

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

V.1.1.2. Clasificarea si descrierea pompelor.

Clasificarea pompelor este destul de dificila deoarece exista o gama larga de criterii care pot fi utilizate pentru diferentierea lor. Din acest motiv, nu se poate stabili un criteriu unic dupa care sa se utilizeze pentru clasificarea pompelor. Un criteriu frecvent utilizat este cel constructiv si functional. Conform acestui criteriu, o clasificare a principalelor tipuri de pompe este prezentata in tabelul V.1:

Tabelul V.1

Pompe cu elemente mobile	Volumice	Cu miscari alternative	Pompe cu piston disc	
			Pompe cu piston plonjor	
			Pompe cu piston lichid	
			Pompe cu membrana	
		Rotative	Pompa cu roti dintate	
			Pompa cu cu pistoane rotative	
			Pompa cu lamela culisanta	in stator In rotor
Centrifuge				
Pompe fara elemente mobile	Sifonul			
	Montejusul			
	Pompa cu aer (gaz-lift)			
	Injectorul si ejectorul			

V.1.1.2.1. Pompe volumice

In cazul pompelor volumice, cantitatea de fluid transportata depinde de volumul camerei de pompare. Pompele cu miscari alternative au ciclul de pompare in doi timpi: **aspiratia** si **refularea**, iar in cazul pompelor rotative efectul de pompare este realizat cu ajutorul unor piese care se rotesc etans fata de carcasa pompei.

V.1.1.2.1.1. Pompe cu miscari alternative.

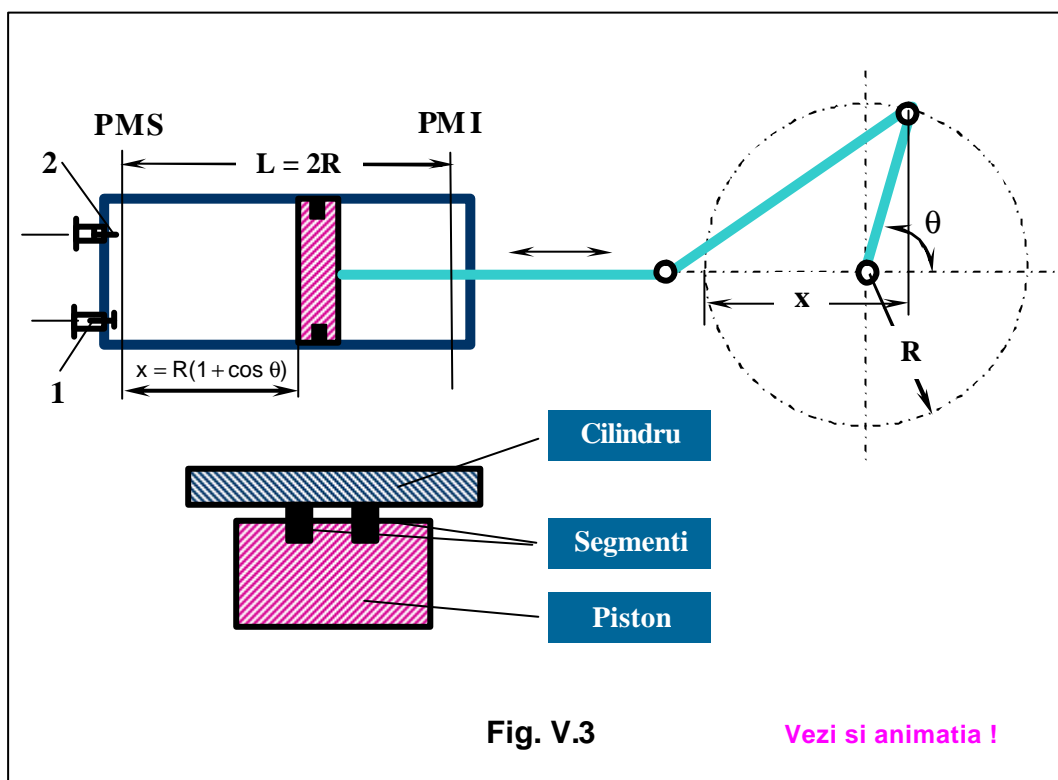
Din aceasta categorie fac parte pompele la care volumul camerei de pompare se modifica ca urmare a deplasarii alternative a unui **piston**, **plujer** sau a unei **membrane**.

Faza in care volumul camerei de pompare creste se numeste **aspiratie** iar faza in care acesta scade se numeste **refulare**. In faza de aspiratie prin cresterea volumului

camerei de pompare, presiunea din camera scade, ceea ce determina aspirarea lichidului in pompa. La refulare, prin micsorarea volumului camerei de pompare, presiunea creste determinand evacuarea lichidului din pompa. Aspirarea si refularea lichidului in camera de pompare se face prin racorduri distincte. Pentru ca lichidul sa intre in pompa numai prin conducta de aspiratie, se deschide o supapa din racordul de aspiratie, concomitent cu inchiderea unei supape din racordul de refulare. In faza de refulare se inchide supapa de aspiratie simultan cu deschiderea supapei de refulare. Inchiderea si deschiderea supapelor se face automat, prin variatia presiunii incamera de pompare.

a. Pompe cu piston disc

In principal o pompa cu piston disc este alcatuita din urmatoarele elemente: **corpul pompei** sau **cilindrul pompei**, **pistonul** actionat de un sistem **biela-manivela** si **racordurile de aspiratie si de refulare**, prevazute cu **supape** (fig. V.5.3).

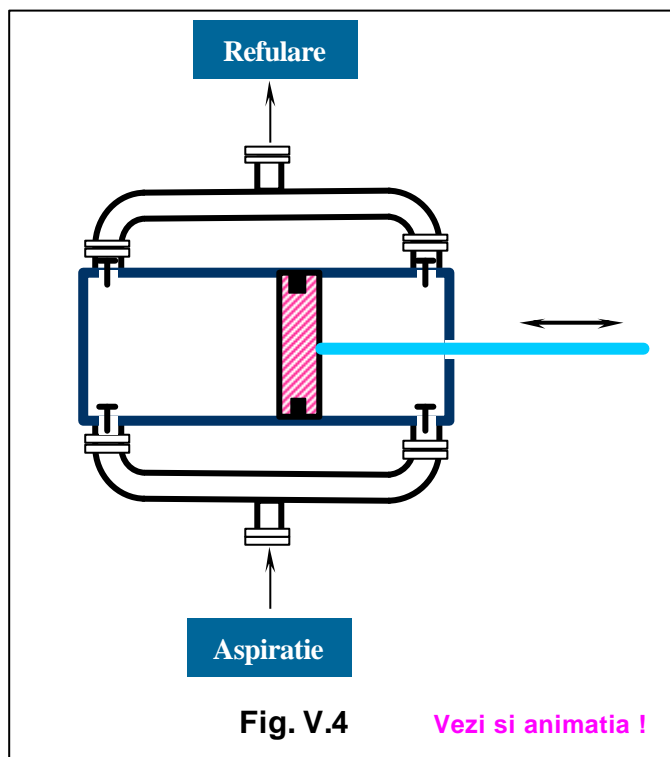


Pompa din fig. V.3 este una cu simplu efect, deoarece la o cursa completa (la o rotire cu 360° a manivelei) pompa aspira si refulaza o singura data. Pistonul executa in cilindru o miscare rectilinie alternativa. La deplasarea pistonului spre dreapta, volumul din fata pistonului creste, presiunea din acest spatiu scade, ceea ce determina deschiderea supapei de aspiratie (1) si aspirarea lichidului in pompa. Dupa ce pistonul a ajuns in pozitia

extrema **PMI** (punctul mort inferior), incepe cursa inversa, in care datorita presiunii exercitate de piston asupra lichidului din stanga sa, se inchide supapa de aspiratie, se deschide supapa de refulare (2) si lichidul este evacuat in conducta de refulare. Faza de refulare are loc pana cand pistonul ajunge in pozitia extrema **PMS** (punctul mort superior). Distanța parcursa de piston între pozițiile extreme PMS și PMI se numește **cursa pistonului** și este notată cu **L**.

Pentru ca frecarea dintre piston și cilindru să nu fie prea mare, etansarea între aceste elemente se face prin intermediul unor **segmenti de etansare**, aplicați în canalele cu care este prevăzut pistonul pe circumferința.

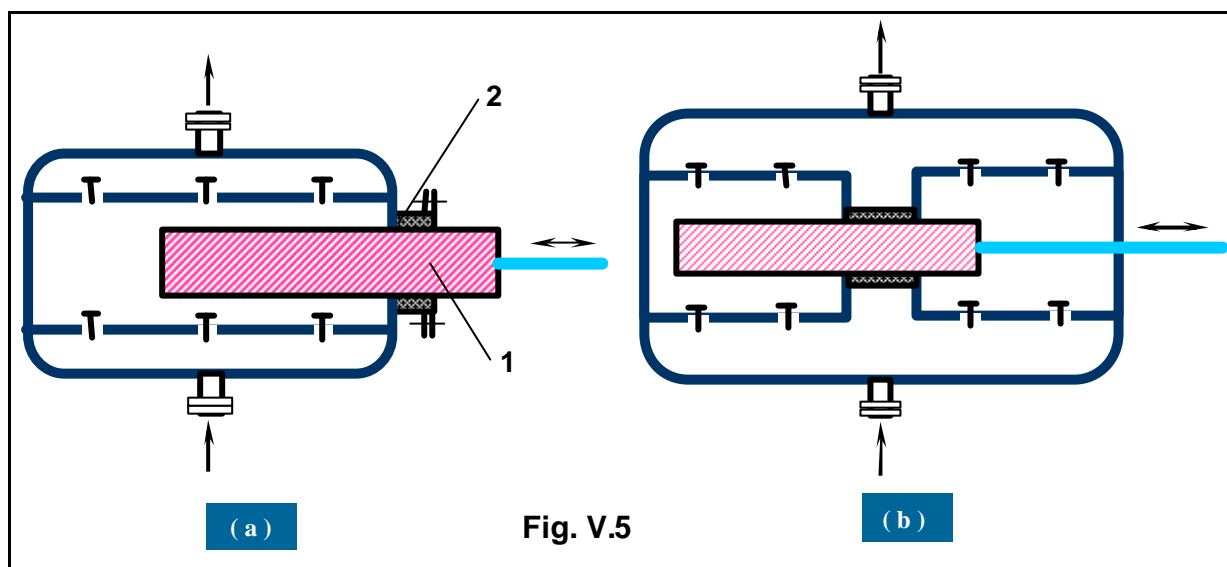
Dacă corpul pompei este prevăzut cu supape de aspiratie și de refulare atât în stanga cât și în dreapta pistonului, la o cursă completă pompa aspiră și refulă două volume de lichid. Aceste pompe se numesc pompe cu piston cu dublu efect. O astfel de pompa este prezentată în fig.V.4.



b. Pompe cu piston plonjor (Pompe cu plunjer)

Aceste pompe sunt utilizate pentru transportul unor suspensii sau a unor lichide cu vâscozitatea mare. Schematic o pompa cu piston plonjor cu simplu efect este prezentată în

fig. V.5. Pistonul plonjor (1) este un corp cilindric, care prin volumul sau relativ mare, dezlocuiește un volum de lichid din camera de pompare. Etansarea se face mai ușor decât la pompele cu piston disc, printr-o cutie de etansare (2) de la capatul cilindrului, la care accesul este posibil din exterior. În aceste condiții, pentru intervenții la etansarea pompei nu mai este necesară demontarea pompei, ca în cazul pompelor cu piston disc atunci când se înlocuiesc segmentii.



Aceste pompe prezintă și avantajul că supapele pot fi amplasate oriunde pe peretele camerei de pompare. Ca și pompele cu piston disc, acestea pot fi cu simplu efect (fig.V.5-a) sau cu dublu efect (fig.V.5-b).

c. Pompe cu piston lichid

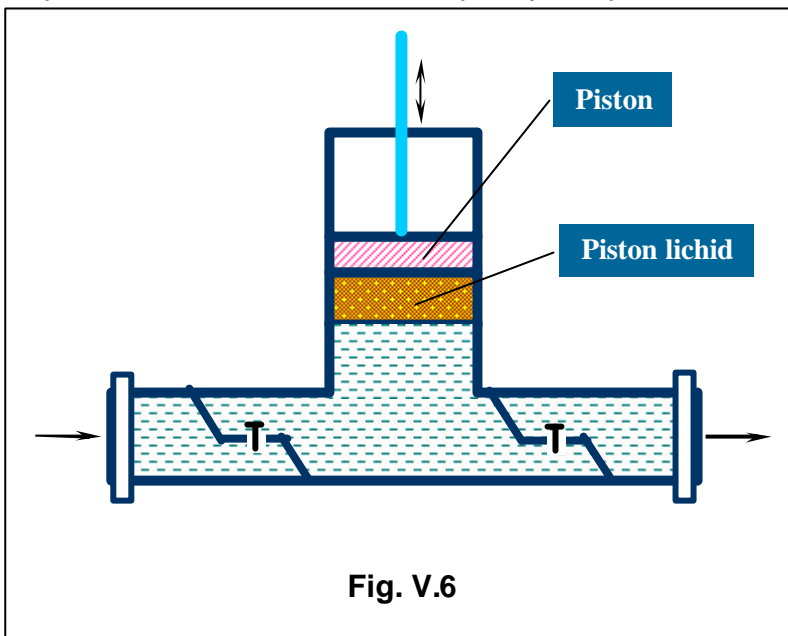
Se utilizează pentru transportul unor lichide corozive. La aceste pompe pistonul disc și camera de pompare sunt protejate de acțiunea corozivă a lichidului pompat, de un strat de lichid protector, denumit **piston lichid** (fig.V.6). Lichidul protector trebuie să îndeplinească o serie de condiții: să nu fie miscibil cu lichidul pompat, să aibă densitatea diferită de a lichidului transportat și să nu fie coroziv. Dacă poziția pistonului în raport cu conducta prin care circulă lichidul coroziv este ca în fig. V.6), densitatea lichidului protector trebuie să fie mai mică decât densitatea lichidului transportat. Dacă nu se găsește unul astfel de lichid, cel cu densitate mai mare, conducta de transport se plasează deasupra pistonului.

d. Pompe cu membrana

Se utilizeaza tot pentru transportul lichidelor corozive, in sa protejarea pistonului disc se realizeaza cu o membrana flexibila, rezistenta la actiunea coroziva a lichidului (fig.V.7). Prin deformarea membranei se maresc si se micsoreaza alternativ volumul camerei de pompare, realizandu-se, astfel aspiratia si refularea.

e. Debitul pompelor cu miscari alternative

La o rotatie completa a manivelei unei pompe cu simplu efect, pompa aspira si refulaza o singura data, un volum de lichid egal cu :



$$V = A_p L \quad (\text{V.16})$$

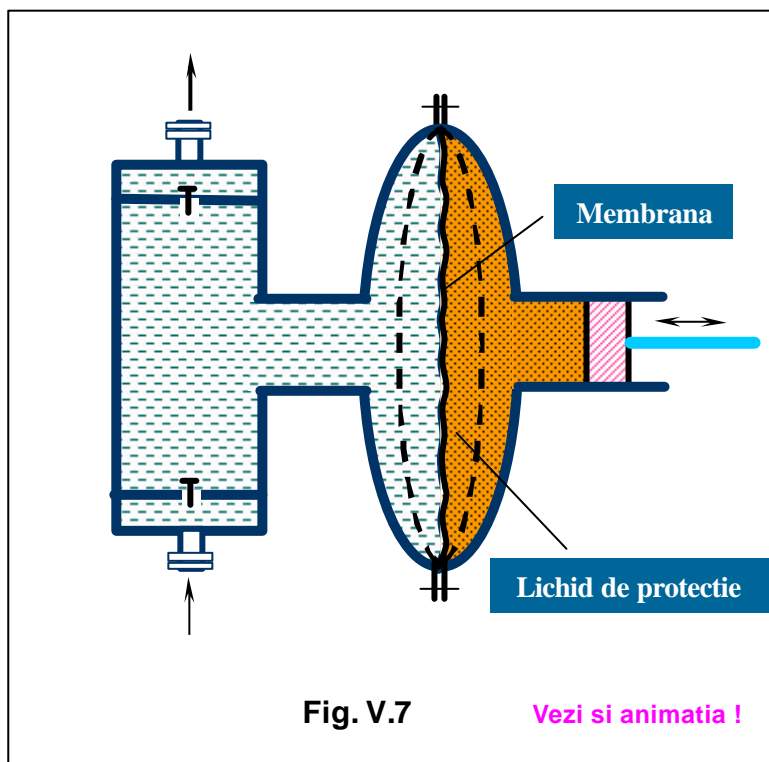
In care: A_p , este aria sectiunii transversale a pistonului sau a plunjerului, iar L , este lungimea cursei. La n rotatii pe secunda a arborelui care actioneaza manivela, debitul teoretic al pompei, va fi:

$$M_{vt} = A_p L n \quad (\text{V.17})$$

Datorita inertiei si neetansitatilor supapelor, debitul volumic real, M_v , va fi mai mic, iar raportul:

$$\eta_v = \frac{M_v}{M_{vt}} \quad (\text{V.18})$$

defineste randamentul volumic al pompei. Acesta are valori



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

cuprinse între 0,85 – 0,99, fiind cu atât mai mare cu cât debitul pompei este mai mare.
Prin urmare debitul real al pompelor cu simplu efect se calculează cu relația:

$$M_v = \eta_v \cdot A_p \cdot L \cdot n \quad (\text{V.19})$$

Dacă se ține seama de relația dintre cursa pistonului sau a plunjerului, L , și raza manivelei, R , (vezi fig.V.3), $L=2R$, relația (V.9) devine:

$$M_v = \eta_v \cdot A_p \cdot 2 \cdot R \cdot n \quad (\text{V.20})$$

Din relațiile (V.19) și (V.20) rezultă că debitul unei pompe cu piston se poate regla numai prin modificarea turatiei, n , sau a lungimii cursei, L , prin modificarea razei manivelei. În cazul acestor pompe nu este posibilă reglarea debitului prin robinete, amplasate pe conducta de refulare, ca în cazul pompelor centrifuge. Turatia este cuprinsă între 60-160 rot/min. iar cursa este mai mică decât 300 mm. Pentru curse mai mari, turatia se alege astfel încât viteza medie de deplasare a pistonului sau plunjerului să fie în jur de 0,5 m/s.

Pompa cu dublu efect aspiră și refulează două volume de lichid, la o rotație completă a manivelei. În timpul deplasării spre dreapta a pistonului sau a plunjerului, volumul de lichid aspirat este egal cu $V_1 = A_p L$. La deplasarea spre stânga volumul de lichid aspirat este ceva mai mic, deoarece tija care acționează pistonul sau plunjerul dezlocuiește un volum de lichid din camera de pompare. Acest volum depinde de aria secțiunii transversale a tijei, A_t , și este egal cu $V_2 = (A_p - A_t)L$. Pentru, n , rotații pe secunda, debitul volumic teoretic al pompei cu dublu efect este dat de relația:

$$M_{vt} = [A_p L + (A_p - A_t)L]n = (2A_p - A_t)Ln \quad (\text{V.21})$$

Ținând cont de randamentul volumic al pompei, debitul volumic real va fi dat de relația:

$$M_v = \eta_v (2A_p - A_t)Ln = \eta_v (2A_p - A_t)2Rn \quad (\text{V.22})$$

Datorită mișcării alternative a pistonului, aceste pompe au debitul variabil. Când pistonul se află în pozițiile extreme PMS și PMI, debitul este zero, iar la mijlocul cursei este maxim.

Variația debitului pompelor cu mișcări alternative. Din fig.V.3 rezultă relația dintre distanța, la un moment dat a pistonului față de PMI, x , raza manivelei și unghiul manivelei, θ :

$$x = R \cdot \cos \theta + R = R(\cos \theta + 1) \quad (\text{V.23})$$

Prin diferențierea relației (V.23), se obține:

$$dx = -R \cdot \sin \theta \cdot d\theta \quad (\text{V.24})$$

Pe de alta parte la o deplasare spre stanga a pistonului cu o distanta infinit mica, dx , volumul de lichid din pompa scade cu:

$$dV = -A_p \cdot dx = A_p \cdot R \sin \theta \cdot d\theta \quad (\text{V.25})$$

Deoarece turatia manivelei este, n , viteza unghiulara va fi egala cu $\omega = 2\pi n$ si deci:

$$\theta = \omega \cdot t \quad (\text{V.26})$$

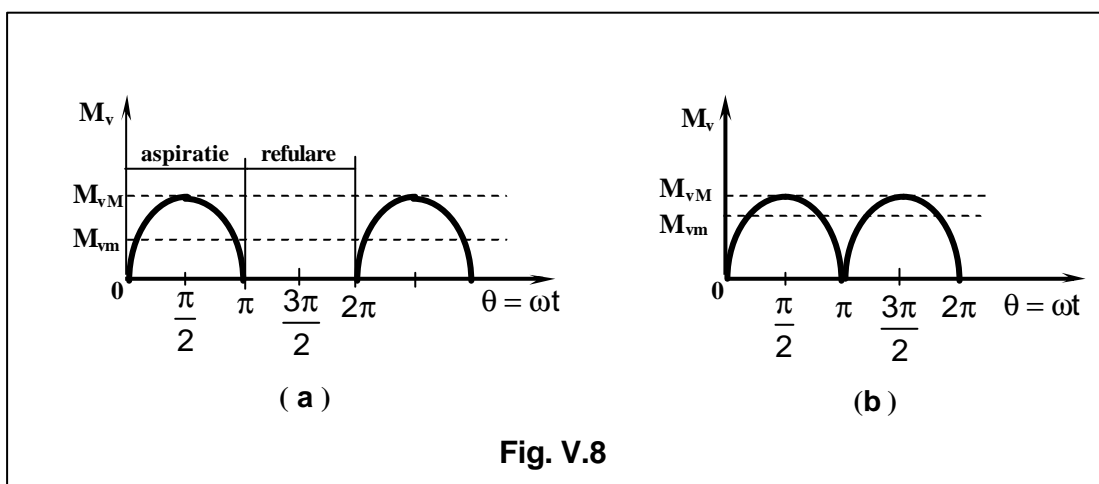
din care:

$$d\theta = \omega \cdot dt \quad (\text{V.27})$$

si tinand cont ca prin definitie debitul volumic instantaneu este dat de relatia:

$$M_v = \frac{dV}{dt} = \frac{A_p \cdot R \cdot \sin \theta \cdot \omega \cdot dt}{dt} = \omega \cdot A_p \cdot R \cdot \sin \theta \quad (\text{V.28})$$

Prin urmare debitul volumic al pompei cu simplu efect variaza sinusoidal, avand valoarea maxima, M_{vM} , la mijlocul cursei, pentru care $\theta = \frac{\pi}{2}$ iar $\sin \theta = 1$, si valoarea zero in PMS si PMI, pentru care: $\theta = 0$, respectiv $\theta = \pi$. Variatia debitului volumic la o pompa cu simplu



efect este prezentata in fig.V.8.a iar la o pompa cu dublu efect in fig. V.8.b.

Pentru a calcula debitul mediu se imparte volumul de lichid pompat in cursa utila a pistonului (cand θ variaza de la 0 la π) la durata unei rotatii a manivelei. Dar volumul de lichid refulat, V , se poate calcula prin integrarea relatiei (V.25):

$$V = A_p \cdot R \int_0^{\pi} \sin \theta \cdot d\theta = -A_p \cdot R(\cos \pi - \cos 0) = 2A_p R \quad (\text{V.29})$$

Durata unei rotatii complete a manivelei este $t = \frac{2\pi}{\omega}$ si deci debitul volumic mediu al pompelor cu simplu efect va fi:

$$M_{vm} = \frac{2A_p R}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{2\omega A_p R}{2\pi} = \frac{M_{vM}}{\pi} = 0,318M_{vM} \quad (\text{V.30})$$

Deci debitul mediu al unei pompe cu simplu efect este de π ori mai mic decat debitul ei maxim. Pentru pompele cu dublu efect, daca se neglijeaza volumul tijei, rezulta:

$$M_{vm} = \frac{2}{\pi} M_{vM} = 0,636M_{vM} \quad (\text{V.31})$$

V.1.1.2.1.2. Pompe rotative

Pompele rotative sunt pompe volumice care realizeaza transportul lichidului cu ajutorul unor piese care se rotesc etans fata de carcasa si care sunt actionate de un arbore, din exterior, in miscare de rotatie. Efectul de pompare este realizat fie prin variatia volumului camerei de pompare fie prin deplasarea la volum constant a lichidului prin camera de pompare, dinspre racordul de intrare in pompa spre racordul de refulare. Aceste pompe nu au supape, realizeaza presiuni mari la refulare, au dimensiuni reduse, dar au dezavantajul ca produc zgomot in functionare iar randamentul lor scade in timp ca urmare a uzarii pieselor in miscare.

a. Pompa cu roti dintate

Aceasta pompa este formata, in principal, din doua roti dintate angrenate care se rotesc in sensuri opuse. Una dintre roti este actionata de un arbore motor iar cealalta este antrenata ca urmare a angrenarii lor. Cele doua roti sunt montate intr-o carcasa in asa fel incat dintii acestora se deplaseaza etans pe peretele carcasei (fig.V.9). Aceste pompe nu pot aspira lichidul, deoarece nu se realizeaza depresiune in racordul de intrare, si de aceea ele trebuiesc alimentate din exterior. Lichidul este transportat dinspre racordul de alimentare spre cel de refulare prin spatiile formate intre golurile dintilor si peretele carcasei.

Aceste pompe pot avea debite de pana la 20 m³/h si presiuni de pana la 100 at. Datorita debitului constant si presiunii mari sunt utilizate ca pompe de ungere, ca pompe dozatoare, si ca pompete pentru de alimentarea filierelor din industria firelor si fibrelor sintetice.

b. Pompa cu pistoane rotative

Functioneaza pe acelasi principiu ca si pompa cu roti dintate. Antrenarea lichidului se face cu ajutorul unor pistoane rotative de forma trilobata sau bilobata. Sunt mai usor de executat dar nu au debitul la fel de uniform

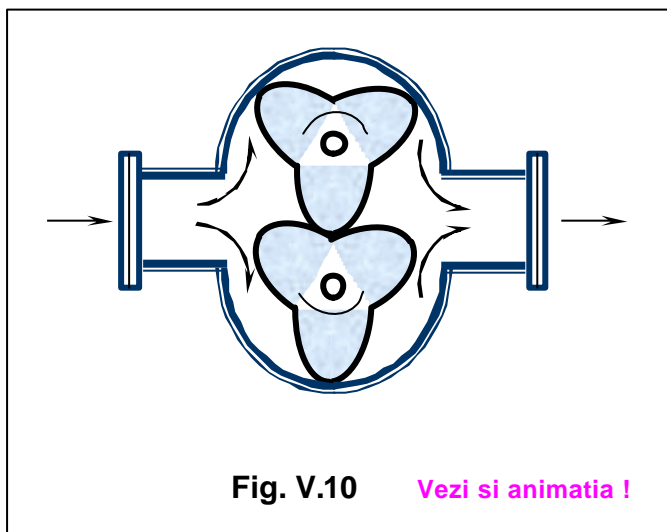


Fig. V.10 **Vezi si animatia !**

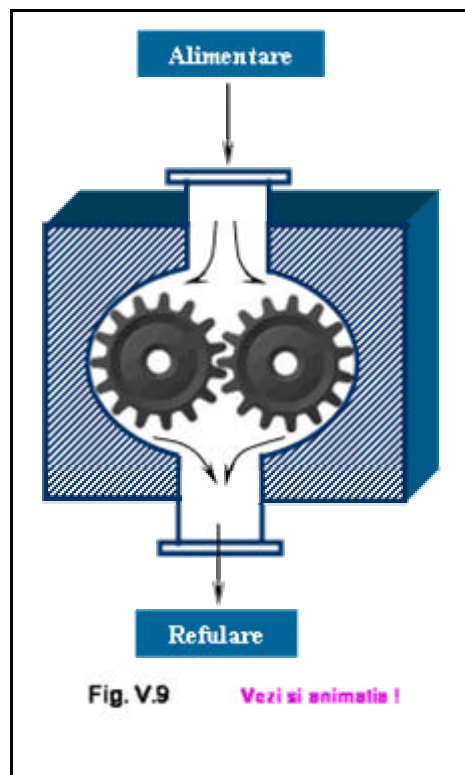


Fig. V.9 **Vezi si animatia !**

ca si pompele cu roti dintate. In fig.V.10 este prezentata o pompa cu pistoane trilobate. Fiecare lob formeaza o linie de etansare continua cu carcasa si cu celalalt lob. Lichidul este transportat in spatiul cuprins intre lobi si carcasa.

V.1.1.2.2. Pompe centrifuge

Sunt cele mai raspandite pompe pentru transportul lichidelor. Functionarea lor se bazeaza pe actiunea fortei centrifuge a unui rotor cu palete asupra lichidului aflat in pompa. In constructie clasica (fig.V.11) o pompa centrifuga este formata dintr-un **rotor cu palete** (1) fixat pe un arbore si amplasat excentric in **carcasa** (2), care are periferia prevazuta, prin turnare, cu un canal melcat (a carui sectiune creste continuu spre racordul de refulare). Lichidul este aspirat in pompa printr-un racord axial (3) si este refulat din pompa printr-un racord tangential (4).

a. Principiul de functionare al pompelor centrifuge

Înainte de punerea în funcțiune a motorului care acționează rotorul pompei se umple corpul pompei cu lichid (se amorsează pompa). Dacă pompa este montată “înecat”, umplerea se face de la sine. După umplere se porneste motorul, lichidul aflat între paletele rotorului este antrenat în mișcare odată cu rotorul și datorită forței centrifuge se deplasează cu viteză mare spre periferia rotorului. Lichidul parșind spațiul din axul pompei creează în urma lui o depresiune, care determină aspirarea lichidului. Forța centrifugă care acționează asupra lichidului dintre palete este mare, datorită turatției mari a rotorului. Din această cauză și datorită secțiunii mici de curgere a spațiului dintre palete, lichidul se deplasează spre periferia rotorului cu viteză mare, care atinge, la ieșirea din rotor valori de 8-15 m/s. La ieșirea din rotor lichidul patrunde în **canalul colector** al pompei a cărui secțiune crește continuu spre racordul de refulare, ceea ce face ca viteza lichidului la ieșirea din pompa să scadă până la 4-5 m/s. Conform ecuației lui Bernoulli;

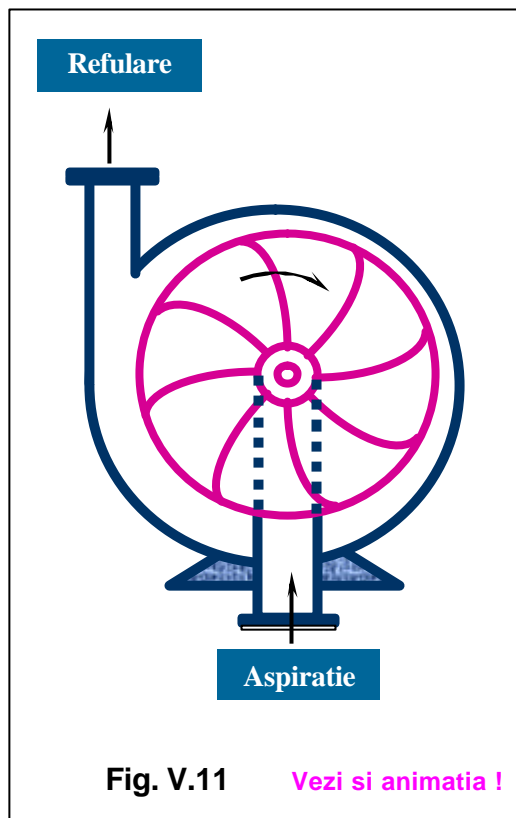
$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{constant}$$

ceea ce înseamnă că prin scăderea vitezei fluidului crește presiunea statică a acestuia. Altfel zis, energia cinetică se transformă în energie de presiune.

Rotorul pompei este alcătuit din palete curbate de obicei în sensul contrar sensului de rotație, pentru a se asigura curgerea liniștită cu accelerație constantă în canalele rotorului. Rotorul poate fi **închis**, **semiînchis** sau **deschis**. La rotorul închis paletele sunt fixate între două discuri din care unul este fixat pe arborele acționat de motor iar celălalt are o deschidere centrală pentru a permite intrarea lichidului între palete. Rotorul deschis este format dintr-un butuc, fixat pe arbore, de care sunt fixate paletele rotorului. Rotorul semiînchis are paletele pe un singur disc.

La pompele cu debite foarte mari în interiorul carcasei, pe peretele acesteia se montează sau se realizează la turnarea carcasei un dispozitiv director, denumit **stator**, care are rolul de a diminua turbulența la ieșirea din rotor determinând creșterea randamentului pompei.

b. Caracteristicile pompelor centrifuge.



Florin Vitan - Ingineria proceselor in textile si pielarie

Vol. II – OPERATII UNITARE

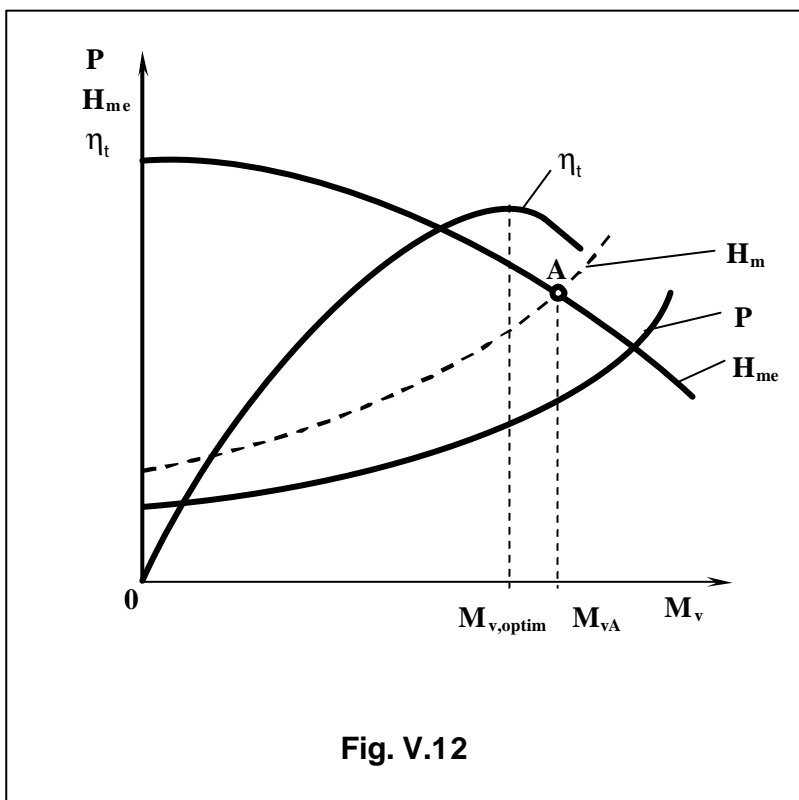
Pompele centrifuge au aceleasi caracteristici ca si celelalte tipuri de pompe. Teoretic se demonstreaza ca debitul volumic al acestor pompe este proportional cu turatia rotorului, inaltimea manometrica efectiva este proportionala cu patratul turatiei iar puterea necesara este proportionala cu puterea a treia a turatiei:

$$\begin{aligned} M_v &\sim n \\ H_{me} &\sim n^2 \\ P &\sim n^3 \end{aligned}$$

Prin urmare, modificand turatia pompei de la n_1 la n_2 , variatiile debitului, a inaltimii manometrice si a puterii pompei se pot cabula din relatiile:

$$\frac{M_{v1}}{M_{v2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_{me1}}{H_{me2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (\text{V.32})$$

Variatia inaltimii manometrice, a puterii si randamentului pompelor centrifuge, la turateie constanta, in functie de debitul volumic se determina experimental, la bancul de proba si sunt reprezentate sub forma unor grafice de tipul celor din fig.V.12. Pe acelasi grafic s-a reprezentat, cu linie punctata, si inaltimea manometrica a sistemului, H_m , calculata din ecuatia lui Bernoulli. Pompa poate deservi un sistem dat numai la debite pentru care $H_{me} \geq H_m$, adica pentru $M_v \leq M_{vA}$. Punctul A, pentru care $H_m = H_{me}$ se numeste **punct de lucru**. Se recomanda ca valoarea debitului de pompare sa corespunda debitului pompei la care randamentul global al pompei este maxim. Acest debit este **debitul optim de pompare**.



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

c. Clasificarea pompelor centrifuge

Pompele centrifuge se pot clasifica in raport cu mai multe criterii. Clasificarea pompelor centrifuge dupa criteriile cele mai importante este prezentata in tabelul V.2

Tabelul V.2

Criteriul de clasificare	Tipul de pompa	Caracteristici
Dupa inaltimea manometrica	Pompe de joasa presiune	$H_m < 20 \text{ m H}_2\text{O}$
	Pompe de presiune medie	$20 \text{ m H}_2\text{O} < H_m < 50 \text{ m H}_2\text{O}$
	Pompe de presiune inalta	$H_m > 50 \text{ m H}_2\text{O}$
Dupa numarul de rotoare montate pe acelasi arbore	Pompe monoetajate	Cu un singur rotor
	Pompe multietajate (pentru presiuni mari)	Cu doua sau mai multe rotoare
Dupa modul in care se realizeaza aspiratia	Cu o singura aspiratie	
	Cu dubla aspiratie	
Dupa pozitia arborelui pompei	Pompe cu arbore orizontal	
	Pompe cu arbore vertical	

d. Comparatie intre pompele centrifuge si pompele cu piston

Desi pompele centrifuge au randamentul global cu 10-15% mai mic decat cel al pompelor cu piston, acestea prezinta o serie de avantaje, dintre care se mentioneaza:

- au dimensiuni de gabarit mai reduse si ofera posibilitatea de a fi cuplate direct la electromotor;
- sunt mai convenabile pentru debite mari de lichid in sisteme cu inaltime manometrice mici, situatie frecvent intalnita in instalatiile tehnologice;
- au debitul uniform care se regleaza simplu, cu un robinet montat pe conducta de refulare;
- subansamblurile acestor pompe pot fi confectionate si din materiale speciale, rezistente la lichide corozive.

V.1.1.2.3. Pompe fara elemente mobile

Aparatele si dispozitivele din aceasta grupa se folosesc mai putin pentru transportul lichidelor si mai mult pentru transvazarea lor. Prezinta avantajul ca au o constructie si

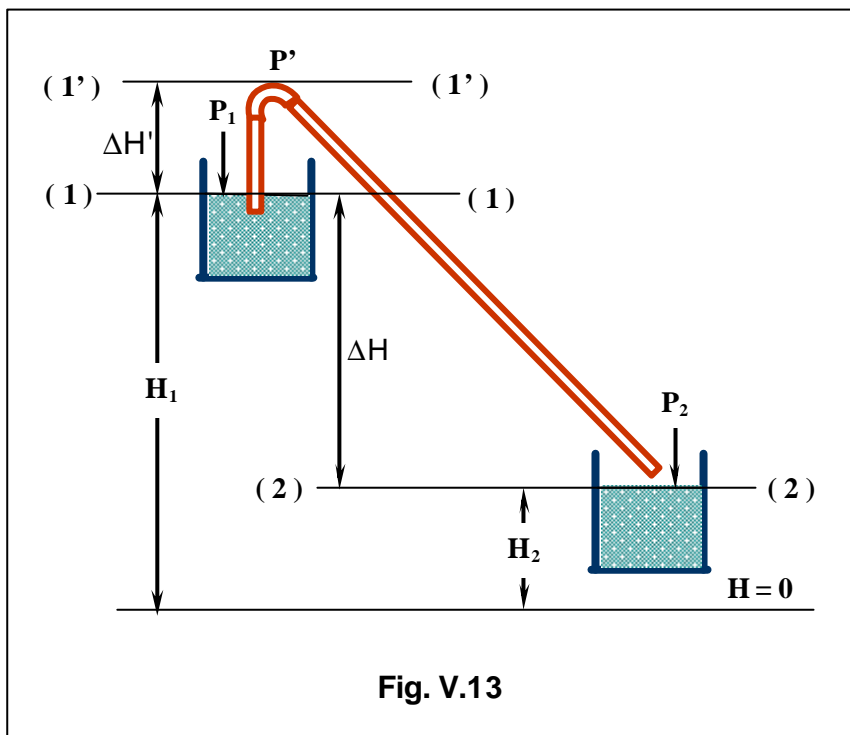
exploatare simpla, pot fi confectionate din materiale rezistente la actiunea coroziva a lichidului si ca au o functionare sigura si fara zgomot. Din aceasta categorie fac parte, in principal: **sifonul**, pompa cu aer (**pompa gaz-lift**), montejusul, injectorul si ejectorul.

V.1.1.2.3.1. Sifonul

Este un dispozitiv simplu folosit la transvazarea lichidelor, format dintr-o teava indoita, umpluta cu lichid (fig.V.13). Ramura mai scurta este scufundata partial in lichidul transvazat iar lichidul din ramura mai lunga se scurge sub actiunea gravitatiei in vasul inferior si creaza o depresiune in punctul cel mai inalt al sifonului (sectiunea 1-1' din fig.V.13)., datorita careia lichidul din vasul superior urca in ramura scurta si continua sa se scurga prin sifon.

In afara de conditia ca sifonul sa fie amorsat – sa fie plin cu lichid - pentru functionarea lui mai trebuie ca in punctul cel mai ridicat presiunea, P' , sa fie mai mare decat presiunea vaporilor saturati, P_v , ai lichidului. In caz contrar se produce vaporizarea (fierberea lichidului) si sifonul se dezamorseaza.

Presiunea P' se determina aplicand ecuatiile Bernoulli intre sectiunile (1-1) si (1-1'). Tinand seama ca intre aceste sectiuni $H_m=0$, rezulta:



$$\Delta H' + \frac{v^2}{2g} + \frac{P' - P}{\rho g} + H_p' = 0 \quad (\text{V.33})$$

de unde:

$$P' = P_1 - \rho g \Delta H' - \frac{\rho v^2}{2} - H_p' \quad (\text{V.34})$$

De obicei se adopta valoarea lui P' , astfel incat $P' > P_v$ si din relatia (V.33) se determina $\Delta H'$

$$\Delta H' = \frac{P_1 - P'}{\rho g} - \frac{v^2}{2g} - H'_p \quad (\text{V.35})$$

Debitul sifonului se calculeaza in functie de diametrul sifonului si de viteza medie de scurgere a lichidului, care se determina aplicand ecuatia Bernoulli, intre sectiunile (1-1) si (2-2), tinand cont ca intre cele doua sectiuni, curgerea este libera ($H_m = 0$):

$$(H_2 - H_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + H_p = 0 \quad (\text{V.36})$$

Din fig. V.13 rezulta ca: $H_2 - H_1 = -\Delta H$ si din relatia (V.36), se obtine:

$$v = \sqrt{2(g\Delta H + \frac{P_1 - P}{\rho} - gH_p)} \quad (\text{V.37})$$

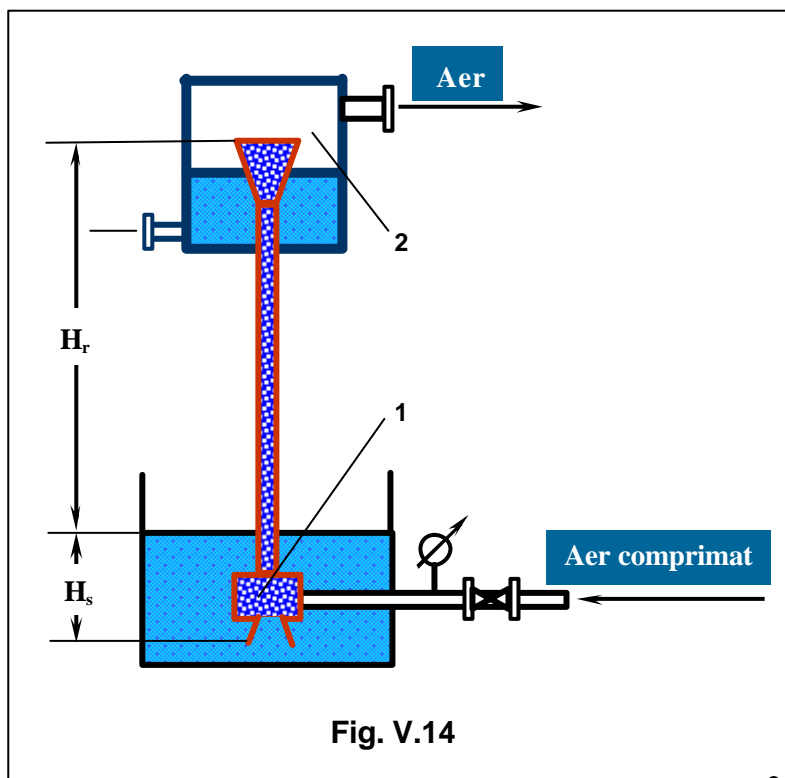
Daca: $P_1 = P_2$ si se neglijeaza pierderile, atunci :

$$v = \sqrt{2g\Delta H} \quad (\text{V.38})$$

V.1.1.2.3.2. Pompa cu aer sau pompa gaz-lift

Acest dispozitiv realizeaza transportul utilizand un gaz comprimat (aer, azot, etc), care prin amestecarea cu lichidul formeaza un sistem eterogen gaz-lichid cu densitatea, ρ_{am} , mai mica decat densitatea lichidului, ρ_l , ceea ce determina ridicarea lui pe conducta de refulare pana la o inaltime, care rezulta aplicand principiul vaselor comunicante.

Schematic aceasta pompa este prezentata in fig.V.14. Amestecarea gazului



cu lichid se face in camera (1) iar separarea lui de lichidul

transportat se realizeaza in separatorul de aer (2)

Se poate calcula inaltimea de refulare, H_r , in functie de adancimea de scufundare H_s , din conditia:

$$\rho_l g H_s = \rho_{am} g (H_s + H_r) \quad (\text{V.39})$$

de unde:

$$H_r = H_s \frac{\rho_l - \rho_{am}}{\rho_{am}} \quad (\text{V.40})$$

Deci inaltime de ridicare este proportionala cu adancimea de scufundare si de aceea, de regula, H_s , reprezinta aproximativ 40% din $(H_s + H_r)$.

V.1.1.2.3.3. Montejusul

Este format dintr-un recipient, orizontal sau vertical, captusit cu material anticoroziv, prevazut in capatul superior cu racorduri pentru: alimentarea cu lichid (1), pentru evacuarea lichidului (2) si racorduri care fac legatura cu atmosfera, cu o sursa de vid si cu una de aer comprimat (fig.V.15). Alimentarea se face prin curgere libera sau prin depresurizarea recipientului. Daca alimentarea se face prin curgere libera, se deschide robinetul (4) care face legatura cu atmosfera. Daca umplerea se face cu vacuum se inchid toate robinetele, cu exceptia robinetului (5) de pe conducta de vid. Vacuum realizat se citeste la manovacumul (7) si cand ajunge la valoarea prescrisa se inchide robinetul (5) dupa care se deschide robinetul de pe conducta de alimentare (3), urmarindu-se la un indicator (10) nivelul lichidului in recipient. Dupa umplere se inchide robinetul (3) si se deschide robinetul

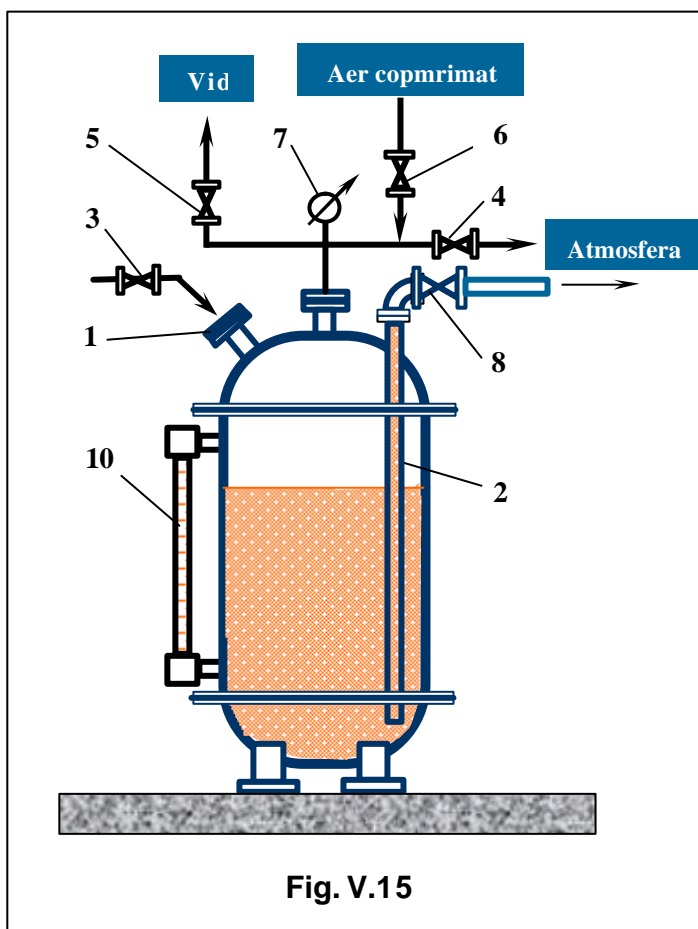


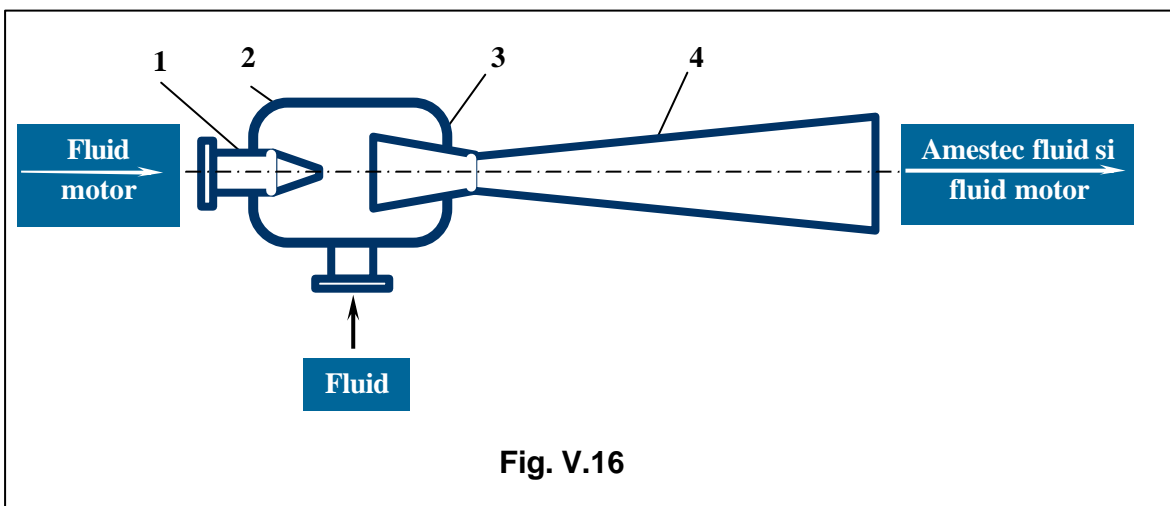
Fig. V.15

(8) de pe conducta de evacuare si robinetul (6) de pe conducta de aer comprimat, sau alt gaz comprimat.

Montejusul prezinta avantajul ca are o constructie simpla, dar are dezavantajul ca functioneaza intermitent.

V.1.1.2.3.4. Injectorul si ejectorul

Pentru transportul lichidelor intr-un spatiu in care presiunea este mai mare decat presiunea atmosferica se utilizeaza **injectoarele**, al caror principiu de functionare se bazeaza pe utilizarea energiei cinetice a unui **fluid motor** (aer comprimat, abur, apa sub presiune, etc). **Ejectoarele** au aceeasi constructie si functionare dar servesc la evacuarea



unui gaz sau a unui lichid dintr-o incinta in care presiunea poate avea chiar valori subatmosferice. Principalele elemente constructive ale unui injector sau ejector sunt prezentate in fig.V.16.

Fluidul motor este alimentat prin **duza** (1), in care energia de presiune se transforma in energie cinetica, datorita cresterii vitezei fluidului motor, prin scaderea sectiunii de curgere, conform ecuatiei lui Bernoulli:

$$P + \frac{\rho v^2}{2} = \text{constant} \quad (\text{V.39})$$

Prin cresterea vitezei la iesirea din duza, presiunea statica scade in **camera de amestec** (2), ceea ce determina aspirarea lichidului in aceasta camera, prin **racordul** (5). Amestecul

dintre fluidul motor si cel aspirat intra in **confuzorul** (3), in care datorita scaderii sectiuni si cresterii vitezei, presiunea statica se mentine scazuta. Din confuzor amestecul trece in **difuzorul** (4) a carui sectiune crescatoare determina scaderea vitezei concomitent cu cresterea presiunii statice, care atinge valoarea maxima la iesirea din injector.

Injectoarele si ejectoarele sunt ieftine, au fiabilitate ridicata dar prezinta dezavantajul unui consum mare de fluid motor, care se amesteca cu fluidul transportat iar randamentul lor este scazut, avand valori de 15-30%