

### V.1.2. Comprimarea si transportul gazelor

Transportul gazelor se realizeaza cu utilaje care se numesc, generic: **compresoare, suflante, ventilatoare, pompe de vid**, etc. Compressoarele transporta gazele la presiune inalta, suflantele realizeaza presiuni cuprinse intre 1,1-1,5 ata, ventilatoarele transporta gazele la presiuni cuprinse intre 1-1,1 ata, iar pompele de vid servesc pentru evacuarea unui gaz sau pentru crearea unei depresiuni intr-o incinta.

Comprimarea gazelor se face in urmatoarele scopuri: pentru transportul lor pe distante lungi, in vederea realizarii unor reactii chimice sub presiune, pentru lichefierea lor sau pentru obtinerea aerului comprimat tehnologic care are multiple utilizari industriale

( transport pneumatic, amestecarea lichidelor prin barbotare, aerarea apelor reziduale in statiile de epurare, etc ).

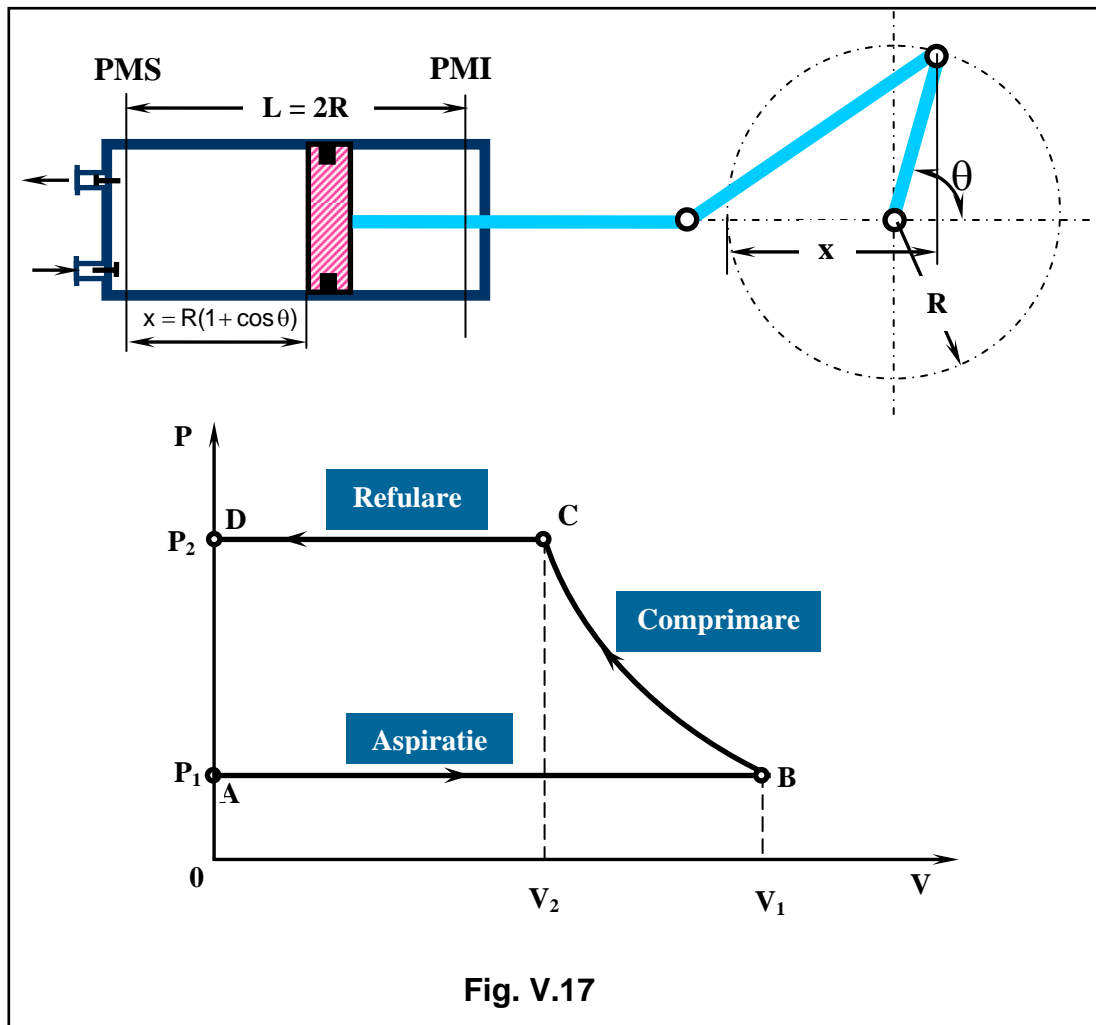
Gazele sunt fluide compresibile si de aceea prin modificarea presiunii lor se modifica si volumul acestora. Din acest motiv in cazul gazelor trebuiesc luate in considerare si conditiile in care se modifica presiunea si volumul acestora.

#### V.1.2.1. Moduri de comprimare ale gazelor si lucrul mecanic la comprimare.

Variatia starii unui gaz atunci cand se modifica presiunea si volumul poate avea loc in conditii **izoterme, adiabatic** sau **politrope**. In comprimarea sau destinderea izoterma, temperatura gazului se mentine constanta. Daca gazul este comprimat in conditii izoterme, caldura dezvoltata este integral eliminata in exterior. In cazul destinderii izoterme, caldura necesara trebuie furnizata gazului din exterior. In comprimarea sau destinderea adiabata gazul nu schimba caldura cu exteriorul. De aceea, in cazul comprimarii, toata caldura degajata se acumuleaza in gaz, determinand cresterea temperaturii acestuia, iar in cazul destinderii adiabatic caldura necesara este luata de la gaz, ceea ce determina scaderea temperaturii gazului. In realitate comprimarea sau destinderea este intotdeauna politropa. In acest caz, la comprimare, o parte din caldura dezvoltata este eliminata in exterior, restul determinand incalzirea gazului.

Pentru a stabili relatia de calcul a lucrului mecanic consumat la comprimare se considera ciclul teoretic al comprimarii, intr-un compresor cu piston (fig.V.17). Lucrul mecanic necesar unui ciclu de comprimare rezulta din insumarea lucrului mecanic pentru cele trei faze ale comprimarii: **aspiratia,  $L_{asp}$ , comprimarea,  $L_c$ , si refularea,  $L_r$** . Lucrul mecanic are semnul negativ, deoarece acesta reprezinta o pierdere de energie pentru masina care-l efectueaza. Deci:

$$L = -(L_{asp} + L_c + L_r) = - \left( \int_0^{V_1} P_1 dV + \int_{V_1}^{V_2} P dV + \int_{V_2}^0 P_2 dV \right) \quad (V.41)$$



**Fig. V.17**

Sau:

$$L = -P_1 V_1 - \int_{V_1}^{V_2} P dV + P_2 V_2 \quad (\text{V.42})$$

Dar diferenta  $(P_2 V_2 - P_1 V_1)$  se poate exprima si prin:

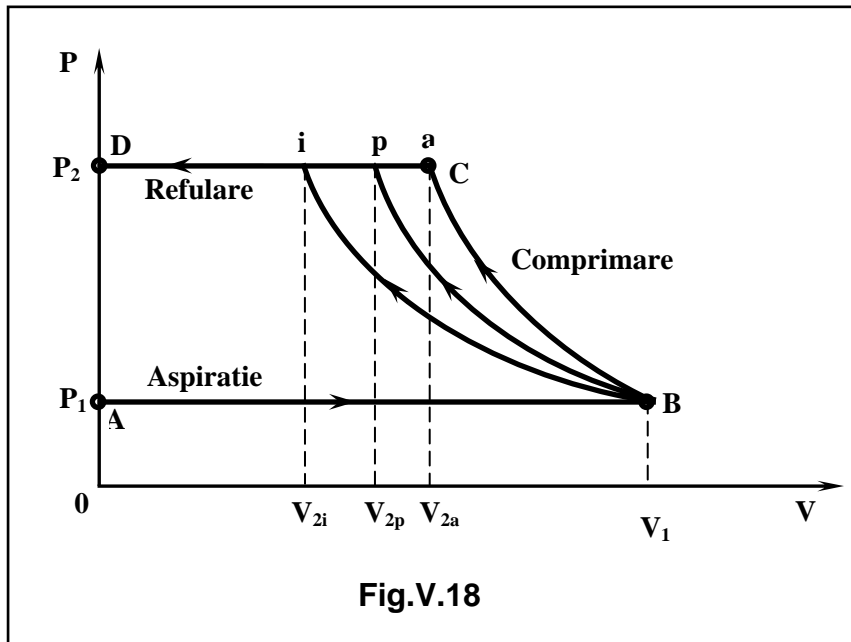
$$P_2 V_2 - P_1 V_1 = \int_{P_1 V_1}^{P_2 V_2} d(PV) = \int_{V_1}^{V_2} P dV + \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (\text{V.43})$$

si deci relatia (V.42) devine:

**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

$$L = \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (V.44)$$

Pentru rezolvarea integralei din relatia (V.44), trebuie cunoscuta dependenta volumului de presiunea gazului.



Transformarile simple in gazele ideale, pot fi considerate cazuri particulare ale transformarii generale, definita prin relatia:

$$PV^n = \text{const.} \quad (V.45)$$

in care, **n**, poate avea valorile:

$n = 1$ , pentru transformarea izoterma;

$n = k = \frac{C_p}{C_v}$ , pentru transformarea adiabata

$1 < n < k$ , pentru transformarea politropa.

Ecuatia (V.45), reprezentata in coordonate P, V, da curbe de tip exponential, conform relatiei:

$$P = \text{const} \cdot V^{-n} \quad (V.46)$$

Panta acestor curbe depinde de valoarea exponentului, n, fiind cu atat mai mica cu cat, n, este mai mic. Interpretarea geometrica a unei integrale definite arata ca in acest caz lucrul mecanic la comprimare este egal cu aria suprafetei inchise de liniile ciclului de

com **Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

primare. Prin urmare lucrul mecanic la comprimarea izoterma este mai mic decat cel de la comprimarea politropa, care la randul sau este mai mic decat cel de la comprimarea adiabata:  $L_i < L_p < L_a$ .

Cu ajutorul relatiilor (V.44) si (V.45) se poate stabili expresia de calcul a lucrului mecanic, pentru fiecare mod de comprimare.

**a. Lucrul mecanic la comprimarea izotema**

Pentru comprimarea izotema, din relatia (V.45), rezulta:

$$PV = \text{const} = P_1V_1 = P_2V_2 \quad (\text{V.47})$$

de unde:

$$V = \frac{P_1V_1}{P} \quad (\text{V.48})$$

Daca se inlocuieste expresia lui, V, in relatia (V.44), rezulta:

$$L_i = \int_{P_1}^{P_2} P_1V_1 \frac{dP}{P} = P_1V_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = RT_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{V.49})$$

**b. Lucrul mecanic in comprimarea adiabata**

In acest caz, relatia (V.45) devine:

$$PV^k = \text{const.} = P_1V_1^k = P_2V_2^k \quad (\text{V.50})$$

de unde,

$$V = \frac{P_1^{\frac{1}{k}}V_1}{P^{\frac{1}{k}}} \quad (\text{V.51})$$

si deci,

$$L_a = \int_{P_1}^{P_2} VdP = P_1^{\frac{1}{k}}V_1 \cdot \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} = P_1^{\frac{1}{k}}V_1 \frac{k}{k-1} \left( P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

sau:

$$L_a = P_1V_1 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{V.52})$$

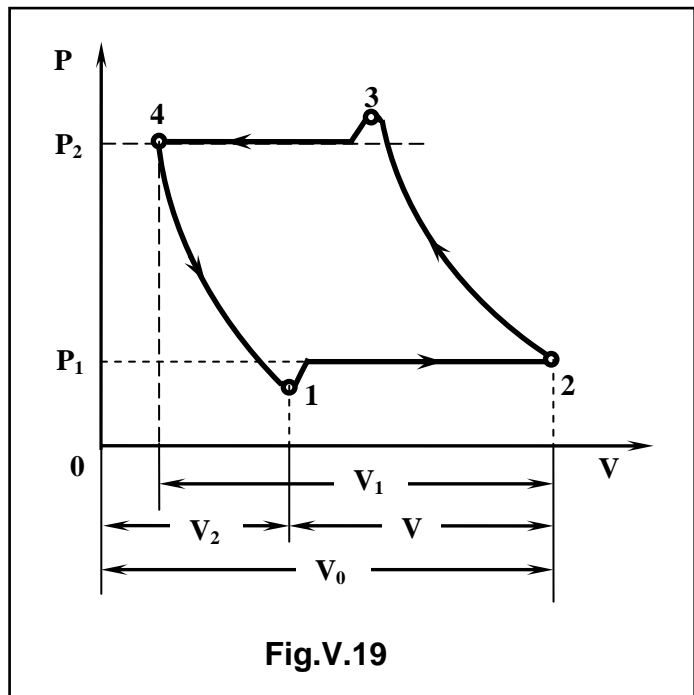
In mod analog, pentru comprimarea politropa se obtine:

**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

$$L_p = P_1 V_1 \frac{m}{m-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = RT_1 \frac{m}{m-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (V.53)$$

Diagrama prezentata in fig.V.17 este o diagrama teoretica. In **compresoarele reale**, datorita grosimii pistonului si a spatiului mort, volumul descris de piston este mai mic decat cel al cilindrului compresorului.

De asemenea, datorita inertiei si a frecarilor la supape, deschiderea supapei de aspiratie se face la o presiune mai mica decat  $P_1$  (fig.V.19). Dupa aspiratie are loc comprimarea politropa pana la o presiune sensibil mai mare decat  $P_2$ , pentru a se invinge inertia si frecarile de la supapa de refulare. Refularea se termina in punctul (4), dar, la compresorul real, revenirea in punctul (1) se face printr-o destindere politropa a volumului de gaz care ramane in spatiul mort. Spatiul mort este situat intre pozitia extrema PMS si capacul cilindrului (fig.V.17). Volumul acestuia defineste un asa numit "**coeficient de spatiu mort**", notat cu  $\varepsilon$ , dat de relatia:



**Fig.V.19**

$$\varepsilon = \frac{V_0 - V_1}{V_1} \quad (V.54)$$

Volumul de gaz din spatiul mort se destinde din momentul in care incepe cursa pistonului pentru faza de aspiratie. Cand presiunea gazului atinge valoarea de aspiratie,  $P_1$ , volumul lui este egal cu,  $V_2$ , ceea ce inseamna ca volumul de gaz aspirat efectiv de compresor din exterior,  $V$ , este mai mic, decat volumul descris de piston,  $V_1$ :

$$V = V_0 - V_2 \quad (V.55)$$

Raportul:

$$\eta_v = \frac{V}{V_1} \quad (V.56)$$

defineste **randamentul volumic al compresorului**.

## Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie Vol. II – OPERATII UNITARE

**Puterea** necesara in comprimare se calculeaza in functie de lucrul mecanic, cu relatia:

$$P = \frac{L \cdot M_m}{1000 \cdot \eta_t} \quad [\text{Kw}] \quad (\text{V.57})$$

in care:  $M_m$ , este debitul masic de gaz comprimat iar,  $\eta_t$ , este **randamentul global** al compresorului. Debitul volumic al compresorului cu piston cu simplu efect este dat de relatia:

$$M_v = \lambda \cdot A_p \cdot L \cdot n \quad (\text{V.58})$$

in care,  $\lambda$ , este **coeficientul de debit al compresorului**,  $A_p$ , este aria sectiunii transversale a pistonului iar,  $n$ , este turatia. Coeficientul de debit se calculeaza din relatia:

$$\lambda = (0,8 - 0,95) \cdot \lambda_0 \quad (\text{V.59})$$

in care:

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (\text{V.60})$$

### V.1.2.2. Comprimarea in trepte

In practica comprimarea este intotdeauna politropa, ceea ce face ca o parte din caldura dezvoltata la comprimare sa fie preluata de gaz, a carui temperatura creste.

Pentru imbunatatirea randamentului energetic se pot utiliza doua metode:

- **racirea compresorului**, la exterior, cu apa sau aer;
- **comprimarea in trepte.**

Prima metoda se aplica pentru presiuni mici. Pentru presiuni mari, temperatura gazului poate atinge valori ridicate, daunatoare si periculoase pentru compresor ( se poate degrada lubrifiantul sau

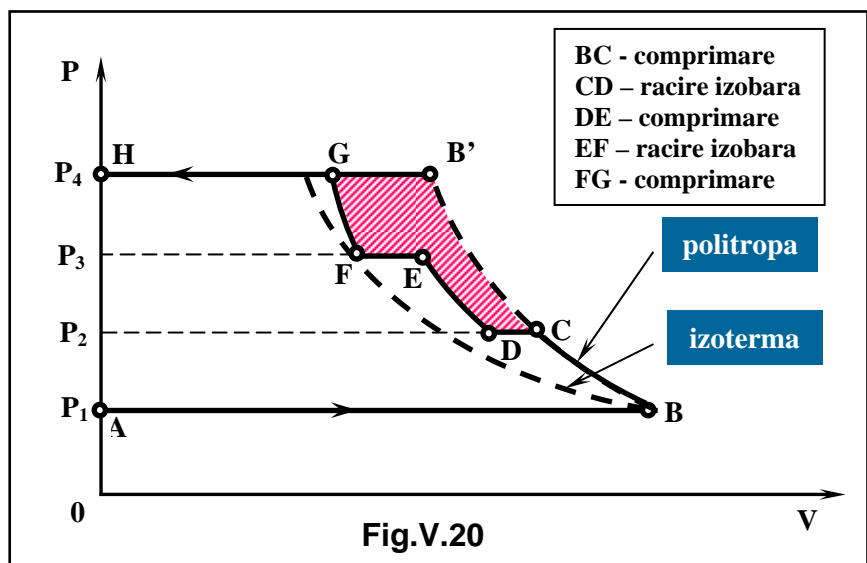


Fig.V.20

**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

pot avea loc dilatari nepermis de mari ). In comprimarea in trepte gazul este, succesiv, comprimat politrop in interiorul compresorului dupa care este racit izobar, in exteriorul acestuia. In fig.V.20 este prezentata diagrama teoretica pentru o comprimare in trei trepte. Din diagrama prezentata in fig V.20 se observa ca la comprimarea in trepte se economiseste energie, in comparatie cu comprimarea intr-o singura treapta, a carei valoare este data de aria hasurata. Presiunile intermediare se pot stabili fie din conditia ca lucrul mecanic total sa fie minim, fie din conditia ca temperatura finala la fiecare treapta sa nu depaseasca o valoare maxima impusa. Temperatura finala la comprimarea politropa se poate determina din relatia:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (\text{V.60})$$

Raportul de comprimare,  $z$ , se defineste ca raport intre presiunea finala si cea initiala, la fiecare treapta. Se demonstreaza ca in cazul comprimarii in,  $n$ , trepte, lucrul mecanic este minim, daca:

$$z = \frac{P_1}{P_0} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \dots = \frac{P_n}{P_{n-1}} \quad (\text{V.61})$$

Prin urmare raportul de comprimare la fiecare treapta trebuie sa aiba aceeasi valoare. Numarul de trepte de comprimare este limitat din considerente constructive. Pentru stabilirea numarului de trepte de comprimare, tinand cont de definitia gradului de comprimare, se foloseste relatia:

$$\frac{P_n}{P_0} = \frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \dots \frac{P_{n-1}}{P_{n-2}} \cdot \frac{P_n}{P_{n-1}} = z^n \quad (\text{V.62})$$

Cunoscand presiunea initiala,  $P_0$ , si impunand presiunea finala,  $P_n$ , se adopta valoarea raportului de comprimare:  $3 < z < 4$ , dupa care din relatia (V.62) se calculeaza numarul de trepte de comprimare,  $n$ .

**V.1.2.3. Clasificarea si descrierea utilajelor pentru transportul si comprimarea gazelor**

Clasificarea acestor utilaje este destul de dificila deoarece nu exista un criteriu unic care sa stea la baza acestei clasificari. Dupa presiune si din punct de vedere constructiv, principalele utilaje pentru transportul gazelor sunt prezentate in tabelul V.3.

**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

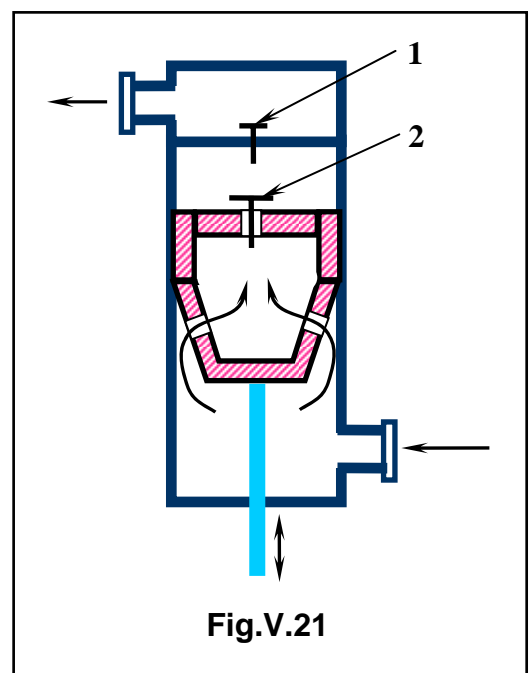
**V.1.2.3.1. Compressoare cu piston**

Aceste compresoare fac parte din categoria utilajelor pentru transportul gazelor la presiuni supraatmosferice, avand elemente mobile cu miscari alternative.

**Tabelul V.3. Clasificarea utilajelor pentru transportul gazelor**

Utilaje pentru presiuni supraatmosferice	Fara elemente mobile	Injectorul	
	Cu elemente mobile	Cu miscari alternative	Cu piston
			Cu membrana
		Rotative	Suflante
		Centrifuge	Ventilatoare
			Turbosuflante
Turbocompressoare			
Utilaje pentru presiuni subatmosferice (pompe de vid)	Fara elemente mobile	Ejectorul	
		Pompa de difuzie	
	Cu elemente mobile	Cu piston	
		Rotative	Pompa cu inel lichid
			Pompa cu tambur si palete
			Pompa cu pistoane rotative

Principalele elemente constructive ale acestor compresoare sunt: cilindrul, pistonul, supapele, sistemul de actionare a pistonului, sistem de racire si sistem de lubrifiere. O varianta constructiva speciala este prezentata in fig. V.21. Acest compresor are pistonul gol la interior care este prevazut cu o supapa (2). La coborarea pistonului se inchide supapa de refulare (1) si se deschide supapa pistonului (2), iar gazul patrunde in spatiul din fata pistonului, dupa ce acesta trece prin piston. In acest mod aerul aspirat realizeaza o racire suplimentara a pistonului. La cursa inversa se deschide supapa de refulare (1) si gazul este evacuat in exterior. Etansarea dintre piston si cilindru se realizeaza cu segmenti metalici iar ungerea cu un lubrifiant. Atunci cand se urmareste ca gazul comprimat sa nu se impurifice cu vapori de ulei, se construiesc compresoare fara ungere, la care segmentii sunt confectionati din materiale



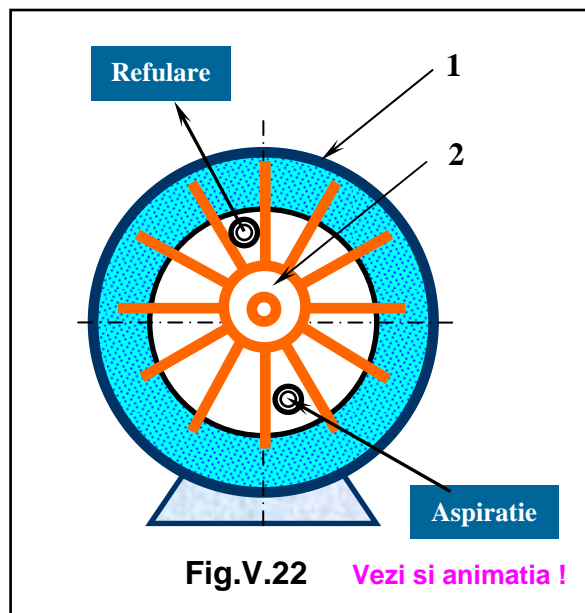


## Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie Vol. II – OPERATII UNITARE

cu coeficienti de frecare mici, cum ar fi teflonul sau grafitul.

### V.1.2.3.2. Compresoare (suflante) rotative

Sunt utilaje pentru comprimarea si transportul gazelor la presiuni moderate. Un reprezentant frecvent utilizat in practica industriala este **pompa cu inel lichid**, reprezentata schematic in fig.V.22. Aceasta este formata din carcasa cilindrica (1) in interiorul careia se mentine permanent o cantitate de lichid. Rotorul cu palete radiale (2) este montat excentric in carcasa. La punerea in miscare a rotorului, datorita fortei centrifuge, lichidul de etansare formeaza, pe peretele interior al carcasei, un inel de grosime constanta, astfel incat volumele cuprinse intre paletele rotorului si periferia interioara a inelului sunt inegale. Volumul dintre doua palete este maxim in zona aspiratiei si are valoarea minima in dreptul racordului de refulare. Aspirarea si refularea se realizeaza prin racorduri laterale aplicate pe carcasa.



Aceste pompe pot avea debite de pana la 8000 m<sup>3</sup>/h si pot realiza presiuni de pana la 20 at. Depresiunea in racordul de aspiratie poate ajunge pana la 3-5 mm Hg, ceea ce face posibila si utilizarea acestora si ca pompe de vid. Pompa cu inel lichid prezinta avantajul ca realizeaza o comprimare a gazului fara pulsatii, nu necesita sistem de ungere si pot fi folosite si pentru comprimarea unor gaze corozive. Lichidul de etansare este, cel mai adesea apa, dar sunt situatii cand se folosesc si alte lichide, ca de exemplu acidul sulfuric, pentru comprimarea clorului. Prezinta insa dezavantajul ca randamentul lor este numai in jur de 45% si ca gazul comprimat contine vaporii lichidului de etansare.

### V.1.2.3.3. Suflante cu lamele culisante

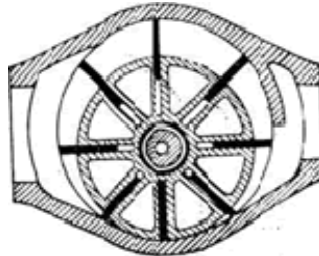
Se cunosc doua variante constructive ale acestor suflante:

- Suflante cu lamele culisante in rotor**(fig. V.23);
- Suflante cu lamela culisanta in stator**(fig. V.23 bis).

Suflantele cu **lamele culisante in rotor**sunt formate dintr-o carcasa cilindrica in interiorul careia roteste un tambur prevazut cu santuri adanci, radiale, in care culiseaza niste lamele plane (fig. V.23). Prin actiunea fortei centrifuge lamelele apasa etans pe fata interioara a carcasei. Gazul este transportat si comprimat prin micșorarea volumului compartimentelor dintre lamelele care se formeaza in spatiul in forma de semiluna dintre rotor si stator. Aceste suflante realizeaza un raport de comprimare cuprins intre 2,5-4 si pot asigura debite cuprinse intre 80

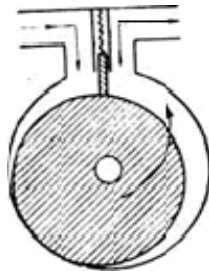
**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

si 7000 m<sup>3</sup>/h. Ele au debitul uniform, fara pulsatii, dar gazul comprimat contine vaporii uleiului de ungere. Pentru a scapa de acest neajuns unele constructii (Sulzer) folosesc ca lubrefiant apa.



**Fig.V.23. Suflanta cu lamele culisante in rotor**

b) **Suflante cu lamela culisanta in stator**(fig. V.23 bis) se deosebeste de cea precedenta prin aceea ca aceasta este construita dintr-un tambur care se roteste excentric in jurul unui arbore, a carui axa coincide cu axa carcusei.



**Fig. V.23 bis. Suflanta cu lamele culisante in stator**

In timpul rotirii, tamburul ramane tangent si etans fata de carcasa. Spatiul de presiune este separat de cel de aspiratie printr-o lamela plana apasata pe tambur de un arc.

### **V.1.2.3.3. Ventilatoare**

Ventilatoarele sunt utilaje care transporta gazele pa presiuni apropiate de presiunea atmosferica. Din punct de vedere constructiv se utilizeaza doua tipuri de ventilatoare: **ventilatoare centrifugale** si **ventilatoare axiale**.

**a. Ventilatoarele centrifugale** au acelasi principiu de functionare si constructie asemanatoare ca a pompelor centrifuge. Deosebirea consta in faptul ca ventilatoarele au dimensiuni de gabarit mai mari decat pompele. In mod conventional ventilatoarele centrifugale se clasifica in trei grupe:

- **ventilatoare de joasa presiune**, care realizeaza suprapresiuni de pina la 100 mm H<sub>2</sub>O;

**Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pelarie**  
**Vol. II – OPERATII UNITARE**

- **ventilatoare de presiune medie**, care realizeaza suprapresiuni cuprinse intre 100-300 mm H<sub>2</sub>O;
- **ventilatoare de inalta presiune**, care dau suprapresiuni cuprinse intre 300-1000 mm H<sub>2</sub>O.

Debitul volumic al acestor ventilatoare variaza intre limite foarte largi, fiind cuprins intre 400-200.000 m<sup>3</sup>/h, iar randamentul lor este cuprins intre 0,5-0,85.

**b. Ventilatoarele axiale** sau **cu elice** servesc in special pentru ventilatia unor incinte si de aceea se mai numesc si **exhaustoare**. Sunt construite dintr-un cilindru scurt, deschis la ambele capete, in axul caruia se monteaza un rotor cu palete in forma de elice, actionat de un motor electric. Prin rotirea paletelor aerul este aspirat pe la un capat al cilindrului si este evacuat prin celalalt capat.

