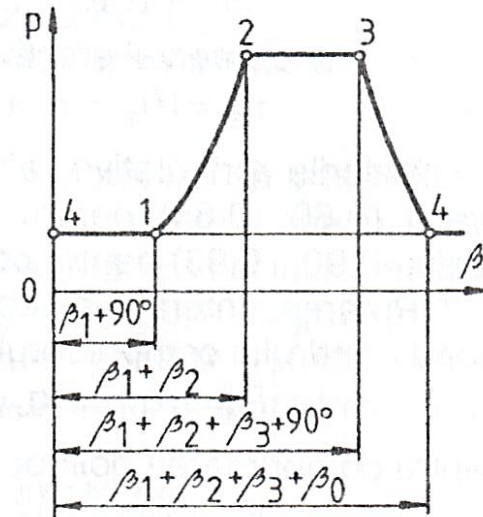
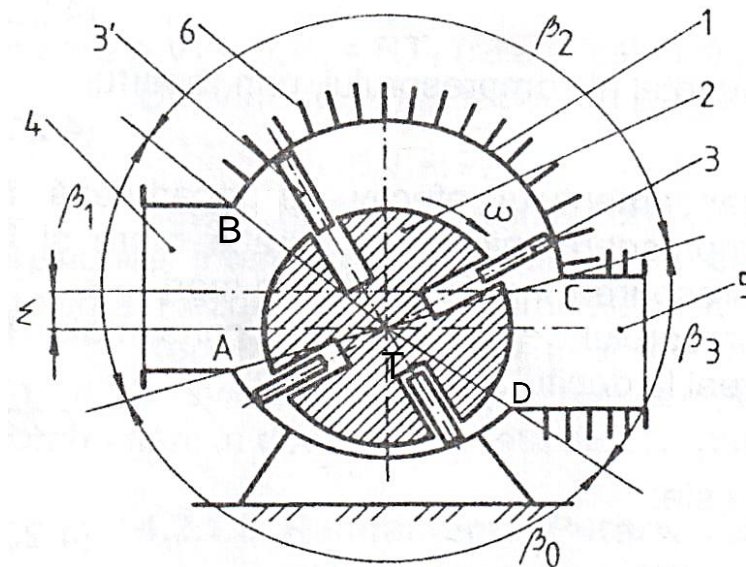


# I. Compressoare volumice

## Schema constructivă de principiu a compresorului cu lamele culisante în rotor

Un rotor cilindric este plasat excentric față de un stator de asemenea cilindric. Lamelele 3 culisează în canalele paralelipipedice (de regulă de la 4 la 32 de bucăți) din rotor. Forța centrifugă tinde să scoată lamelele din canale, și menține lamelele în contact cu peretele interior al statorului.

Rotorul, statorul, lamelele și capacele laterale ale compresorului (nefigurate) separă mai multe spații de lucru. Volumul unui spațiu de lucru variază. Schimbul de gaze se face prin ferestre de aspirație și de refulare. Fereastra de aspirație e plasată în zona în care volumul spațiului de lucru crește, iar fereastra de refulare – în zona în care volumul scade. Ferestrele trebuie plasate la o anumită distanță una de alta, astfel încât să existe o zonă în care spațiul de lucru se micșorează fără a fi în contact cu nici una din ferestre. În această zonă va avea loc procesul de comprimare.



Compresorul cu lamele culisante:

1 - stator cilindric; 2 - rotor; 3 - lamele; 4 și 5 - canale de admisiune și de refulare; 6 - aripioare de răcire



# I. Compressoare volumice

## Ciclul teoretic al compresorului cu număr finit de lamele culisante în rotor

Compresorul teoretic aspiră ciclic volumul maxim posibil și refulează ciclic volumul maxim posibil. Aceasta înseamnă că pozițiile muchiilor A, B și D se stabilesc în funcție de numărul de lamele. Ca urmare la depășirea punctului B de către lamela posterioară volumul spațiului de lucru să fie maxim. Când spațiul de lucru are volumul minim lamelele se găsesc în punctele A și D. Punctul C este plasat astfel încât la sfârșitul comprimării să se obțină presiunea cerută.

- **aspirație:**  $V_{sl}$  crește, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de aspirație începând de când lamela anterioară 3 depășește muchia A a ferestrei și pînă când lamela posterioară 3' depășește muchia B a ferestrei de aspirație;
- **comprimare:**  $V_{sl}$  scade, spațiul de lucru nu este în contact cu nici una din ferestre; procesul începe când lamela posterioară 3' depășește muchia B a ferestrei de aspirație și se termină când lamela anterioară 3 depășește muchia C a ferestrei de refulare;
- **refulare:**  $V_{sl}$  scade, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de refulare începând de când lamela anterioară 3 depășește muchia C și pînă când lamela posterioară 3' depășește muchia D a ferestrei de refulare;
- **destindere:** cum în punctul T de pseudo-tangență între rotor și stator există o anumită distanță, gazul rămas în volumul minim la presiunea de refulare se va destinde pînă la presiunea de aspirație imediat ce spațiul de lucru intră în contact cu fereastra de aspirație.

**Observație.** În realitate distanța dintre punctele D și T este mai mare, pentru a separa fizic ferestrele. În acest caz înainte de destindere apare o fază nouă, și anume de continuare a comprimării, însoțită de scăparea gazului prin neetanșeități.

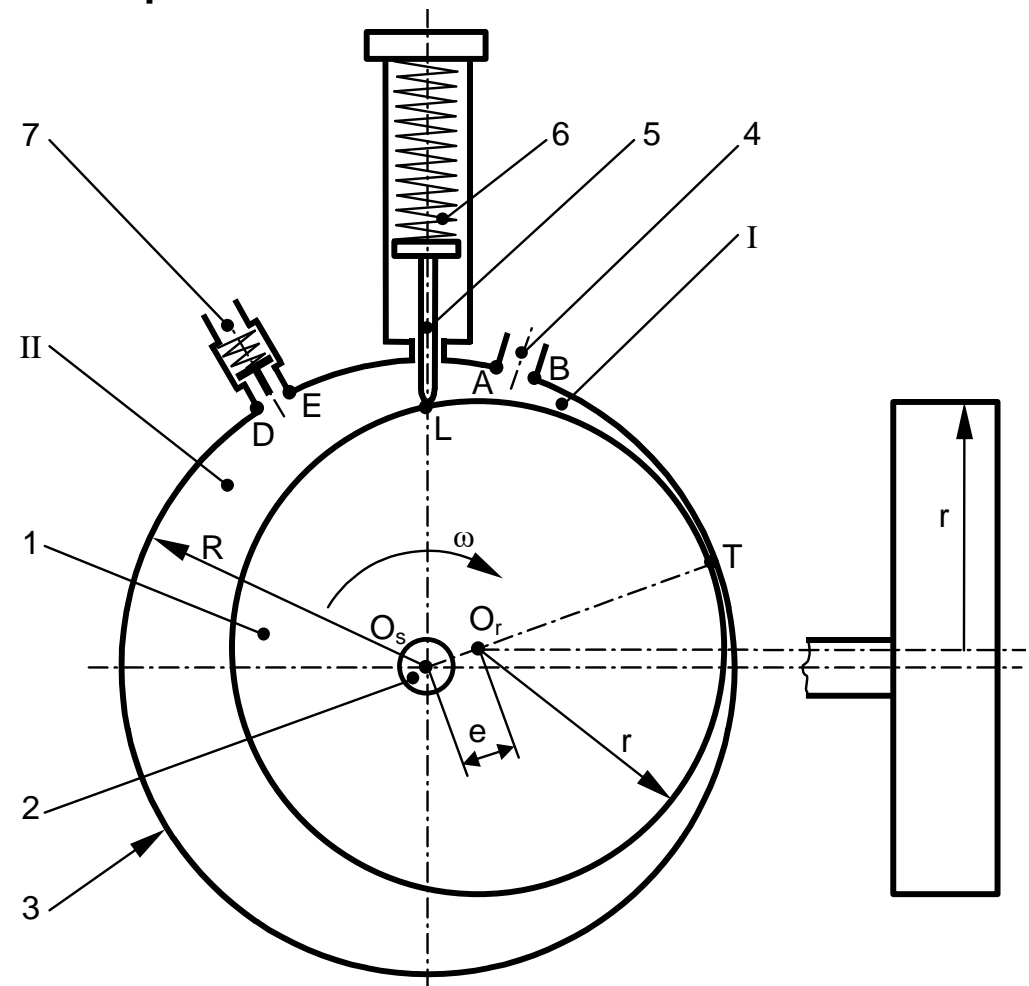
# I. Compressoare volumice

## Schema constructivă de principiu a compresorului cu lamelă culisantă în stator

Acest compresor are un rotor cilindric 1 de rază  $r$  care evoluează în interiorul unui stator cilindric 3 de rază  $R > r$ . Rotorul este plasat excentric pe un arbore 2. Arborele este coaxial cu statorul. Între centrele  $O_r$  și  $O_s$  ale rotorului și statorului există excentricitatea  $e$ . Teoretic, rotorul este tangent în permanență la cilindrul 3, în punctul T (fix pe rotor, baleind circumferința statorului). La un compresor real, există un joc de  $0.1 \dots 0.2$  mm între rotor și stator.

Între stator și rotor se formează un spațiu cu secțiunea transversală în formă de semilună, împărțit de lamela culisantă 5 în două compartimente: de aspirație I și de comprimare II. Lamela culisează în stator, fiind menținută în permanență în contact cu rotorul (în punctul L) de arc 6. Rotorul joacă rol de "piston" pentru cele două spații de lucru care evoluează simultan, deoarece în urma rotirii determină variația volumelor compartimentelor.

Pe stator sînt amplasate ferestre de aspirație și de refulare. În galeria de refulare este plasată o supapă de refulare.

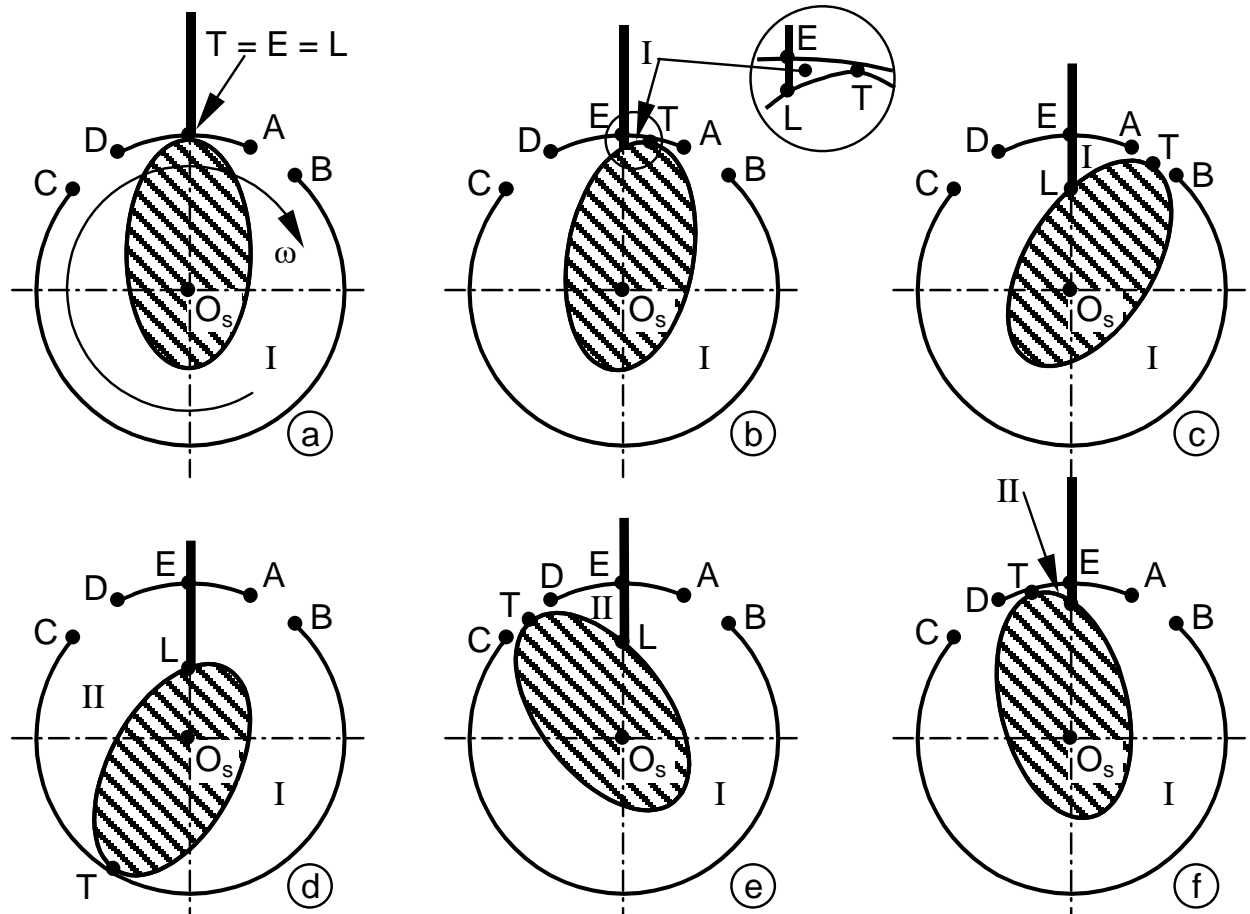


Compresor cu lamelă culisantă în stator: 1 – rotor; 2 - arbore; 3 – stator (cilindru); 4 – fereastră și galerie de aspirație; 5 – lamelă ulisantă; 6 – arc; 7 – fereastră, galerie și supapă de refulare

# I. Compresoare volumice

## Compresorul cu lamelă culisantă în stator (continuare)

În continuare va fi descris un ciclu complet de funcționare, începînd din momentul în care apare un nou compartiment de tip I - de aspirație. În fig. a-f rotorul a fost desenat eliptic pentru o mai bună vizualizare a pozițiilor punctului T în preajma punctelor A, B, C, D, E și în special atunci cînd T se găsește în dreptul ferestrelor. Desigur, această modificare nu afectează în nici un fel teoria funcționării compresorului.



# I. Compressoare volumice

## Compresorul cu lamelă culisantă în stator (continuare)

Funcționarea compresorului cu lamelă culisantă în stator:

**Intrare de gaz prin neetanșeități.** T în intervalul  $[E, A]$ . Când punctul T depășește punctul E apare un nou compartiment de aspirație, al cărui volum crește și în care presiunea va fi mai mică decât aceea din compartimentul vecin, care este tot unul de aspirație. Întrucât noul compartiment nu este în legătură cu fereastra de aspirație, într-însul va pătrunde gaz prin neetanșeități. În fig. a este reprezentată situația în care  $T \equiv E$ , și din care începe procesul de intrare de gaz prin neetanșeități. În fig. b este reprezentată o situație din timpul acestui proces. Intrarea gazului prin neetanșeități se termină atunci când compartimentul intră în contact cu fereastra de aspirație.

**Aspirația.** T în intervalul  $[A, E]$ . Aspirația propriu-zisă începe când compartimentul de aspirație intră în contact cu fereastra de aspirație, atunci când punctul T trece de muchia A. Aspirația continuă atât timp cât volumul compartimentului crește, adică pînă când punctul T ajunge în punctul E, unde simultan se găsește și punctul L de pe lamela culisantă. În această poziție volumul compartimentului de aspirație este maxim, fig. a. Mai trebuie observat că, atunci când T se află între C și D, compartimentul de aspirație va fi în contact cu compartimentul de comprimare, timp în care are loc faza de destindere.

**Expulzare de gaz din compartimentul de aspirație.** T în intervalul  $[E, B]$ . După ce T trece de E apare un nou compartiment de aspirație, în cilindru existînd simultan două compartimente de aspirație. Cum volumul noului compartiment crește, volumul compartimentului vechi trebuie să scadă. Compartimentul vechi este în contact cu fereastra de aspirație, și o parte din gazul aflat în compartimentul vechi va fi expulzată înapoi în galeria de aspirație. Faza de expulzare se termină atunci când punctul T trece de B, moment în care compartimentul vechi de aspirație se transformă în compartiment de comprimare, în urma închiderii comunicației cu fereastra de aspirație.

# I. Compressoare volumice

## Compresorul cu lamelă culisantă în stator (continuare)

**Comprimarea.** T în intervalul  $[B, T(pR)]$ , fig. d. Procesul de comprimare începe când T trece de B. Volumul compartimentului scade iar presiunea crește. Comprimarea se termină atunci când în compartiment se atinge presiunea de refulare necesară pentru deschiderea supapei de refulare, punctul T fiind în acest moment plasat undeva între B și C (în funcție de presiunea de refulare; mai aproape de C cu cât presiunea  $pR$  este mai mare).

**Refularea.** T în intervalul  $[T(pR), C]$ . Refularea începe cu deschiderea supapei de refulare, și se termină atunci când T trece de C, fiindcă atunci cele două compartimente din cilindru se află în contact direct. În timpul refulării presiunea din compartimentul de tip II se menține teoretic constantă, în timp ce volumul scade.

**Destinderea.** T în intervalul  $[C, D]$ , fig. e. În timpul destinderii cele două compartimente comunică prin spațiul locașului supaper de refulare. Gazul aflat inițial la  $pR$  se destinde pînă la presiunea de aspirație  $pA$ , curgînd spre compartimentul de aspirație vecin. La începutul destinderii supapa de refulare se închide. Volumul compartimentului atunci când T a trecut de C reprezintă spațiul mort al compresorului.

**Scăparea de gaz prin neetanșeități.** T în intervalul  $[D, E]$ . După ce punctul T trece de D compartimentul de tip II nu este în contact cu nici una din ferestre. Comprimarea se reia iar volumul compartimentului se micșorează pînă la anulare (cînd T ajunge în E). Micșorarea volumului duce la creșterea presiunii. Ca urmare, gazul părăsește compartimentul sub formă de scăpări prin neetanșeități, spre compartimentul de aspirație vecin - fig. f.

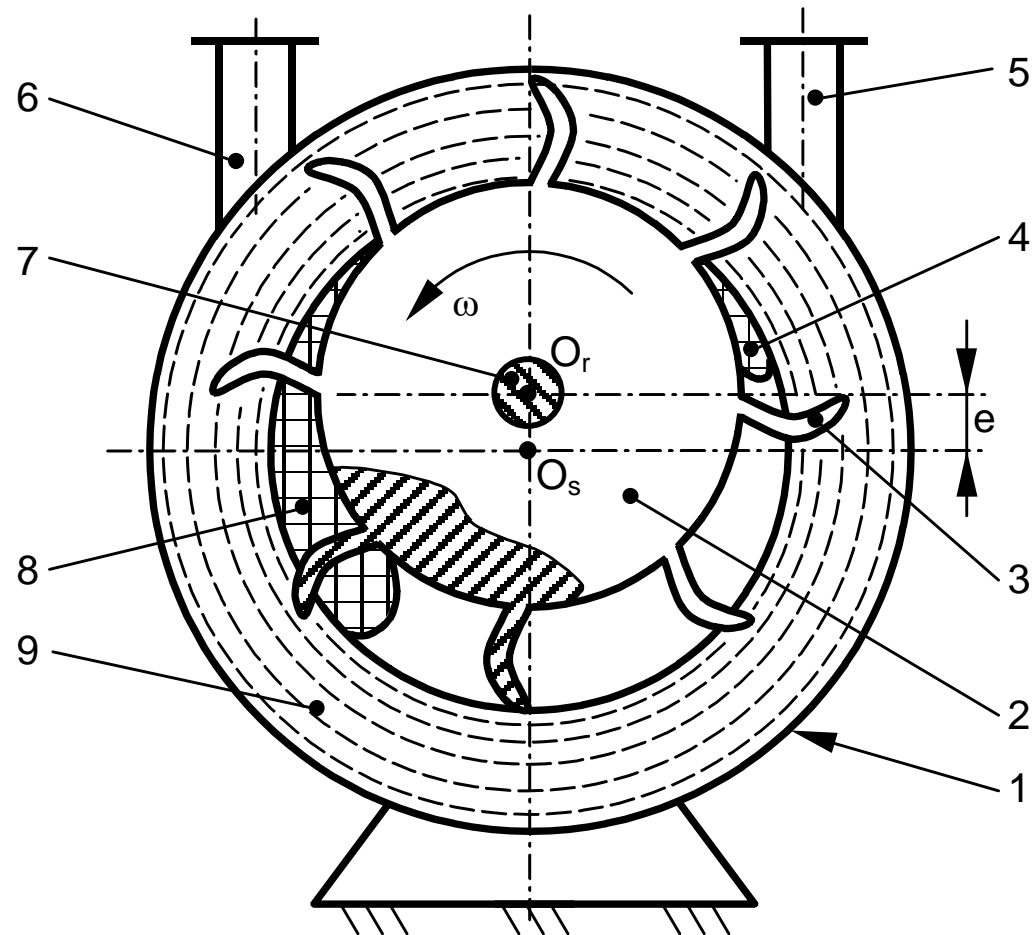
**Observație.** Efectuarea unui ciclu complet necesită două rotații întregi ale arborelui. În timpul unui ciclu compartimentul va fi de tip I mai mult de o rotație completă, și, de tip II, mai puțin de o rotație completă.

Acest compresor este capabil să realizeze rapoarte de comprimare ale treptei mari.

# I. Compressoare volumice

## Schema constructivă de principiu a compresorului cu lamelă culisantă în stator

Compressorul cu inel de lichid are un rotor cilindric 2 palete, rotor care evoluează în interiorul unui stator cilindric 1. Rotorul este plasat excentric față de stator, între centrele  $O_r$  și  $O_s$  ale rotorului și statorului existînd excentricitatea "e". În stator se introduce un lichid care este antrenat de palete și formează un inel mulat pe stator. Forța centrifugă menține inelul de lichid în mod permanent doar dacă turația arborelui depășește o anumită valoare limită. În zona unde paletele se apropie la maxim de stator inelul de lichid este în contact cu butucul rotorului. În partea diametral opusă paletele aproape că ies din inelul de lichid. Între inelul de lichid, butucul rotorului și capacele laterale (nefigurate) se formează un spațiu avînd secțiunea transversală în formă de semilună. Acest spațiu este împărțit de palete în celule, sau spații de lucru.



Compressor cu lamelă culisantă în stator: 1 – rotor; 2 - arbore; 3 – stator (cilindru); 4 – fereastră și galerie de aspirație; 5 – lamelă culisantă; 6 – arc; 7 – fereastră, galerie și supapă de refulare

# I. Compressoare volumice

## Schema constructivă de principiu a compresorului cu lamelă culisantă în stator

În timpul rotirii arborelui spațiile de lucru își măresc volumul de la zero la o valoare maximă, și apoi și-l micșorează înapoi la zero. Schimbul de gaze se realizează prin intermediul unor ferestre de aspirație respectiv de refulare, practicate în capacele laterale. de regulă aspirația se face la un capăt al compresorului și refularea la celălalt capăt.

În timpul funcționării lichidul din inel se încălzește din cauza comprimării gazului dar și datorită frecărilor, astfel că este necesar să fie înlocuit în mod continuu cu lichid rece, eventual prin recircularea lichidului printr-un răcitor.

Se observă că raportul intern de comprimare este constant, acesta depinzând doar de pozițiile muchiilor ferestrelor de aspirație și de comprimare. Dacă se dorește o oarecare flexibilitate în funcționare se pot folosi supape de aspirație și de refulare, sau doar o supapă de refulare.

Dacă lichidul folosit este apa, picăturile de apă antrenate împreună cu gazul comprimat sînt eliminate într-un separator special destinat, de exemplu într-un separator turbionar.

**Funcționarea compresorului** este aceea caracteristică tuturor compresoarelor volumice: aspirație, atunci cînd spațiul de lucru este în comunicație cu fereastra de aspirație, comprimare, atunci cînd spațiul de lucru este izolat de ambele ferestre, refulare, cînd spațiul de lucru este în comunicație cu fereastra de refulare. La destindere participă eventualele mase de gaz care sînt antrenate peste spațiul despărțitor dintre fereastra de refulare și fereastra de aspirație. Teoretic, acest compresor nu are spațiu mort.

**Avantaje.** Construcția este una simplă. Datorită prezenței inelului de lichid, care răcește gazul comprimat, comprimarea este aproape izotermică, lucrul mecanic intern de comprimare fiind mic. Construcția permite montarea lagărelor în afara spațiului de lucru, și în consecință gazul comprimat nu este impurificat cu ulei din sistemul de ungere. În plus, zgomotul produs este destul de redus.

# I. Compresoare volumice

## Schema constructivă de principiu a compresorului cu lamelă culisantă în stator

Dezavantaje. Este de așteptat ca menținerea inelului de lichid să implice prezența unor turbioane însoțite inerent de pierderi de energie. Ca urmare, randamentul izotermic la arbore va fi mic. De asemenea, compresorul va avea consumuri de energie legate de înlocuirea lichidului cald din inel, precum și un consum de lichid.

**Observație.** Presiunea minimă de aspirație depinde de presiunea de saturație a vaporilor lichidului. De exemplu, în cazul apei aflate la 20 °C, aceasta va fierbe la o presiune de 17.54 mmHg, adică la 2338 Pa.

În mod obișnuit acest compresor este folosit pentru crearea vidului, ca "pompă de vid". Ca urmare, este folosit ca treaptă în sistemul de menținere a vidului la condensatoarele unor instalații cu turbină cu abur lucrând în condensare.

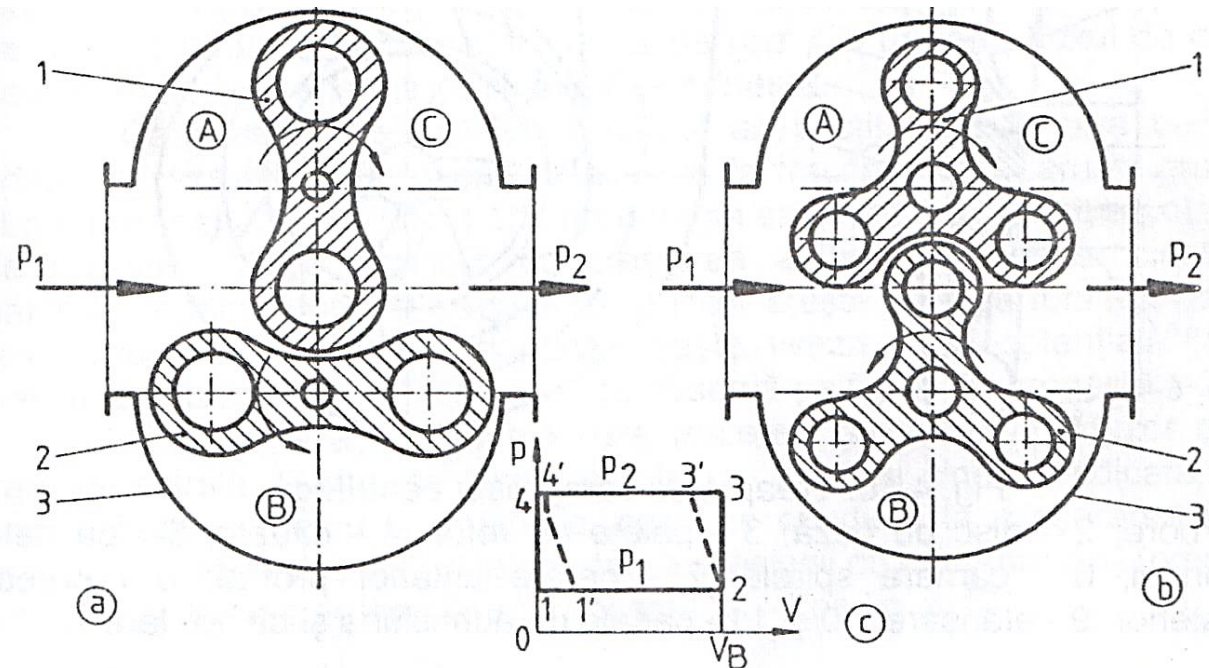


# I. Compressoare volumice

## Schema constructivă de principiu și funcționarea compresorului cu rotoare profilate

Compressorul rotativ cu rotoare profilate are două rotoare profilate 1 și 2 plasate în statorul 3. Statorul este făcut din două jumătăți de cilindru de rază  $R$  și de lungime  $l$ , depărtate între ele. Antrenarea sincronă a rotoarelor se face cu un angrenaj cu roți dințate aflat în exterior. Rotoarele nu vin în contact între ele și nici cu statorul, între piese fiind un joc mai mic de 0.2 mm. Rotoarele formează, împreună cu statorul, camerele A, B și C. Rotoarele se învârt în sensurile indicate pe figură. Volumul camerei de tip A crește, se aspiră gaz la presiunea constantă  $p_1$  (procesul teoretic 1-2). Camera A se transformă într-o cameră de tip B, închizând între lobi și stator, într-un volum constant, o masă de gaz pe care o transportă spre conducta de refulare - fără a-i crește presiunea.

Cînd camera B se transformă într-o cameră de tip C, adică atunci cînd intră în comunicație cu canalul de refulare, se produce o comprimare „exterioară” (teoretic instantanee) la volum constant, datorată curgerii inverse a gazului din conducta și din rezervorul de gaz al compresorului, gaz aflat la presiunea  $p_2$  (procesul 2-3 din diagrama  $p$ - $V$ ). În continuare, lobul rotorului superior împinge gazul din camera C pe conducta de refulare, în procesul izobar 3-4 desfășurat la presiunea  $p_2$ .



Compressoare rotative cu rotoare profilate cu 2 lobi (a) și cu 3 lobi (b): 1 și 2 - rotoare profilate; 3 - stator

# I. Compressoare volumice

## Ciclul teoretic și fazele funcționării compresorului cu rotoare profilate

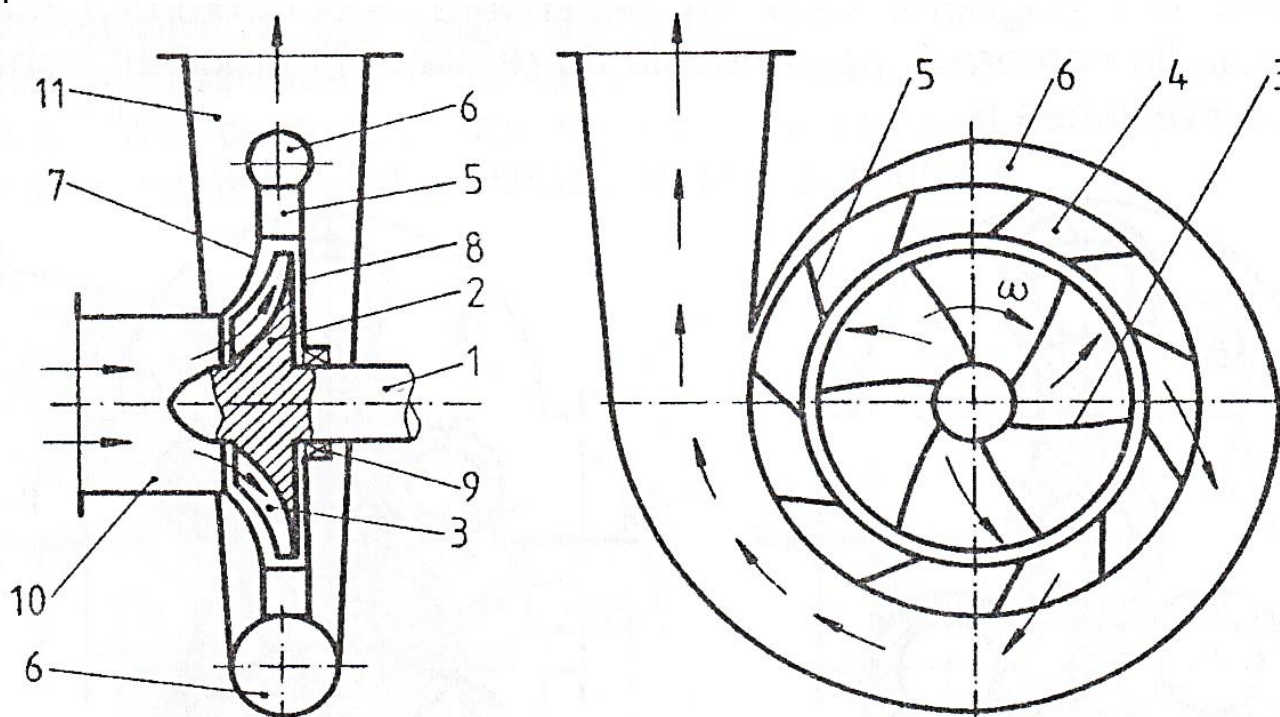
- **aspirație**: compartimentul este de tip A, iar  $V_{sl}$  crește prin ieșirea rotoarelor din pseudo-angrenare; procesul se termină când lobul posterior al rotorului trece de muchia ferestrei de aspirație; începutul procesului este mai greu se sesizat: prin ieșirea rotoarelor din pseudo-angrenare iau naștere două compartimente de tip A simultan;
- **transport**: compartimentul este de tip B,  $V_{sl}$  se păstrează constant, gazul prins între lobi, stator și capacele laterale este transportat de la fereastra de aspirație la fereastra de refulare; spațiul de lucru nu este în contact cu nici una din ferestre; procesul începe când lobul posterior al rotorului depășește muchia ferestrei de aspirație și se termină când lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare;
- **comprimare exterioară**: după ce lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare apare o curgere inversă, gaz aflat în galeria de refulare intră în spațiul de lucru și, acționînd ca un piston, comprimă gazul care a fost transportat; presiunea crește brusc, teoretic instantaneu, la volumul constant al compartimentului de transport;
- **refulare**: compartimentul este de tip C,  $V_{sl}$  scade prin intrarea rotoarelor în pseudo-angrenare, spațiul de lucru este în contact cu fereastra de refulare; procesul începe când lobul anterior depășește muchia ferestrei de refulare și se termină prin anularea volumului spațiului de lucru în urma rotirii rotoarelor aflate în pseudo-angrenare; lobul posterior împinge gazul în galeria de refulare;
- **destindere**: teoretic, dacă distanța dintre rotoare tinde la zero, nu există spațiu mort și destinderea apare ca o transformare convențională, de trecere a feței rotorului de la  $p_R$  la  $p_A$ ; în realitate există o mică distanță între rotoare, prin care o masă de gaz va trece de la refulare la aspirație, micșorîndu-și corespunzător presiunea.

Observație. Rotoarele sînt foarte asemănătoare cu roțile dințate cu doi sau trei dinți, avînd profilul acestora.

## II. Compresoare dinamice

### Schema constructivă de principiu a unui compresor centrifug cu o treaptă

O treaptă de compresor centrifug este compusă dintr-un rotor cu palete și dintr-un stator cu secțiuni de trecere crescătoare. În construcția rotorului se disting arborele 1 pe care este amplasat discul de bază profilat 2, disc prevăzut cu paletele 3.



Compresor centrifug cu o treaptă:

1 - arbore; 2 - disc de bază; 3 - palete pe rotor; 4 - difuzor; 5 - paletele difuzorului; 6 - camera spirală; 7 - perete anterior profilat; 8 - perete posterior; 9 - etanșare; 10 și 11 – galerii de aspirație și de refulare

## II. Compresoare dinamice

### Schema constructivă de principiu a unui compresor centrifug cu o treaptă (continuare)

Paletele pot fi radiale, sau pot fi curbate (îndoite) înainte sau înapoi. O paletă este curbată înainte dacă, pe măsură ce diametrul rotorului crește, paleta se îndepărtează de direcția radială în sensul de rotație  $\omega$ .

Statorul este compus din difuzorul 4 și din camera spirală 6, care înconjoară difuzorul.

Difuzorul este un spațiu inelar în jurul rotorului, prevăzut cu paletele 5. La compresoarele mici, difuzorul nu are palete.

În construcția compresorului se mai găsesc peretele anterior 7 (profilat) și peretele posterior 8, care împreună cu difuzorul și cu camera spirală închid rotorul.

Trecerea arborelui prin pereții statorului este prevăzută cu un spațiu de etanșare 9. Bineînțeles, rotorul este susținut și se rotește în lagăre (nefigurate).

Gazul intră în compresor pe gura de aspirație 10 și este refulat prin gura de refulare 11.

În practică, treptele de compresor centrifug se pot cupla câte două în paralel (cu disc, difuzor și cameră spirală comună), sau se pot înseria în lungul arborelui prin intermediul unor canale care conduc gazul de la ieșirea radială dintr-o treaptă la intrarea axială în treapta următoare.

## II. Compressoare dinamice

### Reprezentarea procesului de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama T-s în parametri de frînare

Procesul de comprimare a gazului în zona rotorului compresorului centrifug este considerat a fi unul fără schimb de căldură cu exteriorul, din cauza dificultății evidente de a răci gazul în timp ce curge prin spațiul dintre paletele de pe rotor. Procesul teoretic de comprimare este deci unul adiabatic iar agentul este considerat gaz perfect. Ca urmare, procesul teoretic suferit de agentul de lucru la trecerea printre paletele rotorice este unul izentropic - adiabatic și fără frecare. Pentru a ține cont și de energiile cinetice ce caracterizează procesul din rotor în figură reprezentarea s-a făcut în parametri de frînare.

Procesul real de comprimare consideră agentul de lucru ca gaz real, și ca urmare este doar adiabatic, nu și izentropic. În procesul real au loc pierderi prin frecare, energia corespunzătoare acestora rămânând în gaz sub formă de energie internă (se face ipoteza că lucrul mecanic de frecare s-a transformat integral în căldură internă, care nu părăsește fluidul). S-au notat cu  $1^*-2s^*$  respectiv cu  $1^*-2^*$  procesul teoretic respectiv procesul real. Procesul real poate fi împărțit într-un număr oarecare de procese politropice succesive, fiecare cu altă valoare a exponentului său. După cum s-a arătat anterior, schimbul de căldură face ca procesul  $1^*-2^*$  să poată fi înlocuit în figură cu o transformare politropică având exponentul politropic  $n > k$ .

Principiul I al Termodinamicii aplicat procesului teoretic  $1^*-2s^*$  și procesului real  $1^*-2^*$  capătă expresiile:

$$-l_{ts} = i_{2s}^* - i_1^*$$

$$-l_t = i_2^* - i_1^*$$

Trebuie observat că diferențele dintre entalpii din cele două relații anterioare pot fi reprezentate grafic în diagrama T-s sub formă de arii, întrucât diferența de entalpie poate reprezenta căldură schimbată la presiune constantă. Admițând că agentul de lucru are  $c_p = ct.$ , diferența de entalpie este proporțională cu diferența de temperatură, pentru că  $i = c_p T$ . Pentru a calcula diferența de entalpii este suficient să introducem un punct suplimentar "a" aflat pe izobara  $p_2^* = ct.$  și în același timp pe izoterma  $T_1^* = ct.$  Punctul "a" are aceeași entalpie și aceeași temperatură ca punctul  $1^*$ .

## II. Compressoare dinamice

### Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în T-s (continuare)

Ca urmare, diferența  $i_2^* - i_a$  reprezintă căldura schimbată în procesul izobar a-2\*. Dar  $i_2^* - i_a = i_2^* - i_1^*$ . Se poate scrie

$$i_2^* - i_1^* = i_2^* - i_a = c_p (T_2^* - T_1^*) = c_p (T_2^* - T_a) = \int_a^{2^*} d(i^*) \Big|_{p_2^*=ct} = c_p \int_{T_a}^{T_2^*} d(T^*) \Big|_{p_2^*=ct}$$

În consecință lucrul mecanic consumat pentru desfășurarea procesului real de comprimare din rotorul compresorului centrifug este direct proporțional cu aria suprafeței de sub curba a-2\*:

$$-l_t = i_2^* - i_1^* = fp * A_{a2^*dba}$$

Observație. Factorul de proporționalitate "fp" din relația anterioară are dimensiuni fizice, iar valoarea lui depinde de scara reală de reprezentare a diagramei. Argumentația anterioară a dorit să arate că aria de pe diagrama T-s este doar o reprezentare a lucrului mecanic sau a diferenței de entalpii, fără a fi însuși lucrul mecanic.

Similar se obține

$$-l_{ts} = i_{2s} - i_1 = fp * A_{a2s^*cba}$$

Căldura masică primită de agentul de lucru în timpul comprimării reale 1\*-2\* este reprezentată de aria de sub curbă, conform cu proprietățile diagramei T-s:

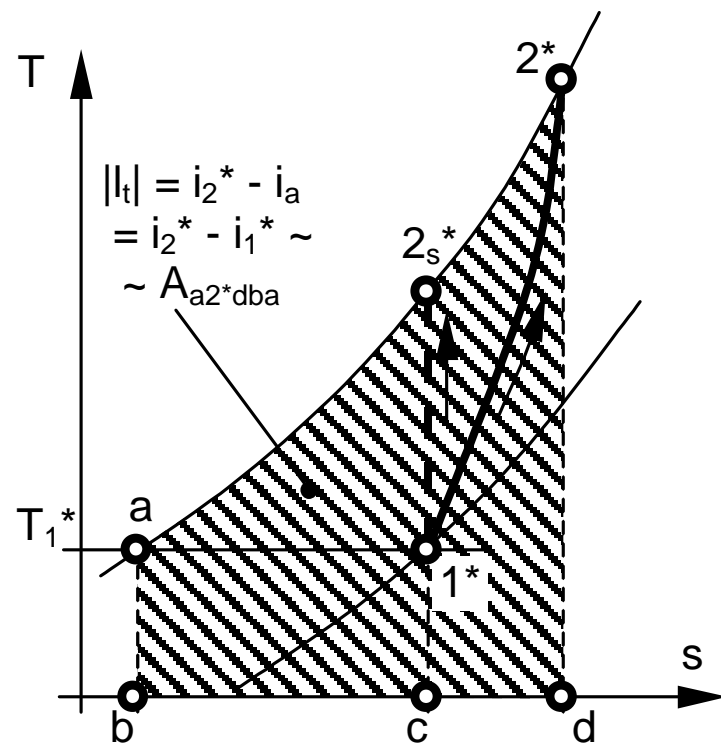
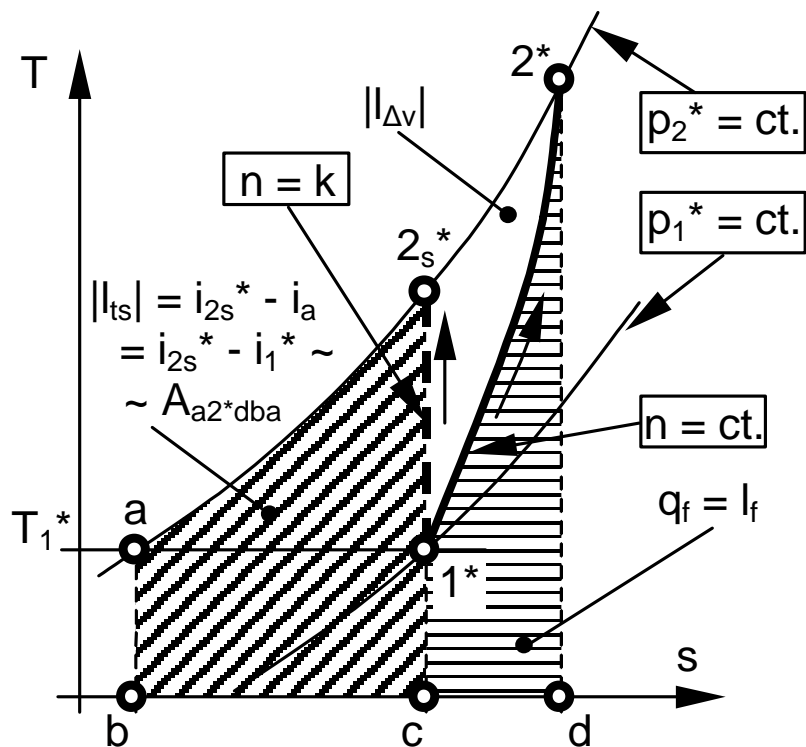
$$q_f = l_r = \int_{1^*}^{2^*} T d(s) = fp * A_{1^*2^*dc1^*}$$

Să ne reamintim de la Termodinamica Fluidelor Compresibile expresia diferențială a lucrului mecanic tehnic:

$$dl_t = -v dp - d\left(\frac{c^2}{2}\right) - g d(h) - dl_f$$

# II. Compressoare dinamice

Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în T-s (continuare)



Aplicînd relația anterioară pentru procesele real respectiv teoretic din rotorul compresorului centrifug, în parametri de frînare (pentru care  $c = 0$ ) și pentru o curgere orizontală monodimensională, se obțin relațiile

$$dl_t = -v dp - dl_f \quad dl_{ts} = -v_s dp$$

Limitele de integrare sînt aceleași, deoarece procesul teoretic asociat procesului real se desfășoară pînă la aceeași presiune finală cu procesul real.

## II. Compressoare dinamice

### Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în T-s (continuare)

Scăzînd relațiile precedente se obțin egalitățile

$$l_t - l_{ts} = - \int_{p_1^*}^{p_2^*} v dp - dl_f + \int_{p_1^*}^{p_2^*} v_s dp \qquad l_{ts} - l_t = \int_{p_1^*}^{p_2^*} (v - v_s) dp + dl_f$$

Se reamintește că, în baza convenției despre semnele algebrice pentru căldură și lucru mecanic, valoarea numerică a lucrului mecanic consumat trebuie să fie un număr negativ. În consecință, termenul din stînga al relației anterioare este pozitiv. Termenii din dreapta sînt de asemenea pozitivi. Primul, deoarece în transformarea reală, cu frecare, gazul primește căldură și ca urmare  $v > v_s$ , întrucît în urma aportului de căldură gazul se dilată. Al doilea, deoarece lucrul mecanic de frecare este întotdeauna o mărime pozitivă (este dat de agentul de lucru pentru învingerea forțelor de frecare). Situația este desigur în conformitate cu ipoteza conform căreia lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură internă, care rămîne în gaz. Se poate deci scrie:

$$dq_i = dl_f = dq_f$$

Examinînd figura anterioară se observă că toți termenii din relația precedentă sînt reprezentați de niște arii. Ca urmare, diferența dintre lucrurile mecanice este egală cu suma dintre lucrul mecanic de frecare și termenul

$$-l_{\Delta v} = \int_{p_1^*}^{p_2^*} (v - v_s) dp$$

Termenul  $l_{\Delta v}$ , care este negativ, este identificat ca fiind lucrul mecanic consumat suplimentar în rotorul compresorului centrifug pentru realizarea procesului real de comprimare, din cauza încălzirii agentului de lucru în urma primirii sub formă de căldură a lucrului mecanic de frecare.

Figura x.z evidențiază grafic toate mărimile despre care s-a discutat mai sus, avînd ca scop ușurarea înțelegerii procesului analizat. Principala concluzie obținută în urma acestei analize este că procesul real consumă în plus față de procesul teoretic izentropic nu doar lucrul mecanic de frecare, ci cu  $l_{\Delta v}$  mai mult.



## II. Compressoare dinamice

### Reprezentarea procesului de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama p-v în parametri de frînare

S-a arătat la subiectul anterior că

$$l_t = -\int_{p_1}^{p_2} v dp - l_f \quad l_{ts} = -\int_{p_1}^{p_2} v_s dp$$

Termenii conținând integrale pot fi explicitați sub formele

$$-\int_{p_1}^{p_2} v dp = l_t + l_f \quad -\int_{p_1}^{p_2} v_s dp = l_{ts}$$

Termenii

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp \quad \int_{p_1}^{p_2} v_s dp$$

sînt pozitivi, deoarece volumul masic "v" este întotdeauna pozitiv iar dp este întotdeauna mai mare decît zero întrucît în timpul comprimării presiunea crește. În diagrama p-v acești termeni reprezintă arii, și anume  $A1*2*ae1*$  respectiv  $A1*2s*ae1*$ . Cum lucrul mecanic masic de comprimare este negativ, ariile vor fi proporționale cu modulele mărimii lucru mecanic masic.

Găsim că

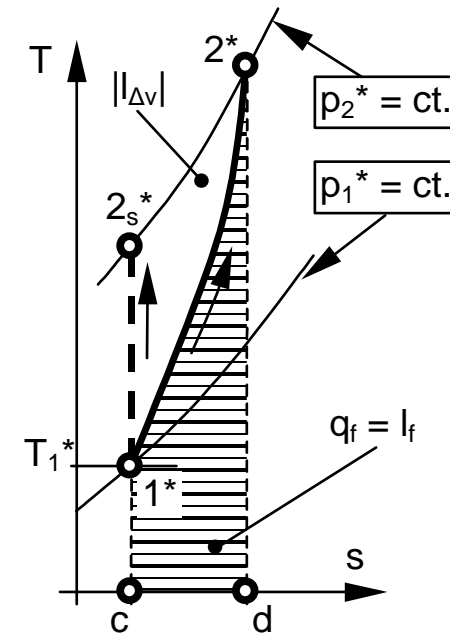
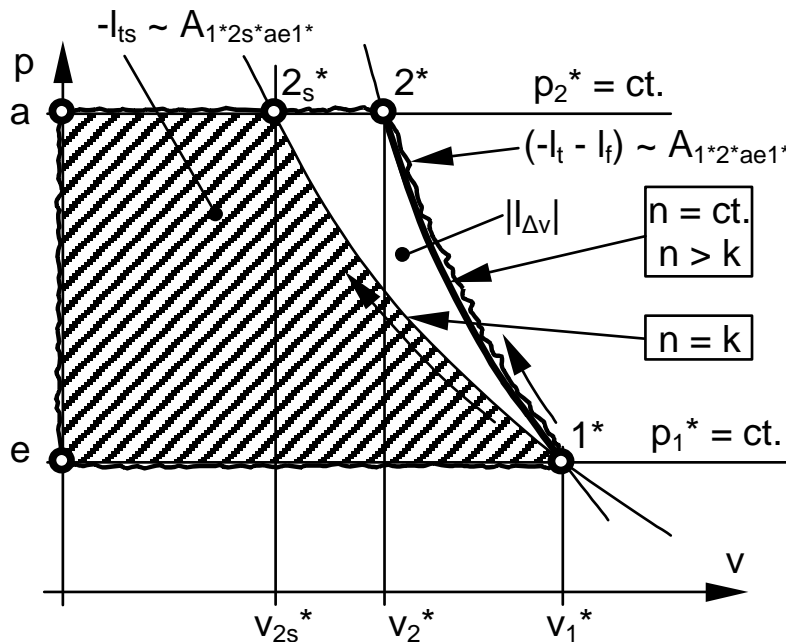
$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = -l_t - l_f$$

ceea ce înseamnă că în diagrama p-v termenii  $l_t$  și  $l_f$  nu sînt reprezentați sub formă de arii. Apare doar suma lor, sub forma integralei din vdp.

# II. Compressoare dinamice

## Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama p-v (continuare)

Lucrul mecanic masic consumat suplimentar  $|\Delta v$  apare însă în diagramă sub forma ariei  $A_{1^*2s^*2^*1^*}$ . Acest lucru este evident dacă se compară diagrama p-v cu diagrama T-s. Este obligatoriu ca aria delimitată de punctele  $1^*$ ,  $2s^*$  și  $2^*$  să reprezinte aceeași mărime fizică. Semnificația ariei  $A_{1^*2s^*2^*1^*}$  ca reprezentare a lui  $|\Delta v$  reiese de asemenea cu claritate din relațiile matematice.



Este necesar să se găsească o explicație pentru faptul că lucrul mecanic de frecare nu apare ca arie în diagrama p-v, care este numită și "diagramă mecanică", tocmai pentru proprietatea de a echivala lucrul mecanic prin arii. Pentru început trebuie reamintit și subliniat că ambele diagrame discutate, T-s și p-v, se referă la energiile masice schimbate cu exteriorul de agentul de lucru, sub formă de lucru mecanic masic și căldură masică.

## II. Compresoare dinamice

### Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama p-v (continuare)

Ca urmare, diagrama p-v arată ce energie masică a primit gazul sub formă de lucru mecanic masic din exterior. Dar inițial s-a făcut ipoteza că lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură, care la rândul ei rămâne integral în gaz. Altfel spus, compresorul primește lucrul mecanic masic  $l_t$  de la motorul de antrenare. Agentul de lucru primește de la rotor întreaga energie masică  $l_t$ , parțial sub formă de lucru mecanic masic și parțial sub formă de căldură masică. Lucrul mecanic masic de frecare  $l_f$  este folosit pentru învingerea forțelor de frecare dintre gaz și rotor și se transformă în căldură masică de frecare, preluată de gaz sub formă de căldură masică internă  $q_f = q_i$ . Restul de energie masică, adică  $l_t + l_f = l_{ts} + l_{\Delta v}$ , este primit de agent sub formă de lucru mecanic.

În consecință, lucrul mecanic de frecare este primit de gaz sub formă de căldură, și apare în diagrama T-s sub formă de căldură internă de frecare (care este numeric egală cu lucrul mecanic de frecare). În diagrama p-v căldura nu poate fi reprezentată ca arie, deci nici lucrul mecanic de frecare nu poate fi reprezentat prin energia termică echivalentă.

Lucrul mecanic masic primit de gaz în timpul comprimării teoretice izentropice este

$$l_{ts} = - \int_{p_1^*}^{p_2^*} v_s dp = - \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[ \left( \pi_C^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Lucrul mecanic masic primit de gaz în timpul comprimării reale politropice (și vizibil sub formă de arie în diagrama p-v) este

$$l_{t_{pol}} = - \int_{p_1^*}^{p_2^*} v dp = - \frac{n}{n-1} R T_1^* \left[ \left( \pi_C^* \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = l_{ts} + l_{\Delta v}$$

Observație. Integralele din vdp de mai sus au fost efectuate în același mod ca în cazul compresorului cu piston (fiind, în fond, aria unor diagrame similare).

## II. Compresoare dinamice

### Procesul de comprimare din rotorul compresorului centrifug în diagrama p-v (continuare)

Lucrul mecanic masic primit de rotorul compresorului centrifug de la motorul de antrenare este, conform Principiului I al Termodinamicii,

$$dl_t = -di^* = -c_p dT^*$$

Dar

$$c_p = \frac{kR}{k-1}$$

iar pentru transformarea politropică

$$pv^n = ct.$$

Cunoscînd din ecuația de stare a gazului perfect că  $(p v) / T = ct.$  și deci  $v \sim (T / p)$ , se obține imediat că

$$T \sim p^{\frac{n-1}{n}}$$

Acum  $l_t$  devine

$$l_t = -c_p \int_{T_1^*}^{T_2^*} dT^* = -c_p (T_2^* - T_1^*) = -\frac{kR}{k-1} T_1^* \left( \frac{T_2^*}{T_1^*} - 1 \right) = -\frac{kR T_1^*}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Se observă că raportul de presiuni de mai sus este chiar raportul de comprimare exprimat în parametri de frînare, și ca urmare se obține expresia

$$l_t = -\frac{k}{k-1} R T_1^* \left[ \left( \pi_c^* \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = l_{ts} + l_{\Delta v} - l_f = l_{t\text{pol}} - l_f$$

## II. Compresoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrama T-s

Se va analiza un compresor centrifug cu o treaptă, avînd în componență un aparat director de intrare, canalele dintre paletetele rotorice, un difuzor neted după rotor, un difuzor paletat și un colector spiral prevăzut cu un difuzor final. Modelul fizic al funcționării compresorului centrifug cu o treaptă consideră ipoteza curgerii monodimensionale.

#### a) Modelul fizic al proceselor din anterotor

Un compresor centrifug are înainte de rotor un aparat director fix fără palete, un aparat director fix cu palete și un aparat director mobil cu palete. La compresoarele centrifuge de dimensiuni mici (și ieftine) de regulă unul sau amîndouă aparatele directoare paletate pot lipsi. Denumirea de aparat director se referă la rolul funcțional, și anume la schimbarea convenabilă a direcției de curgere a agentului de lucru. Un aparat director paletat este capabil să imprime jetului de agent care intră în compresor o mișcare de rotație în jurul axei longitudinale a mașinii. O asemenea mișcare, numită mișcare turbionară sau simplu "turbion", poate îmbunătăți semnificativ funcționarea compresorului (aceasta se va demonstra ceva mai departe).

Aparatele directoare mai au și rolul de a colecta agent de lucru de pe o arie de intrare mai mare, mărind astfel debitul aspirat de compresor. Ca urmare, aparatul director are și funcție de ajutor, accelerînd gazul de la viteza de intrare pînă la viteza de intrare în rotor. Trebuie menționat că viteza de intrare în compresorul centrifug este limitată la cel mult cîteva zeci de metri pe secundă, pentru a limita zgomotul produs la aspirație și pierderile gazodinamice de intrare.

Procesul teoretic din anterotor este unul izentropic, agentul fiind considerat gaz perfect. Se desfășoară fără schimb de energie cu exteriorul iar curgerea este considerată orizontală. Principiul I al termodinamicii aplicat curgerii teoretice în anterotor are expresia

$$di_s + d\left(\frac{c_s^2}{2}\right) = di_s^* = 0$$

## II. Compresoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrama T-s (continuare)

Procesul real din anterotor se desfășoară fără schimb de energie cu exteriorul. Curgerea prin anterotor este considerată de asemenea orizontală. Agentul de lucru nu mai poate fi gazul perfect. Acum curgerea agentului este însoțită de frecări cu pereții. Modelul presupune folosirea unui gaz care permite existența frecărilor, păstrînd în același timp - pentru simplitate - unele proprietăți ale gazului perfect. De exemplu, gazul va avea căldura specifică la presiune constantă  $c_p = ct.$  și va respecta ecuația de stare a gazelor perfecte și ideale, precum și legile transformărilor simple ale gazelor perfecte.

Se admite ipoteza conform căreia lucrul mecanic de frecare se transformă integral în căldură, iar căldura de frecare rămîne în totalitate în agentul de lucru. În acest caz Principiul I al Termodinamicii capătă expresia

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = di^* = 0$$

**Observație.** Toate celelalte componente constructive fixe ale compresorului centrifug - difuzorul neted, difuzorul paletat și canalul colector spiral cu difuzorul final - vor respecta aceleași ipoteze, și ca urmare funcționarea acestora va fi descrisă prin ecuații similare cu cele anterioare.

#### b) Modelul fizic al proceselor din canalele dintre paletele rotorice

În canalele dintre paletele de pe rotor agentul de lucru primește energie mecanică de la motorul de antrenare, prin intermediul paletelor mobile. Procesul se desfășoară fără schimb de căldură cu exteriorul, iar curgerea este considerată orizontală (diferențele de cotă sînt neglijate).

Procesul teoretic din rotor este unul izentropic, agentul fiind considerat gaz perfect. Principiul I al termodinamicii aplicat curgerii teoretice în rotor are expresia

$$di_s + d\left(\frac{c_s^2}{2}\right) + dl_{ts} = di_s^* + dl_{ts} = 0$$

## II. Compresoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrama T-s (continuare)

Procesul real din rotor este descris de relația

$$di + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dl_t = di^* + dl_t = 0$$

Din relațiile anterioare se observă că aportul de lucru mecanic tehnic din rotor poate servi pentru mărirea entalpiei și pentru mărirea energiei cinetice a agentului (a vitezei de curgere). În procesul de comprimare adiabatic cu frecare vor crește presiunea, temperatura, entalpia și viteza de curgere a gazului.

Într-un compresor centrifug bine proiectat canalele dintre paletele de pe rotor trebuie să aibă secțiune transversală variabilă în lungul curgerii, în așa fel încât canalul să fie divergent. În acest fel canalele sînt de fapt niște difuzoare aflate în mișcare de rotație. Creșterea de presiune statică a gazului la trecerea prin rotor se datorează și acțiunii forțelor centrifuge.

#### c) Modelul fizic al proceselor din difuzorul neted

În difuzorul neted viteza de curgere a agentului scade, energia cinetică se transformă în entalpie, iar ca rezultat presiunea statică se mărește.

#### d) Modelul fizic al proceselor din canalele dintre paletele statorice (difuzorul paletat)

În difuzorul paletat se petrec aceleași fenomene ca în difuzorul neted: viteza de curgere a agentului scade, energia cinetică se transformă în entalpie, iar ca rezultat presiunea statică se mărește.

Întrucît paletele fixe organizează curgerea mult mai bine decît un spațiu fără palete, eficiența utilizării energiei cinetice este mai bună. Ca urmare, un compresor centrifug bine proiectat va avea o creștere de presiune statică mai mare în difuzorul paletat decît în difuzoarele fără palete.

#### e) Modelul fizic al proceselor din canalul colector spiral și din difuzorul final

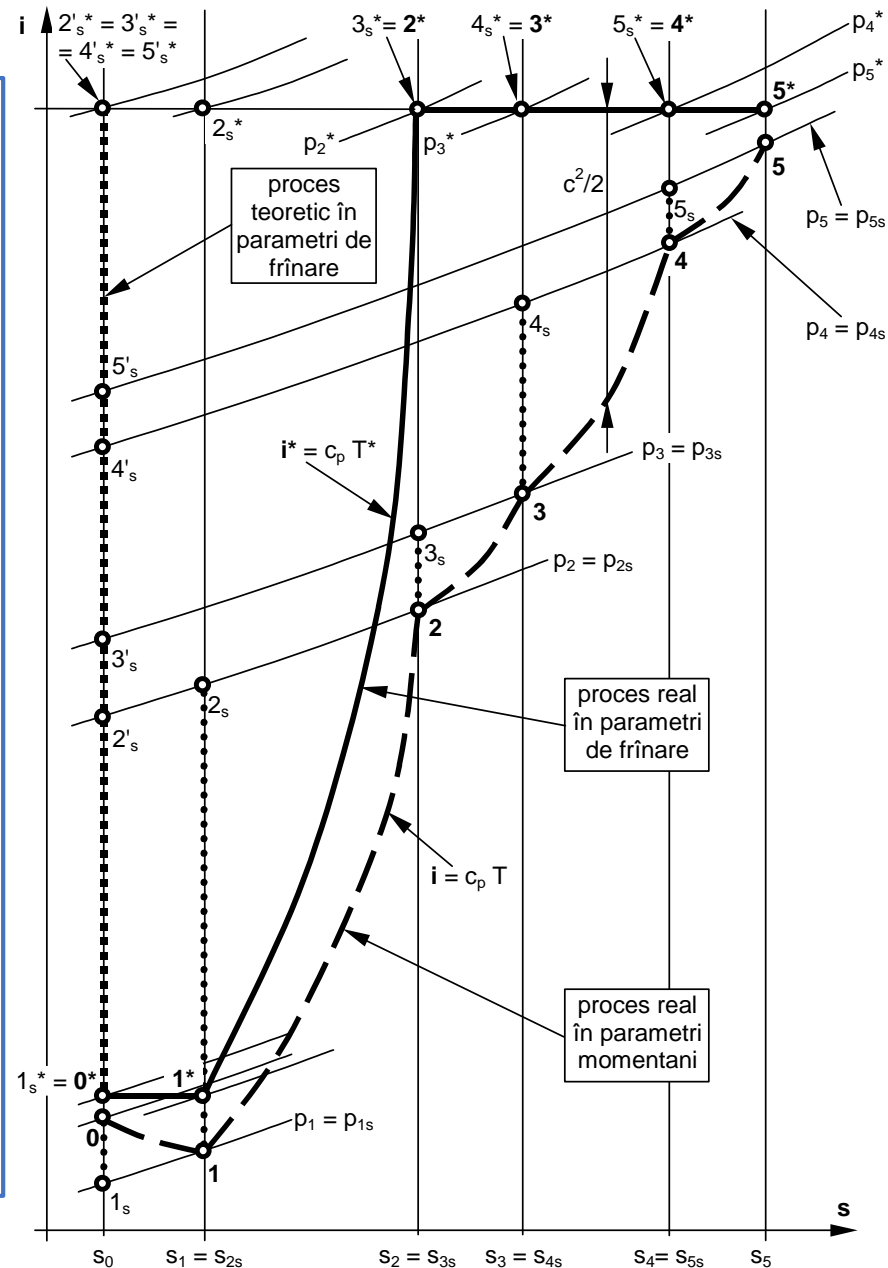
Colectorul spiral are ca principală funcție colectarea într-un singur flux de agent a fluxurilor ce ies din canalele dintre paletele fixe. Aceste două elemente constructive sînt tratate întotdeauna împreună. Au un rol de difuzor destul de redus, realizînd doar cîteva procente din creșterea totală de presiune statică. În concluzie, și aici se petrec aceleași fenomene ca în difuzorul neted.

# II. Compressoare dinamice

## Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrama T-s (continuare)

Diagrama din figură a fost construită pe baza modelelor fizice descrise anterior, și conține atât procesele reale cât și cele teoretice, aici fiind incluse și procesele teoretice atașate proceselor reale. Diagrama are un caracter didactic, urmărind evidențierea clară a proceselor. Pentru un exemplu numeric concret dimensiunile variațiilor de entalpie și de entropie din părțile constructive ale mașinii vor fi cu siguranță altele decât cele din figura menționată (dar fără a afecta în vreun fel valabilitatea modelului fizic prezentat). Au fost notate următoarele stări termodinamice:

- 0 - intrarea în aparatul director al compresorului
- 1 - ieșirea din aparatul director și intrarea în canalele dintre paletelor rotorice
- 2 - ieșirea din canalele dintre paletelor rotorice și intrarea în difuzorul neted
- 3 - ieșirea din difuzorul neted și intrarea între paletelor fixe ale difuzorului paletat
- 4 - ieșirea din canalele dintre paletelor fixe și intrarea în canalul spiral
- 5 - ieșirea din compresor (din difuzorul final).





## II. Compresoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrama T-s (continuare)

Cu indicele superior \* (asterisc, însemnând steluță) s-au notat parametri de frînare.

Cu indicele inferior "s" s-au notat parametri de sfârșit de procese teoretice izentropice.

Cu indicele superior ' (prim) s-au notat punctele caracteristice succesiunii de procese teoretice din compresorul centrifug teoretic. Încă o ipoteză simplificatoare a fost necesară: s-a acceptat că, în zona de diagramă în care sînt reprezentate procesele de funcționare, curbele izobare sînt practic paralele.

În figură este reprezentat cu curbă groasă continuă procesul real  $0^*1^*2^*3^*4^*5^*$  exprimat în parametri de frînare, și printr-o curbă groasă întreruptă procesul real  $012345$  exprimat în parametri momentani.

Procesul teoretic ( $s = ct.$ ) în parametri de frînare,  $0^*1_s^*2_s^*3_s^*4_s^*5_s^*$ , a fost reprezentat printr-un segment de dreaptă vertical făcut din puncte pătrate.

Procesul teoretic ( $s = ct.$ ) în parametri momentani,  $01_s2_s3_s4_s5_s$ , care se suprapune parțial peste verticala procesului teoretic în parametri de frînare, nu a fost marcat în mod special. Cu segmente de dreaptă făcute din puncte rotunde au fost reprezentate procesele teoretice asociate proceselor reale din componentele compresorului:  $01_s$ ,  $12_s$ ,  $23_s$ ,  $34_s$  și  $45_s$ .

În părțile fixe ale compresorului diferența dintre entalpia masică de frînare și entalpia masică momentană reprezintă energia cinetică masică. Nu au fost marcate energiile cinetice masice în punctele caracteristice: Este prezentat doar cazul general (sub forma termenului  $c^2/2$ , aplatat într-o poziție oarecare din difuzorul paletat).

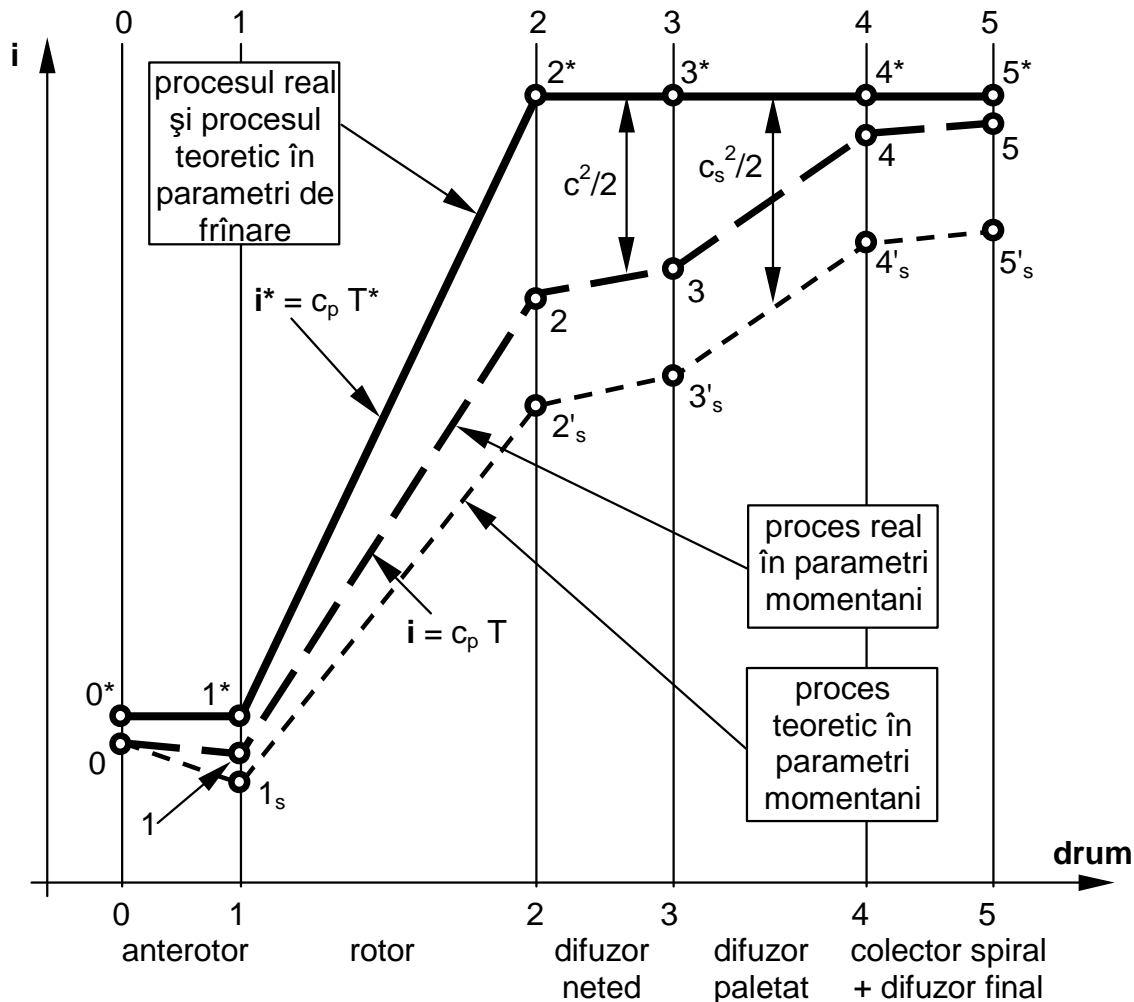
# II. Compresoare dinamice

## Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum

Așa cum s-a arătat anterior, în timpul funcționării compresorului centrifug gazul trece pe rând prin aparatul director de intrare, canalele dintre paletele rotorice, difuzorul neted, canelele difuzorului paletat, colectorul spiral și difuzorul final.

Curgerea este presupusă monodimensională. Crearea unor diagrame care reprezintă variația unor parametri în funcție de drum ajută la o mai bună înțelegere a proceselor din compresor și la localizarea acestora în mașină.

Reprezentarea este una convențională, întrucât în absența unor dimensiuni constructive precise este imposibil să se cunoască în fiecare moment poziția elementului de gaz în lungul traiectoriei. Ca urmare, lungimile traiectoriilor parcurse în componentele compresorului sînt convenționale. Din acest motiv în diagramele în funcție de drum procesele au fost desenate simplu, ca segmente de dreaptă.



## II. Compresoare dinamice

75 / 78

### Procesele din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum (continuare)

Observație. În diagrama entalpie în funcție de drum reprezentarea grafică a procesului teoretic izentropic din compresor în parametri de frînare se suprapune peste reprezentarea grafică a procesului real, deoarece  $i_1^* = i_{1s}^*$ ,  $i_2^* = i_{2s}^*$ ,  $i_3^* = i_{3s}^*$ ,  $i_4^* = i_{4s}^*$  și  $i_5^* = i_{5s}^*$ . Altfel spus, pentru fiecare componentă a compresorului centrifug în parte, procesul real și procesul teoretic atașat acestuia se desfășoară între aceleași entalpii de frînare.

În figură sînt reprezentate următoarele procese: cu linie continuă groasă - procesele real și teoretic în parametri de frînare, cu linie întreruptă groasă - procesul real în parametri momentani, și cu linie mai subțire cu segmente scurte - procesul teoretic în parametri momentani.

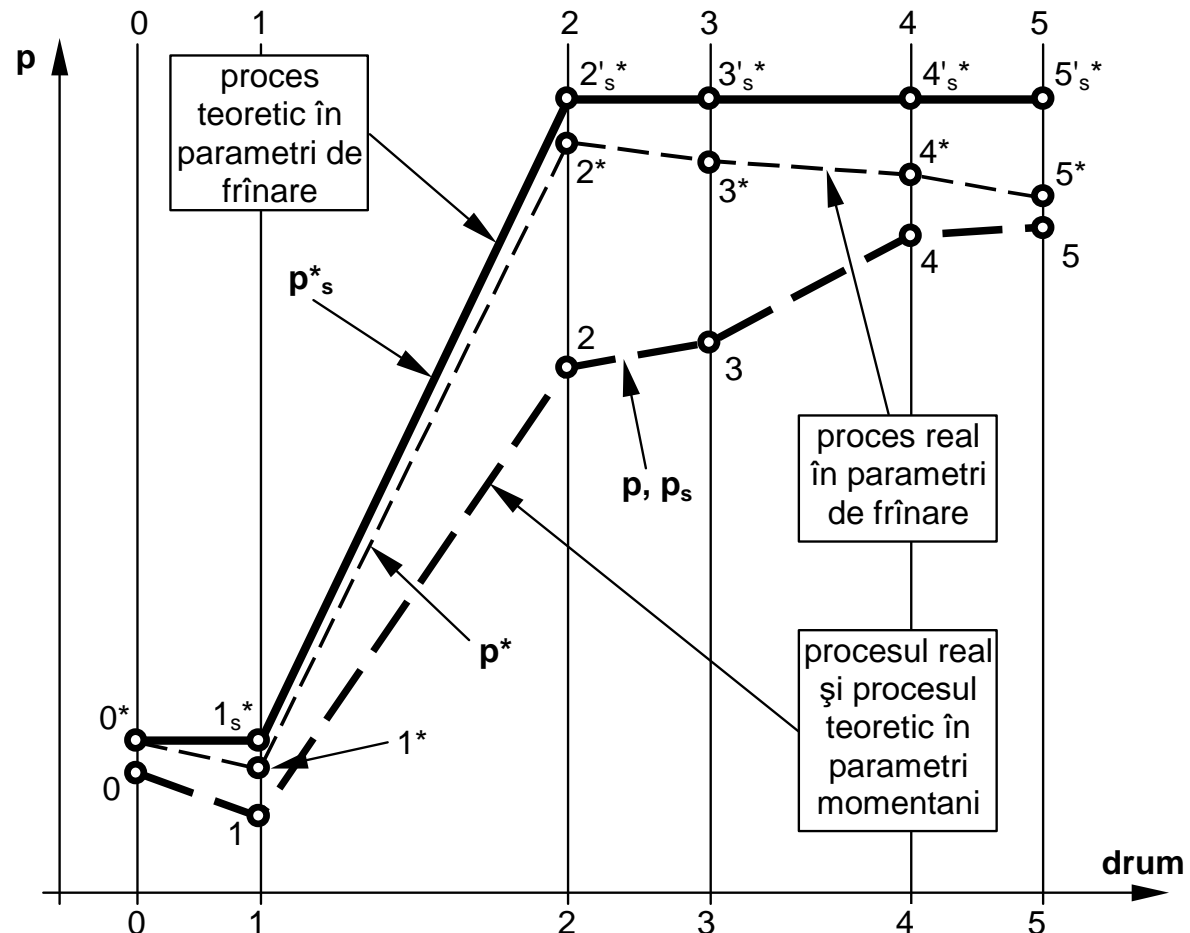
Se observă că entalpia de frînare crește numai la trecerea gazului prin canalele dintre paletele mobile. Aceasta era de așteptat, întrucît, în cadrul modelului de funcționare adoptat, agentul poate să schimbe energie cu exteriorul numai prin interacțiune cu rotorul, și numai prin schimb de lucru mecanic tehnic. Între entalpia de frînare și entalpiile momentane sînt evidențiate diferențele instantanee de energie cinetică,  $c^2/2$  și  $c_s^2/2$ . Entalpia momentană a procesului teoretic este, în fiecare secțiune a curgerii, mai mică decît entalpia momentană a procesului real, fiindcă procesele teoretice asociate celor reale presupun exact aceasta. Procesele reale presupun existența unor pierderi, care - în ipotezele acceptate - măresc entalpia agentului. În cazul difuzoarelor de după rotor, resursa folosită pentru mărirea presiunii statice este energia cinetică. Figura arată că procesul real consumă mai mult decît procesul teoretic.

## II. Compresoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum

În figură sînt reprezentate următoarele procese: cu linie continuă groasă - procesul teoretic în parametri de frînare, cu linie întreruptă groasă - procesele teoretic și real în parametri momentani, și cu linie mai subțire cu segmente scurte - procesul real în parametri de frînare.

Se observă că presiunea totală (de frînare) a agentului crește numai în rotor, datorită lucrului mecanic tehnic schimbat cu exteriorul. În cazul procesului teoretic, presiunea de frînare rămîne constantă în toate părțile fixe ale mașinii. Presiunea de frînare din procesul real scade față de procesul teoretic, din cauza considerării pierderilor prin frecare. Entalpia totală se menține constantă acolo unde nu există schimburi de energie cu exteriorul, dar presiunea totală se menține constantă doar acolo unde procesele sînt teoretice (izentropice), izolarea energetică singură nefiind suficientă. După cum știe de la TFC, în procesele reale există o micșorare continuă a presiunii de frînare, care este o mărime ce nu se conservă.

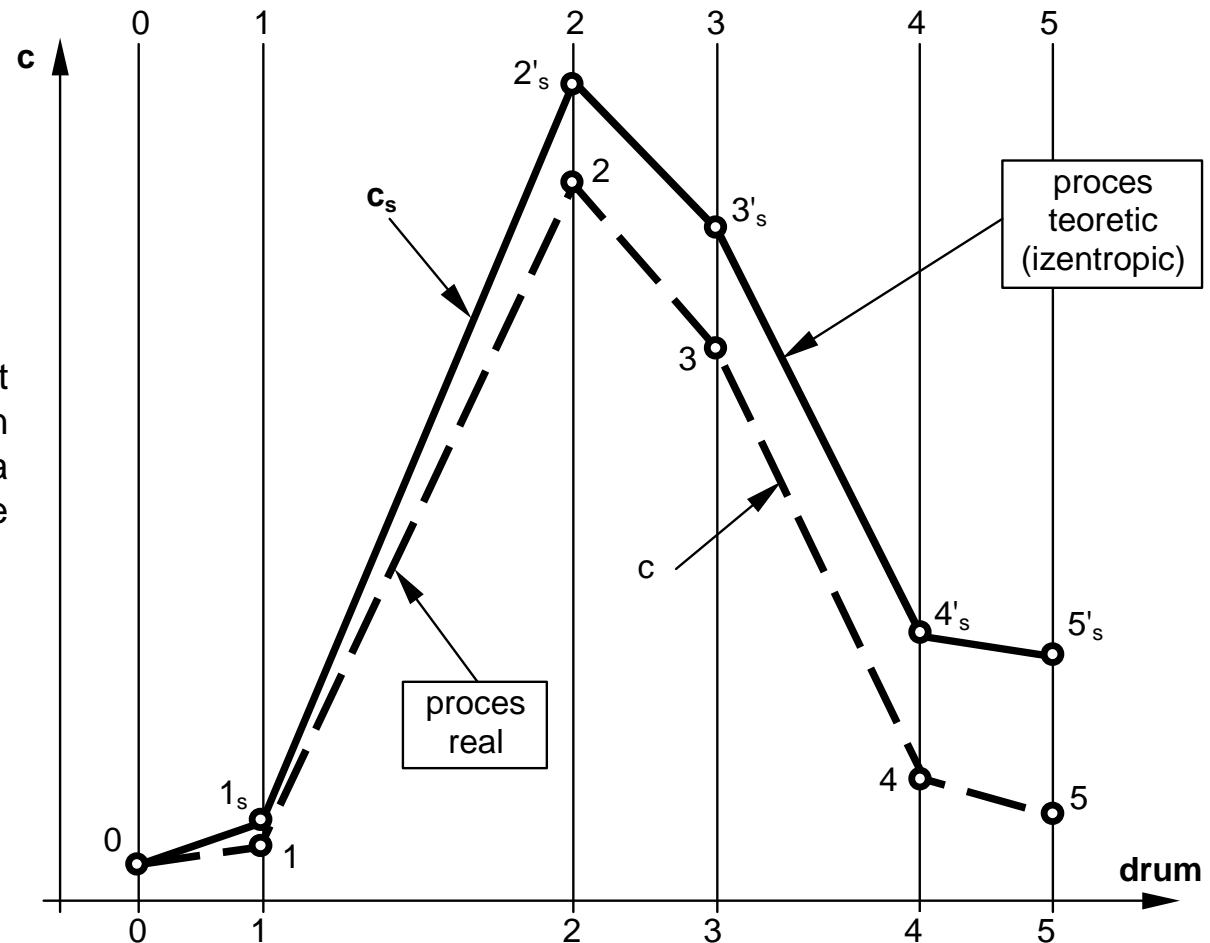


## II. Compressoare dinamice

### Reprezentarea proceselor din compresorul centrifug în diagrame în funcție de drum

În figură sînt reprezentate doar două procese: cu linie continuă groasă - procesul teoretic, cu linie întreruptă grosă - procesul real. Procesele în parametri de frînare pot fi reprezentate doar prin segmente orizontale plasate la valoarea zero a vitezei. În procesul real viteza este, din cauza frecărilor, în permanență mai mică decît viteza teoretică.

Diagrama pune în evidență atît procesele de creștere a vitezei în aparatul director de intrare și la trecerea prin rotor, cît și procesele de micșorare a vitezei în difuzoare.

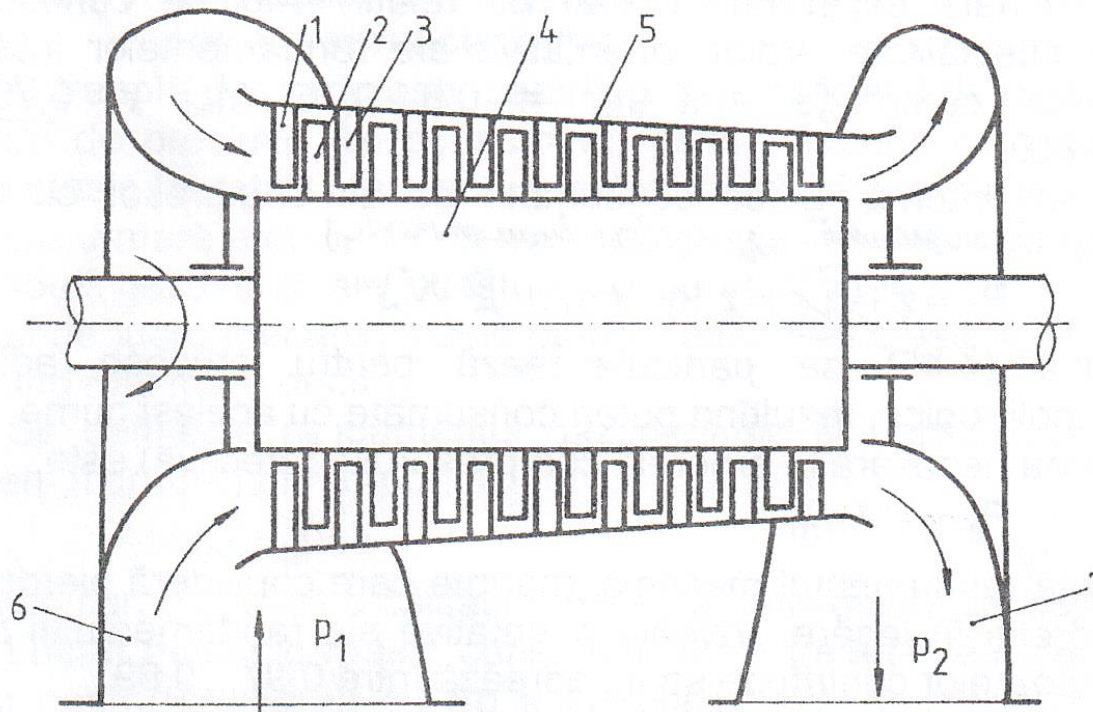


## II. Compresoare dinamice

78 / 78

### Schema constructivă de principiu a unui compresor axial

Compresorul axial are mai multe coroane de palete mobile 2, montate pe obada unor discuri sau pe un tambur 4 (ca în figură) și din coroane de palete fixe 3 (după fiecare coroană de palete mobile) fixate de carcasa 5. Paletele fixe formează difuzorul compresorului. Înaintea primei coroane de palete mobile este plasată o coroană de palete directe 1. Ansamblul format dintr-o coroană de palete mobile și o coroană de palete fixe plasată după paletele mobile formează o treaptă de comprimare.



Schema unui compresor axial: 1 – paletele aparatului director de intrare; 2 - palete mobile; 3 - palete fixe; 4 - tambur; 5 - carcasă; 6 - fereastră de aspirație; 7 - fereastră de refulare