DUMITRU DINU

MAŞINI HIDRAULICE ŞI PNEUMATICE UTILIZATE ÎN DOMENIUL NAVAL

Editura
NAUTICA

Copyright © 2019, Editura NAUTICA
Toate drepturile asupra acestei ediţii sunt rezervate Editurii

Tehnoredactare şi grafică **Dumitru DINU**

Editura NAUTICA
Editură recunoscută de CNCSIS
Str. Mircea cel Bătrân nr. 104
900663 Constanţa, România
tel.: +40-241-66.47.40
fax: +40-241-61.72.60
e-mail: info@imc.ro
www.edituranautica.org.com

Descrierea CIP a Bibliotecii Naţionale a României

DINU, DUMITRU
Mașini hidraulice și pneumatice utilizate în domeniul naval /
Dumitru Dinu. - Constanţa : Nautica, 2019

ISBN 978-606-681-112-5

CUVÂNT ÎNAINTE 5

1 Generalităţi 6

Lucrare de verificare 13
Răspunsuri la testele de autoevaluare 13

2 Pompe volumice 14

2.1 Pompa cu piston 14
2.2 Pompe cu pistoane radiale 17
2.3 Pompe cu palete 24
2.4 Pompe cu pistoane axiale 30
2.5 Pompe cu roţi dinţate 35
2.6 Alte tipuri de pompe volumice 40
2.7 Caracteristicile pompelor volumice 42
2.8 Ejectoare 44
Lucrare de verificare 45
Răspunsuri la testele de autoevaluare 47

3 Turbopompe 48

3.1 Construcţie şi clasificare 48
3.2 Teoria turbo-pompelor 50
3.3 Funcţionarea turbo-pompelor în reţea 52
3.4 Legarea în serie şi în paralel a pompelor centrifuge 57
3.5 Aspiraţia pompelor centrifuge 64
3.6 Pompe axiale 67
Lucrare de verificare 71
Răspunsuri la testele de autoevaluare 72

4 Motoare hidraulice volumice şi turbine 73

4.1 Cilindri hidraulici 73
4.2 Motoare cu pistoane radiale 77
4.3 Motoare cu palete 77
4.4 Motoare cu pistoane axiale 79
4.5 Motoare rotative oscilante 80
4.6 Turbine 82
Lucrare de verificare 82
Răspunsuri la testele de autoevaluare 86

5 Maşini pneumatice 87

5.1 Generatoare pneumatice volumice 88
5.2 Generatoare pneumodinamice 100
5.3 Pompe de vid 111
5.4 Motoare pneumatice 112
Lucrare de verificare 118
Răspunsuri la testele de autoevaluare 119

6 Aparatură de comandă, control şi auxiliară 119

6.1 Aparatură de comandă şi control 119
6.2 Aparatură auxiliară 130
Lucrare de verificare 136
Răspunsuri la testele de autoevaluare 136

7 Aparatură de măsură 137

7.1 Aparate pentru determinarea proprietăţilor fizice ale fluidelor 138
7.2 Aparate de măsură a nivelului lichidelor 144
7.3 Aparate de măsură a presiunilor 146
7.4 Aparate de măsură a vitezelor 151
7.5 Măsurarea debitelor 155
Lucrare de verificare 162
Răspunsuri la testele de autoevaluare 162

BIBLIOGRAFIE 163

Cuvânt înainte

Cunoașterea construcţiei, funcţionării şi exploatării maşinilor hidropneumatice utilizate la bordul navelor reprezintă obiectivul principal al cursului nostru. De asemenea, însuşirea deprinderilor inginereşti privind proiectarea şi funcţionarea maşinilor hidraulice şi pneumatice ca şi pregătirea cursanţilor pentru îndeplinirea sarcinilor de inginer sau ofiţer de cart (maşină) atât la mal cât şi pe mare, pot fi considerate deziderate majore ale acestui curs.

Sistemele de acţionare hidropneumatică transmit energia mecanică de la un element conducător la unul condus prin intermediul fluidelor.

Faţă de sistemele mecanice sau electrice, sistemele de acţionare hidropneumatică prezintă o serie de avantaje:

- greutate şi gabarit, raportate la putere reduse;
- fiabilitate şi funcţionare silenţioase;
- posibilităţi importante de automatizare, tipizare, normalizare, modulizare;
- reglarea continuă a vitezei;
- intrare rapidă în regimul normal de funcţionare;
- oprirea funcţionării în timp scurt;
- posibilitatea realizării unor forţe şi momente importante, ca şi a unor puteri mari în condiţiile în care comanda şi controlul se fac cu uşurinţă;

Sistemele hidropneumatice prezintă şi unele dezavantaje:

- grad înalt de precizie în execuţia elementelor componente ceea ce presupune o tehnologie de fabricaţie complexă;
- posibilităţi de obliterare (înfundare) a orificiilor;
- funcţionare la presiune cu pericolele care decurg din acest lucru;
- confecţionarea elementelor din materiale de bună calitate, deci preţ de cost destul de ridicat.

Cartea este destinată inginerilor din domeniul naval şi ofiţerilor de marină, de aceea s-a pus accent pe acele tipuri de echipamente hidropneumatice utilizate la nave. Testele de autoevaluare de la sfârșitul fiecărui capitol îi vor ajuta pe studenți să-și verifice cunoștințele acumulate.

Prezentarea se bazează pe însuşirea cunoştinţelor de mecanica fluidelor în care, prin prisma interpretării fenomene teoretice, s-a încercat dezvoltarea gândirii tehnice în ceea ce privește funcţionarea instalaţiilor.

1. Generalităţi

În funcţie de modul de transmitere al energiei, sistemele de acţionare hidropneumatice se pot clasifica în:

- sisteme hidropneumatice de tip hidrostatic;
- sisteme hidropneumatice de tip hidrodinamic;
- sisteme hidropneumatice de tip sonic.

La sistemele hidropneumatice de tip hidrostatic, prin intermediul fluidelor se transmite energia potenţială.

În figura 1.1 este prezentat schematic un astfel de sistem. Generatorul hidraulic G_H, de fapt o pompă volumică, preia energia mecanică transmisă de motorul electric M_E, o transformă în energie hidraulică potenţială şi o transmite prin intermediul conductelor şi a altor aparate de comandă, control, reglare la motorul hidraulic M_H, care este tot de tip volumic. Acesta, la rândul său transformă energia hidraulică în energie mecanică utilizată în organul de lucru O_L.

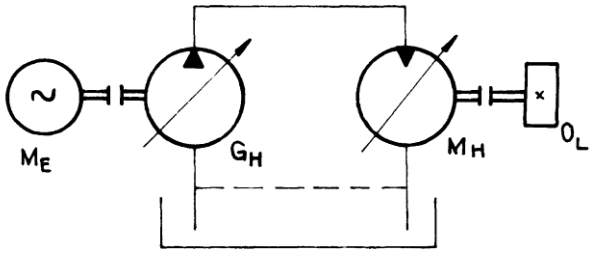


Fig.1.1.

Sistemele de acţionare de tip hidrodinamic utilizează energia cinetică a fluidului. Ele se mai numesc turbo-cuplaje sau turbo-transmisii. În figura 1.2 este prezentată schema unei turbo-transmisii. Energia mecanică primită de la arborele 1 este transformată de pompa hidrodinamică 2 în energie cinetică. În turbina 3 este transformată energia cinetică în energie mecanică care este preluată de arborele 4.

Acest sistem de acţionare are în afara rolului de cuplare şi un rol variator de turaţie. Inventată în 1904 de către profesorul Fotinger, turbo-transmisia era destinată să cupleze arborele unui motor Diesel naval cu elicea realizând şi o reducere substanţială a turaţiei.

Sistemele de acţionare de tip hidrodinamic sunt sisteme de puteri mari.

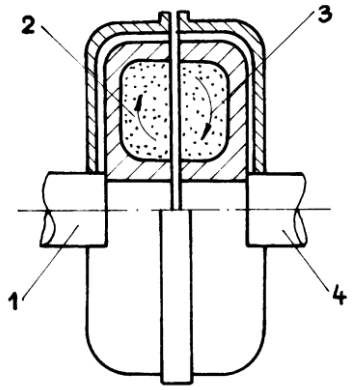


Fig.1.2

Sisteme de acţionare de tip sonic se bazează pe propagarea undelor de presiune furnizate de un generator sonic mono sau trifazat (un cilindru hidraulic la 120º), către un receptor (motor) sonic mono sau trifazat.

Prin deplasarea pistonului în mişcare alternativă se creează o zonă de înaltă presiune care se transmite de-a lungul conductei până la pistonul motor 3 (Fig. 1.3). Deci, la fel ca la sistemele precedente, energia mecanică se transformă în energie hidraulică (de data aceasta hidro-sonică) şi apoi în energie mecanică.

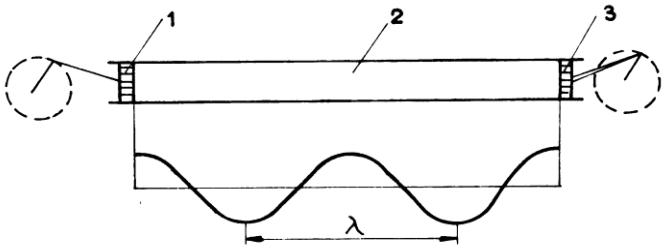


Fig. 1.3.

Transmisia de energie se face la presiuni foarte mari, 1000 – 2000 daN/cm^2. Distanţa dintre cele două pistoane trebuie să fie un multiplu întreg la lungimii de undă, λ . Dacă notăm cu v viteza de propagare a undei de presiune şi cu n turaţia în rot/s a manivelei, atunci $v = \lambda \cdot n$.

Trebuie să subliniem faptul că sonicitatea-transmiterea energiei prin conducte cu ajutorul undelor de presiune – a fost fondată ca ştiinţă de savantul român Gheorghe Constantinescu.

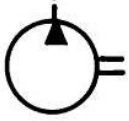
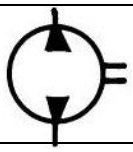
Un sistem de acţionare hidropneumatică reprezintă un ansamblu de elemente cu ajutorul cărora se produce şi se dirijează controlat energia hidraulică sau pneumatică înmagazinată într-un fluid către un motor care o reconverteşte în energie mecanică.

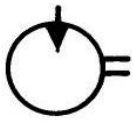
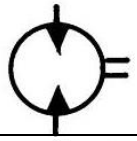
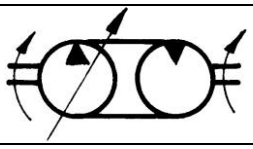
Pentru a îndeplini funcţiile de generare a energiei hidraulice, de reconversie a ei în energie mecanică, de dirijare a agentului fluid, de comandă şi control a parametrilor săi există o mare varietate de elemente hidraulice pe care le vom studia în cele ce urmează.

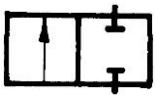
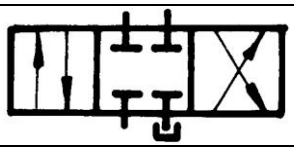
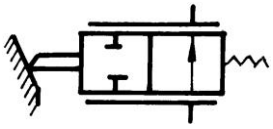
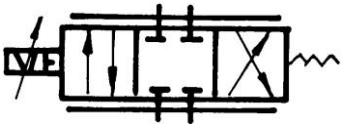
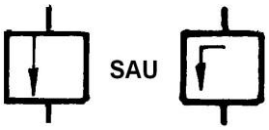
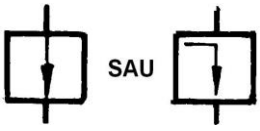
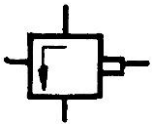
Pompele şi compresoarele reprezintă elemente generatoare de energie hidraulică sau pneumatică. Motoarele hidraulice sau pneumatice transformă energia fluidului în energie mecanică. În cadrul elementelor de comandă distingem elemente de dirijare (distribuitoare), de reglare a debitului (drosele), de reglare a presiunii(supape). Sistemele de acţionare hidropneumatică conţin elemente auxiliare care în ciuda denumirii prezintă o deosebită importanţă în buna funcţionare a ansamblului realizând conducerea fluidului (conducte), filtrarea lui (filtre), înmagazinarea lui (rezervoare), etanşarea, amortizarea vibraţiilor şi a şocurilor de debit. Nu trebuie să omitem aparatura de măsură a parametrilor de funcţionare a instalaţiei.

În tabelul 1.1 sunt prezentate câteva din simbolurile elementelor sistemelor de acţionare hidro-pneumatică.

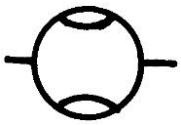
Tabelul 1.1

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol
1.	POMPE	
1.1.	Pompă reglabilă cu un sens de refulare	
1.2.	Pompă reglabilă cu două sensuri de refulare	
1.3.	Pompă nereglabilă cu un sens de refulare	
1.4.	Pompă nereglabilă cu două sensuri de refulare	

2.	MOTOARE ŞI UNITĂŢI POMPĂ-MOTOR	
2.1.	Motor hidrostatic circular ireversibil cu capacitate constantă	
2.2.	Motor hidrostatic circular reversibil cu capacitate constantă	
2.3.	Motor hidrostatic circular ireversibil cu capacitate reglabilă	
2.4.	Motor hidrostatic circular reversibil cu capacitate reglabilă	
2.5.	Pompă-motor nereglabil cu inversarea sensului curentului	
2.6.	Pompă-motor reglabil cu inversarea sensului curentului	
2.7.	Motor liniar (cilindru) cu piston cu simplă acţiune	
2.8.	Motor liniar (cilindru) cu piston cu acţiune dublă cu tijă uni şi bilaterală	
2.9.	Motor liniar (cilindru) diferenţial	
3.	TRANSMISII HIDROSTATICE	
3.1.	Transmisie hidrostatică nereglabilă cu un singur sens de rotaţie	
3.2.	Transmisie hidrostatică reglabilă prin pompă cu un singur sens de rotaţie	

4.	DISTRIBUITOARE HIDROSTATICE	
	Discrete	
4.1.	Cu două canale şi două poziţii (2/2)	
4.2.	Cu trei canale şi două poziţii (3/2)	
4.3.	Cu patru canale şi două poziţii (4/2)	
4.4.	Cu patru canale şi trei poziţii (4/3)	
	Continue (servodistribuitoare)	
4.5.	Distribuitoare mecano - hidraulice cu o muchie activă	
4.6.	Distribuitoare electro-hidraulice	
5.	SUPAPE DE PRESIUNE	
	Normal închisă	
	Normal deschisă	
	Cu comandă diferenţială	

	De siguranţă cu comandă pilotată (externă)	
	De reducţie	
6.	REZISTENŢE HIDRAULICE ŞI REGULATOARE DE DEBIT	
6.1.	Rezistenţă hidraulică fixă sau reglabilă	
6.2.	Regulator pentru menţinerea constantă a debitului (cu rezistenţă fixă), cu supapă normal deschisă cu două căi	
6.3.	Drosel de cale fix sau reglabil	
6.4.	Regulator de debit cu supapă de ocolire	
6.5.	Rezistenţă reglabilă (drosel) cu reglare manuală	
7.	APARATURĂ AUXILIARĂ	
7.1.	Acumulator hidraulic	
7.2.	Filtru	
7.3.	Răcitor	
7.4.	Manometru	

7.5.	Debitmetru	

Pompele şi motoarele hidraulice – maşinile hidraulice – reprezintă elementele de bază ale unui sistem de acţionare hidraulică. Maşinile hidraulice transformă energia mecanică în energie hidraulică sau invers fiind caracterizate prin puterea mecanică N_m cu componentele sale: forţa F, viteza v sau momentul M şi turaţia n şi prin puterea hidraulică N_h cu componentele sale debitul Q şi sarcina H.

Dacă ne referim la transformare energetică putem grupa maşinile hidraulice după sensul acestei transformări în generatoare hidraulice (pompe) care transformă energia mecanică în energie hidraulică şi motoare hidraulice care transformă energia hidraulică în energie mecanică. Mai există o categorie de maşini hidraulice – transformatoare hidraulice – (cuple sau ambreiaje) – care converteşte energia mecanică tot în energie mecanică, la alţi parametrii, prin intermediul energiei hidraulice, sau energia hidraulică în energie hidraulică, prin intermediul energie mecanice.

Pentru maşinile hidraulice generatoare – MHG – putem scrie, referindu-ne la puterile caracteristice, transformarea:

$$N_m\,(M,\,n) \xrightarrow{MHG} N_h\,(Q,\,H) \qquad (2.1)$$

Există maşini hidraulice generatoare la care puterea hidraulică (secundară) este obţinută tot dintr-o putere hidraulică (primară):

$$N_h\,(Q_p,\,H_p) \xrightarrow{MHG} N_h\,(Q_s,\,H_s) \qquad (2.2)$$

La motoare hidraulice – MHM – avem transformarea:

$$N_h\,(Q,\,H) \xrightarrow{MHM} N_m\,(M,\,n). \qquad (2.3)$$

Transformatoarele hidraulice reprezintă de fapt o combinaţie între maşina hidraulică generatoare şi una motoare. După felul cum are loc transformarea putem avea transformatoare hidraulice (MHT) în circuit închis (2.4) sau deschis (2.5):

$$N_m\,(M_p,\,n_p) \xrightarrow{MHG} N_h\,(Q,\,H) \xrightarrow{MHM} N_m\,(M_s,\,n_s) \quad (2.4)$$

$$N_h\,(Q_p,\,H_p) \xrightarrow{MHM} N_m\,(M,\,n) \xrightarrow{MHG} N_h\,(Q_s,\,H_s) \quad (2.5)$$

Trebuie să subliniem faptul că există o largă categorie de maşini hidraulice reversibile care pot funcţiona atât ca pompă cât şi ca motor.

Într-o maşină hidraulică are loc transformarea energiei (sarcinii) de poziţie potenţiale sau cinetice. Referindu-ne la tipul sarcinii transformate putem clasifica maşinile hidraulice în maşini volumice şi turbomaşini.

Maşinile volumice (hidrostatice) prelucrează energia potenţială de presiune. Turbomaşinile (maşinile hidrodinamice) prelucrează energia potenţială de presiune şi energia cinetică. Mai există o categorie de maşini hidraulice care transformă energia potenţială de poziţie, întâlnite acum foarte rar, dar care în trecut au avut o largă răspândire. Este vorba de elevatoarele hidraulice (MHG) şi de roţile de apă (MHM). De asemenea, există maşini hidraulice motoare care transformă numai energia cinetică (turbine cu acţiune Pelton).

Maşinile hidraulice volumice pot fi:

- liniare sau alternative (cu piston, cu plunger, cu piston şi membrană);
- rotative (cu pistoane radiale sau axiale, cu palete, cu roţi dinţate, cu şurub etc.).

Turboamaşinile realizează transformarea de energie prin interacţiune hidrodinamică dintre rotorul cu palete profilate şi fluid. După turaţia specifică ele se pot clasifica în pompe cu canal lateral, pompe centrifuge, pompe axiale.

În prezentarea maşinilor hidraulice vom ţine cont de cele două mari criterii de clasificare.

Lucrare de verificare

1. Turbotransmisia Fotinger este un sistem hidropneumatic de tip:
    a. hidrostatic;
    b. hidrodinamic;
    c. sonic;
    d. manual.
2. Definiţi sistemul de acţionare hidropneumatică.
3. Sistemele de acţionare de tip sonic se bazează pe:
    a. propagarea undelor de presiune;
    b. variaţiile de volum;
    c. centrifugarea fluidului;
    d. energia potenţială a fluidului.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	b
3	a

2. Pompe volumice

Pompele volumice transformă energia mecanică în energie hidraulică care apare sun formă de energie potenţială de presiune. Acest lucru se realizează prin intermediul spaţiilor închise dintre organele fixe şi cele mobile ale pompei, procesul desfăşurându-se discontinuu. Pompele volumice sunt, în marea lor majoritate, reversibile, putând funcţiona atât ca pompă cât şi ca motor, după cum lichidul intră cu subpresiune sau cu suprapresiune în corpul agregatului.

Presiunea pompelor volumice este în general mare – 250 – 300 bar, iar debitele sunt cuprinse într-o gamă foarte largă: 1 – 8000 l/min, puterea lor poate atinge 3.500 kW. În cazul pompelor volumice rotative turaţiile sunt cuprinse între 3.000 – 5.000 rot/min putând ajunge uneori şi până la 15.000 – 30.000 rot/min.

2.1. Pompa cu piston

Pompa cu piston este o maşină care realizează efectul de pompare prin deplasarea rectilinie alternativă a unui piston în interiorul unui cilindru (fig.2.1).

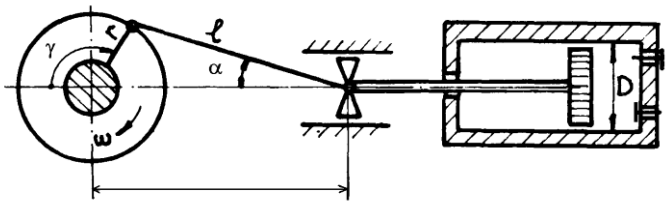


Fig. 2.1.

Pompele cu piston pot fi cu simplu efect (fig. 2.1) sau cu dublu efect (fig. 2.2). După cum se poate observa din principiul lor simplu de funcţionare, la pompele cu simplu efect variaţia debitului are un caracter discontinuu pronunţat (fig.2.3), ameliorat în cazul pompelor cu dublu efect (fig.2.4).

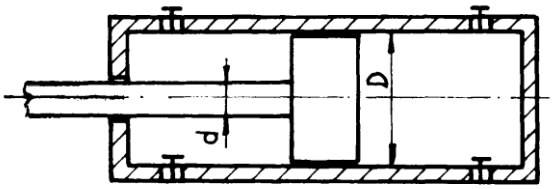


Fig. 2.2.

Vom calcula debitul mediu şi debitul instantaneu al unei pompe cu piston.

Volumul de lichid refulat la o cursă a pistonului (cilindree) va fi dat de relaţia:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} h \qquad (2.6)$$

unde D este diametrul pistonului, iar $h = 2r$, cursa lui.

Notând cu n turaţia în rot /min a arborelui de antrenare, putem calcula debitul mediu:

$$Q_{med} = \frac{\pi D^2}{4} 2r \frac{n}{60}. \qquad (2.7)$$

Pentru a calcula debitul instantaneu, vom determina mai întâi viteza pistonului. Pornind de la valoarea distanţei:

$$x = 1 \cos\alpha + r \cos(\pi - \gamma) = 1 \cos\alpha - r \cos\gamma \qquad (2.8)$$

şi observând că

$$\frac{r}{\sin\alpha} = \frac{1}{\sin(\pi - \gamma)} \qquad (2.9)$$

sau

$$\sin\alpha = \frac{r}{l} \sin\gamma. \qquad (2.10)$$

deci

$$\cos\alpha = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2\gamma} \qquad (2.11)$$

Care dezvoltat în serie cu reţinerea primilor 2 termeni (eroarea este redusă datorită faptului că r/l este mult subunitar) se poate scrie:

$$\cos\alpha \cong 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2\gamma, \qquad (2.12)$$

şi vom obţine:

$$x = 1 - r\cos\gamma - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2} \sin^2\gamma \qquad (2.13)$$

şi

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \left(\sin\gamma - \frac{r}{2l} \sin 2\gamma \right). \qquad (2.14)$$

Debitul instantaneu va fi:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v = \frac{\pi D^2}{4} r\omega \left(\sin\gamma - \frac{r}{2l} \sin 2\gamma \right) \qquad (2.15)$$

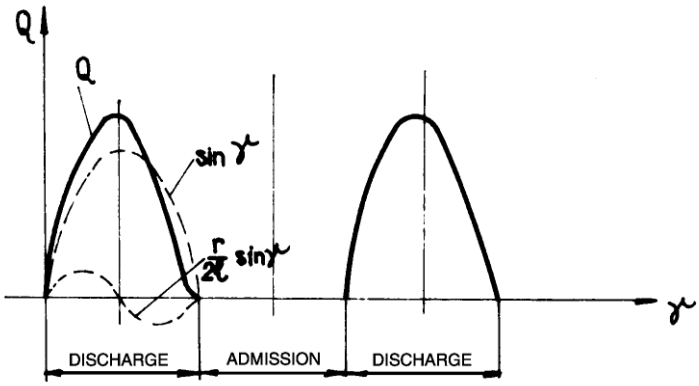


Fig. 2.3

Definim coeficientul de pulsaţie a debitului raportul:

$$\delta\% = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{med}} 100 . \qquad (2.1\text{-}16)$$

Deoarece

$Q_{\max}$ se obţine atunci când $\gamma = \frac{\pi}{2}$, iar $Q_{\min} = 0$ (figura 2.3), vom avea

$$\delta\% = \frac{\frac{\pi D^2}{4} r\omega}{\frac{\pi D^2}{4} 2r \frac{30\omega}{\pi 60}} 100 = 314\% \qquad (2.17)$$

La pompele cu piston cu simplu efect pulsaţia debitului este foarte mare. De aceea aceste pompe au prevăzute prin construcţie recipiente cu saltea de aer amplasate în apropierea cilindrului de lucru.

Pompele cu piston cu dublu efect refulează şi în zona de întoarcere a pistonului cu debit ceva mai mic. Debitul instantaneu pe porţiunea $[\pi, 2\pi]$ va fi (Fig. 2.4):

$$Q^x = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) r\omega \left(\sin\gamma - \frac{r}{2l} \sin 2\gamma \right). \qquad (2.18)$$

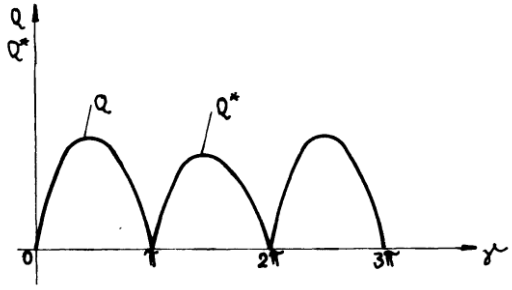


Fig. 2.4

Deoarece curbele Q şi Q^x nu se intersectează decât pe axa absciselor, coeficientul de pulsaţie a debitului rămâne aproximativ acelaşi ca la pompele cu simplu efect. Avantajul lor, deloc neglijabil, constă, în faptul că debitează şi pe cursa de întoarcere a pistonului.

Pompele cu piston clasice se întâlnesc din ce în ce mai rar în instalaţiile hidraulice, datorită, în special, coeficientului ridicat de pulsaţie a debitului.

2.2. Pompe cu pistoane radiale

Pompele cu pistoane radiale sunt pompe volumice rotative, cu debit variabil. Coeficientul de pulsaţie a debitului este mult redus, cu efecte benefice privind gradul de oscilaţii hidraulice introdu-se în sistemul de acţionare.

Ele se pot clasifica în pompe cu aspiraţie exterioară şi pompe cu aspiraţie interioară.

Pompele cu pistoane radiale cu aspiraţie exterioară (fig.2.5) sunt compuse în principal din : statorul 1, rotorul 2, pistoanele 3 cuplate prin intermediul bielelor 4 de axul excentric 5 (cu excentricitatea variabilă). Excentricitatea axului pistoanelor face ca deplasarea acestora să fie diferită, unele pistoane aflându-se în aspiraţie, altele în refulare.

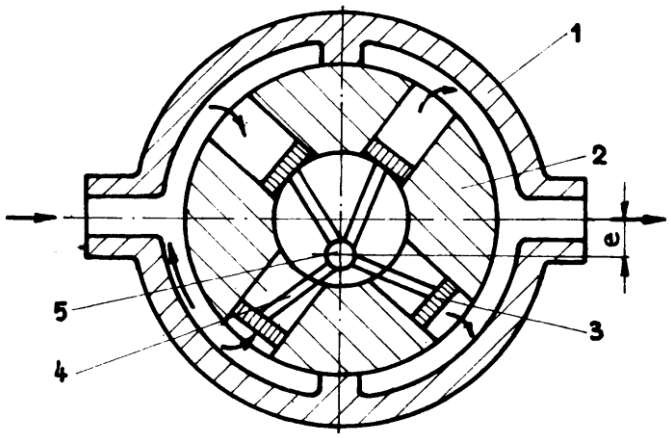


Fig. 2.5

Pompele cu pistoane radiale cu aspiraţie interioară (fig.2.6) sunt compuse din statorul 1, rotorul excentric 2, pistoanele 3, axul central 4 care conţine canalele de aspiraţie 5 şi de refulare 6. datorită excentricităţii *e* rotorului, pistoanele execută o mişcare alternativă de cursă *2e,* aflându-se pe rând în aspiraţie sau refulare. Pistoanele sunt presate pe pereţii statorului de

forţa unor arcuri sau numai de forţa centrifugă. Modificând excentricitatea se poate modifica debitul pompei.

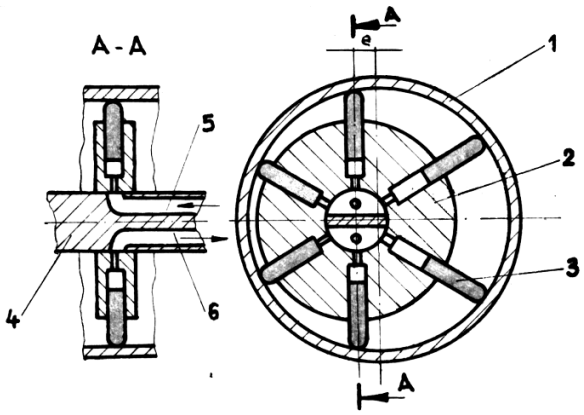


Fig. 2.6

Cilindreea celor *z* cilindrii de diametru d sau volumul de lichid refulat în timpul unei rotaţii va fi :

$$V = \frac{\pi d^2}{4} z 2e \,. \qquad (2.19)$$

La turaţia $n[rot/\min]$ vom avea debitul mediu:

$$Q_{med} = \frac{\pi d^2}{4} z 2e \frac{n}{60} = \frac{\pi d^2}{4} ze \frac{\omega}{\pi} \,. \qquad (2.20)$$

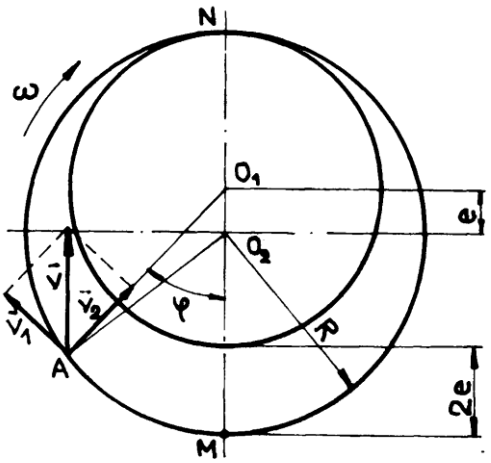


Fig. 2.7

Pentru a calcula debitul instantaneu care variază între o valoare minimă şi una maximă, să stabilim mai întâi viteza punctului A de contact a pistonului cu statorul (Fig. 2.7). viteza absolută $\bar{v}$ se compune din viteza $\overline{v_1}$ în raport cu centrul O_1 şi viteza $\overline{v_2}$ de deplasare a pistonului în interiorul cilindrului. Notăm distanţa variabilă AO_1 cu ρ.

Vom avea atunci :

$$v_1 = \omega\rho\,, \qquad (2.21)$$

$$v_2 = \frac{d\rho}{dt}.$$

Din triunghiul $O_1 O_2 A$ obţinem:

$$R^2 = \rho^2 + e^2 - 2\rho e\cos\varphi \qquad (2.22)$$

De unde :

$$\rho = e\cos\varphi \pm \sqrt{e^2\cos^2\varphi - e^2 + R^2} =$$

$$= e\cos\varphi \pm R\sqrt{1-\left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2\varphi} \qquad (2.23)$$

Deoarece $\frac{e}{R} << 1$, putem neglija al doilea termen al radicalului. Atunci :

$$\rho \cong e\cos\varphi + R. \qquad (2.24)$$

Viteza pistonului va fi :

$$v_2 = \frac{d\rho}{dt} = -e\,\omega\,\sin\varphi \qquad (2.25)$$

Pe intervalul $[o,\pi]$ când φ creşte, viteza $\overline{v_2}$ descreşte cum ne arată şi semnul - din relaţia (2.1-25).

Vom considera viteza în modul şi vom calcula debitul instantaneu al celor j pistoane, aflate în refulare fiecare în poziţia φ_i [20]:

$$Q_i = \frac{\pi d^2}{4} e\,\omega \sum_{i=1}^{j} \sin\varphi_i\,. \qquad (2.26)$$

Dacă notăm cu φ unghiul instantaneu al primului piston aflat în refulare şi cu $\gamma = \frac{2\pi}{z}$, unghiul dintre cele două pistoane, atunci unghiul de poziţie al pistonului i faţă de punctul M va fi:

$$\varphi_i = \varphi + (i-1)\gamma\,. \qquad (2.27)$$

În cazul unui număr par de pistoane, z=2k, vom avea k pistoane în refulare şi k în aspiraţie. Rescriem ecuaţia (2.1-26) ştiind că j = k:

$$Q_i = \frac{\pi d^2}{4} e\,\omega \left\{\sin\varphi + \sin(\varphi+\gamma) + \sin(\varphi+2\gamma) + ... + \sin[\varphi + (k-1)\gamma]\right\}. \qquad (2.28)$$

Transformăm suma dintre acolade în produs, vom obţine:

$$\sum_{i=1}^{k}\sin\varphi_i = \frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\sin\left[\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}\right]. \qquad (2.29)$$

Valoarea maximă a acestei sume se obţine evident atunci când $\sin\left[\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}\right]=1$ sau $\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}=\frac{\pi}{2}$, deci

$$\varphi=\frac{\pi}{2}-(k-1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.30)$$

Valoarea minimă s-ar obţine pentru $\sin\left[\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}\right]=0$, sau $\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}=0$. Dar, deoarece

$$0\le\varphi<\gamma, \qquad (2.31)$$

rezultă

$$(k-1)\frac{\gamma}{2}\le\varphi+(k-1)\frac{\gamma}{2}<(k+1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.32)$$

Deci valoarea minimă a argumentului funcţiei sinus este $(k-1)\frac{\gamma}{2}$ sau:

$$\varphi+(k+1)\frac{\gamma}{2}=(k-1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.33)$$

Valoarea minimă a sumei din expresia (2.29) se obţine pentru $\varphi=0$.

Revenind la relaţia (2.28) a cărei sumă se scrie sub forma (2.29) şi ţinând cont de consideraţiile privind unghiul instantaneu de poziţie a primului piston refulat pentru valoarea maximă şi minimă a debitului, vom putea scrie:

$$Q_{\max}=\frac{\pi d^2}{4}e\,\omega\frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \qquad (2.34)$$

$$Q_{\min}=\frac{\pi d^2}{4}e\,\omega\frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\sin(k-1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.35)$$

Putem scrie acum coeficientul de pulsaţie a debitului pentru pompele cu număr par de pistoane radiale :

$$\delta\,\% = \frac{\pi}{2k}\,\frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\left[1-\sin(k-1)\frac{\gamma}{2}\right]100 =$$

$$= \frac{\pi}{2k}\,\frac{1}{\sin\frac{\pi}{2k}}\left[1-\sin(k-1)\frac{\pi}{2k}\right]100 = \frac{\pi}{2k}\,tg\,\frac{\pi}{4k}\,100 \qquad (2.36)$$

În cazul pompelor cu număr impar de pistoane radiale 2k+1, distingem două situaţii: se află în refulare, fie 2k+1 pistoane, deci :

$$\varphi \in \left[0, \frac{\gamma}{2}\right), \qquad (2.37)$$

sau k pistoane refulează şi atunci :

$$\varphi \in \left[\frac{\gamma}{2}, \gamma\right). \qquad (2.38)$$

Vom face calculul debitelor maxime şi minime în ambele ipoteze şi vom observa că sunt identice.

Vom scrie expresiile lui $Q_{\max}$ şi $Q_{\min}$ pentru cele două situaţii:

1. k+1 pistoane refulante

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4}\,e\,\omega\,\frac{\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \qquad (2.39)$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi d^2}{4}\,e\,\omega\,\frac{\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\sin k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.40)$$

2. k pistoane refulante

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4}\,e\,\omega\,\frac{\sin k\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \qquad (2.41)$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi d^2}{4}\,e\,\omega\,\frac{\sin k\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\sin k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.42)$$

Dar

$$k\frac{\gamma}{2} + (k+1)\frac{\gamma}{2} = (2k+1)\frac{\gamma}{2} = z\frac{2\pi}{z2} = \pi. \qquad (2.43)$$

Unghiurile fiind suplimentare, rezultă că:

$$\sin k\frac{\gamma}{2} = \sin(k+1)\frac{\gamma}{2}, \qquad (2.43)$$

deci şi debitele maxime şi minime în cele două situaţii întâlnite în timpul funcţionării pompelor cu număr impar de pistoane radiale vor fi egale.

Considerăm expresiile (2.41) şi (2.42), ca şi relaţia (2.20) putem calcula pulsaţia debitului pentru acest tip de pompe:

$$\delta\% = \frac{\pi}{2k+1}\,\frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}\left(1-\sin\frac{k\gamma}{2}\right)100 = \frac{\pi}{2k+1}\,\frac{\sin\frac{k\pi}{2k+1}}{\sin\frac{\pi}{2k+1}}\left(1-\sin\frac{k\pi}{2k+1}\right)100 = \qquad (2.45)$$

$$= \frac{\pi}{2(2k+1)}\,tg\frac{\pi}{4(2k+1)}100.$$

În fig.2.8 este reprezentată variaţia debitului instantaneu la o pompă cu 9 pistoane radiale.

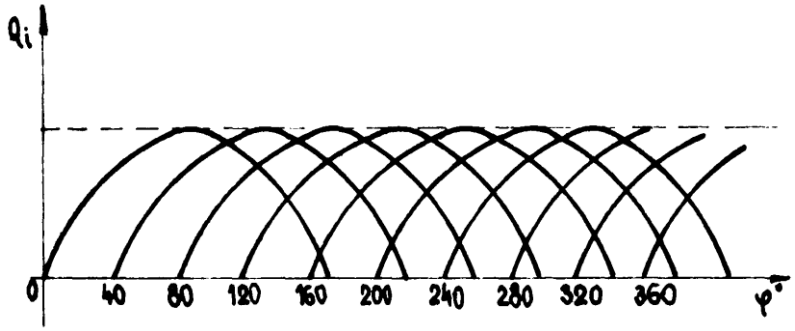


Fig.2.8

Studiind tabelul 2.1 se observă că pompele cu mai multe pistonaşe au un coeficient de pulsaţie a debitului mai scăzut şi că pompele cu număr impar de pistonaşe sunt preferate, din acest punct de vedere, celor cu număr par [20].

Tabelul 2.1

z impar		z par	
z	%	z	%
3	14,022	2	15,7
5	4,973	4	32,515
7	2,527	6	14,022
9	1,526	8	7,807
11	1,020	10	4,973
		12	3,444

Forţa necesară mişcării (rotirii) rotorului pompei este o forţă perpendiculară pe direcţia AO_1; o vom nota cu $\overline{T}$. Forţa $\overline{T}$ se descompune după două direcţii: AO_1 (componenta $\overline{F}$ - forţa cu care lichidul, având presiunea p, acţionează asupra pistonului de diametru d) şi AO_2 (componenta $\overline{N}$ care solicită lagărele pompei) (fig.2.9).

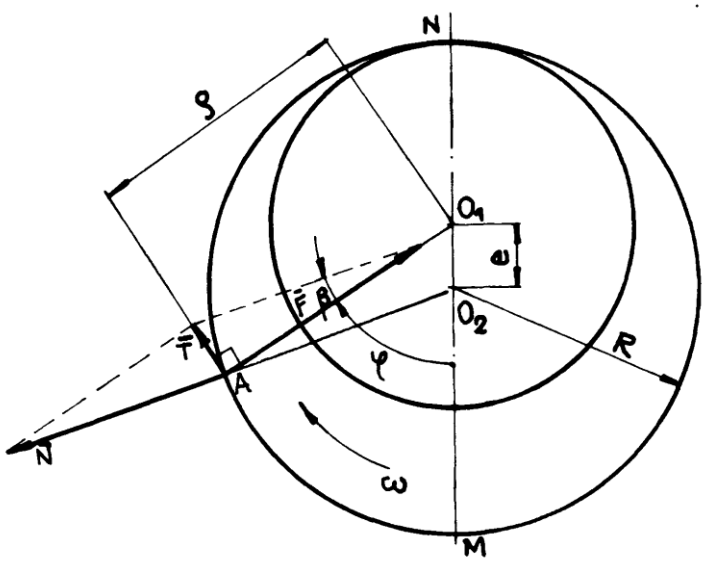


Fig. 2.9

Forţa cu care lichidul acţionează asupra pistonului este egală şi de sens contrar cu forţa cu care pistonul acţionează asupra lichidului.

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p . \qquad (2.46)$$

$$T = F \ tg \, \beta . \qquad (2.47)$$

Observăm că:

$$\sin \beta = \frac{e}{R} \sin \varphi . \qquad (2.48)$$

Deci:

$$T = \frac{\pi d^2}{4} p \ tg \left[arc \sin \left(\frac{e}{R} \sin \varphi \right) \right] = f(\varphi). \qquad (2.49)$$

Valoarea maximă a lui T se obţine pentru $\varphi = 90^0$.

Momentul de răsucire corespunzător unui piston este:

$$M_r = T\,\rho = \frac{\pi d^2}{4}\,p\left(R + e\,\cos\varphi\right) tg\left[arc\,\sin\left(\frac{e}{R}\sin\varphi\right)\right]. \qquad (2.50)$$

Momentul de răsucire total va fi:

$$M_{rt} = \sum_{i=1}^{j} T_i\,\rho_i\ . \qquad (2.1\text{-}51)$$

în care j este numărul pistoanelor refulante.

Puterea pompei va fi dată de relaţia :

$$P = M_{rt}\ \omega\,. \qquad (2.1\text{-}52)$$

2.3. Pompe cu palete

Pompele cu palete sunt pompe volumice la care spaţiile variabile sunt delimitate de palete, rotor, stator şi capetele frontale.

Ele pot fi cu aspiraţie exterioară (fig.2.10) şi cu (fig.2.11).

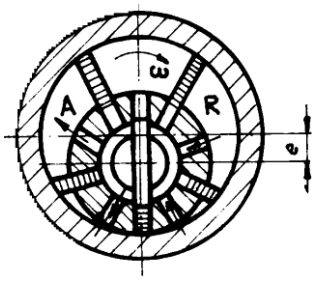


Fig. 2.10

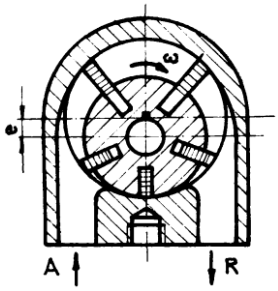


Fig. 2.11

După numărul de aspiraţii – refulări la o singură rotaţie, pompele cu palete pot fi cu simplă acţiune (fig.2.10) şi (fig.2.11) sau cu acţiune multiplă. În Fig. 2.12 este prezentată o pompă cu palete cu dublă acţiune.

Pompele cu palete cu simplă acţiune sunt pompe cu debit variabil, reglare acestuia efectuându-se prin modificare excentricităţii e. Pompele cu acţiune multiplă au debitul constant.

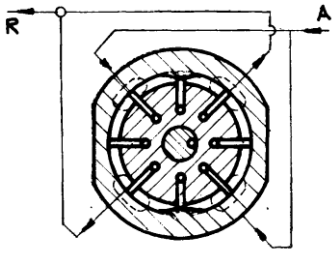


Fig.2.12

Pentru a calcula debitul utilizăm schema din Fig. 2.13. În care am făcut următoarele notaţii :

R, r – raza statorului, respectiv raza rotorului; b – lăţimea unei palete; γ - unghiul dintre două palete consecutive; z- numărul de palete [20].

În fig.2.13 avem cuplul de palete 1-2 în două poziţii: la începutul refulării $(-\theta_1, \theta_2)$ şi la sfârşitul refulării $(-\theta_1', \theta_2')$.

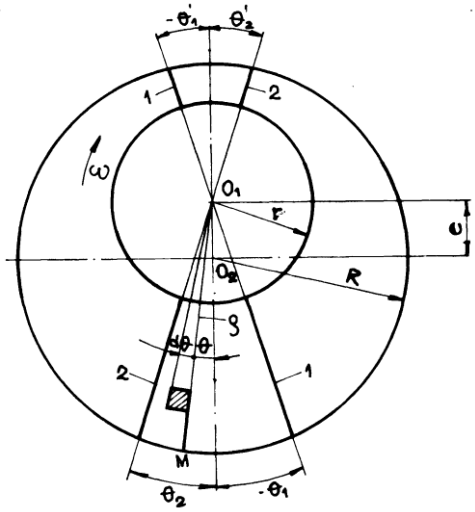


Fig. 2.13

Pentru a calcula volumul V dintre palete (de lăţime b şi grosime neglijabilă) vom scrie mai întâi volumul elementar :

$$dV = \rho b \, d\rho \, d\theta . \qquad (2.53)$$

Ştiind că $|O_1M| = R + e\cos\theta$ (v.cap.2.1.2) şi că $\theta_1 + \theta_2 = \gamma$, putem scrie

$$V = b\int_{-\theta_1}^{\theta_2} d\theta \int_{r}^{R+e\cos\theta} \rho\, d\rho = \frac{b}{2}\int_{-\theta_1}^{\theta_2}\left[(R+e\cos\theta)^2 - r^2\right]d\theta =$$

$$= \frac{b}{2}\left\{\left(R^2 - r^2\right)\gamma + 2R\,e\left(\sin\theta_2 + \sin\theta_1\right) + \frac{e^2}{2}\left[\gamma + \frac{1}{2}\left(\sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1\right)\right]\right\} = \qquad (2.54)$$

$$= \frac{b}{2}\left\{\left(R^2 - r^2\right)\gamma + 4\,\mathrm{Re}\sin\frac{\gamma}{2}\cos\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} + \frac{e^2}{2}\left[\gamma + \sin\gamma\cos\left(\theta_2 - \theta_1\right)\right]\right\}.$$

Valoarea maximă a lui V se obţine atunci când

$$\cos\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} = 1 \; and \; \cos\left(\theta_2 - \theta_1\right) = 1. \qquad (2.55)$$

(ceea ce înseamnă că $\theta_1 = \theta_2$):

$$V_{\max} = \frac{b}{2}\left[\left(R^2 - r^2\right)\gamma + 4\,\mathrm{Re}\sin\frac{\gamma}{2} + \frac{e^2}{2}\left(\gamma + \sin\gamma\right)\right]. \qquad (2.56)$$

La sfârşitul refulării volumul dintre palete va fi calculat cu relaţia :

$$V' = b\int_{\pi-\theta_1'}^{\pi+\theta_2'} d\theta \int_{r}^{R+e\cos\theta} \rho\, d\rho =$$

$$= \frac{b}{2}\left\{\left(R^2 - r^2\right)\gamma - 4\,\mathrm{Re}\sin\frac{\gamma}{2}\cos\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2} + \frac{e^2}{2}\left[\gamma + \sin\gamma\cos\left(\theta_2' - \theta_1'\right)\right]\right\}. \qquad (2.57)$$

Calculăm extremul funcţiei $V'\left(\theta_2' - \theta_1'\right)$

$$\frac{dV'}{d\left(\theta_2' - \theta_1'\right)} = b\,e\sin\frac{\gamma}{2}\sin\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2}\left(R - e\cos\frac{\gamma}{2}\cos\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2}\right) = 0^{*}.$$

(2.58)

$$\sin\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2} = 0. \qquad (2.59)$$

$$\theta_2' = \theta_1' = \frac{\gamma}{2}.^{*1} \qquad (2.60)$$

Pentru $\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2} < 0$, $\frac{dV'}{d\left(\theta_2 - \theta_1\right)}$ este negativă, şi pentru $\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2} > 0$, $\frac{dV'}{d\left(\theta_2' - \theta_1'\right)}$ este pozitivă , deci punctul de extrem $\theta_2' = \theta_1' = \frac{\gamma}{2}$ reprezintă un minim.

---

* Termenul din paranteză nu se poate anula, deoarece R >> $e\cos\frac{\gamma}{2}\cos\frac{\theta_2' - \theta_1'}{2}$

$$V_{\min} = \frac{b}{2}\left[\left(R^2 - r^2\right)\gamma - 4R\ e\ \sin\frac{\gamma}{2} + \frac{e^2}{2}\left(\gamma + \sin\gamma\right)\right]. \qquad (2.61)$$

Volumul refulat de cuplul de palete (1,2) va fi dat de relaţia :

$$V_{1,2} = V_{\max} - V_{\min} = 4b\,Re\sin\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.62)$$

Cele z spaţii interpaletare vor refula, la o rotaţie, volumul:

$$zV_{1,2} = 4b\,Rez\sin\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.63)$$

La o turaţie de n [rot/s] debitul teoretic mediu la pompei se obţine cu relaţia:

$$Q_{med} = 4b\,Rezn\sin\frac{\gamma}{2} = 4b\,Rezn\sin\frac{\pi}{z}, \qquad (2.64)$$

deoarece $\gamma = \frac{2\pi}{z}$.

Când z este mare, $\sin\frac{\pi}{z} \to \frac{\pi}{z}$.

Atunci:

$$Q_{med}(\infty) = 4b\,Rezn\frac{\pi}{z} = 2\pi\,Dneb. \qquad (2.65)$$

Formula (2.65) este folosită pentru calculul debitului la pompele cu număr finit de palete. Ea reprezintă evident o aproximaţie, mai mare sau mai mică, după cum numărul de palete este mai mic sau mai mare.

Pentru a determina debitul instantaneu al unei pompe cu palete, calculăm mai întâi volumul de fluid existent în interstiţiul $\varphi_{i+1} - \varphi_i = \gamma$ dintre cele două palete:

$$V_i = b\int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} d\theta \int_r^{R+e\cos\theta} \rho\, d\rho = \frac{b}{2}\left\{\left(R^2 - r^2\right)\gamma + 4Re\sin\frac{\gamma}{2}\cos\frac{\varphi_i + \varphi_{i+1}}{2} + \frac{e^2}{2}\left[\gamma + \sin\gamma\cos\left(\varphi_i + \varphi_{i+1}\right)\right]\right\}.$$

(2.66)

Debitul instantaneu al cuplului va fi:

$$q_i = \left|\frac{dV_i}{dt}\right|. \qquad (2.67)$$

Neglijând termenul care-l conţine pe e^2 şi ţinând cont că $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, obţinem succesiv:

$$q_i = 2Rebw\sin\frac{\gamma}{2}\sin\frac{\varphi_i + \varphi_{i+1}}{2}, \qquad (2.68)$$

$$q_i = 2Rebw\sin\frac{\gamma}{2}\sin\left(\varphi_i + \frac{\gamma}{2}\right), \qquad (2.69)$$

$$q_i = Rebw\left[\cos\varphi_i - \cos\left(\varphi_i + \gamma\right)\right], \qquad (2.70)$$

$$q_i = Rebω(\cos\varphi_i - \cos\varphi_{i+1}). \qquad (2.71)$$

Debitul instantaneu total al unei pompe cu palete va fi egal cu suma debitelor instantanee a celor j interstiţii aflate în refulare:

$$Q_i = Rebω\sum_{i=1}^{j}(\cos\varphi_i - \cos\varphi_{i+1}). \qquad (2.72)$$

Vom studia pulsaţia debitului mai întâi pentru o pompă cu număr par de palete : z=2k. vom avea atunci j=k interstiţii aflate în refulare, pentru orice $\varphi \in \left[-\frac{\gamma}{2}, \frac{\gamma}{2}\right]$:

$$Q_i = Rebω\sum_{i=1}^{k}\cos(\varphi_i - \cos\varphi_{i+1}) = Rebω(\cos\varphi_1 - \cos\varphi_{k+1}) =$$
$$= Rebω[\cos\varphi_1 - \cos(\varphi_1 + k\gamma)] = 2Rebω\sin k\frac{\gamma}{2}\sin\left(\varphi_1 + \frac{k\gamma}{2}\right). \qquad (2.73)$$

Q_i este maxim când

$$\sin\left(\varphi_1 + k\frac{\gamma}{2}\right) = 1,$$

sau (2.74)

$$\varphi_1 + k\frac{\gamma}{2} = \frac{\pi}{2},\ \varphi_1 = \frac{\pi}{2} - k\frac{\gamma}{2}$$

şi este minim când

$$\sin\left(\varphi_1 + k\frac{\gamma}{2}\right) = 0$$

sau (2.75)

$$\varphi_1 = -k\frac{\gamma}{2}.$$

Dar

$$\varphi_1 \in \left[-\frac{\gamma}{2}, \frac{\gamma}{2}\right],$$

deci

$$k = \pm 1 \qquad (2.76)$$

sau

$$\varphi_1 = \pm\frac{\gamma}{2}$$

În aceste situaţii:

$$Q_{\max} = 2Rebω\sin k\frac{\gamma}{2} \qquad (2.77)$$

şi

$$Q_{\min} = 2Rebω \sin k\frac{\gamma}{2}\sin(k \pm 1)\frac{\gamma}{2}^{*} \qquad (2.78)$$

Coeficientul de pulsaţie al debitului pentru o pompă cu număr par de palete – 2k – este dat de relaţia :

$$\delta\% = \frac{2Rebsin\, k\frac{\gamma}{2}\left[1-\sin(k \pm 1)\frac{\gamma}{2}\right]}{4Rebzn\sin\frac{\pi}{z}}100 =$$

$$= \frac{\frac{\pi}{2k}}{\sin\frac{\pi}{2k}}\left[1-\sin(k \pm 1)\frac{\pi}{2k}\right]100 = \frac{\pi}{2k}\, tg\, \frac{\pi}{4k}100. \qquad (2.79)$$

Pentru o pompă cu număr impar de palete – 2k+1 – avem două situaţii : k+1 interstiţii în refulare când $\varphi_1 \in \left[-\frac{\gamma}{2}, 0\right)$ şi k interstiţii în refulare când $\varphi_1 \in \left[0, \frac{\gamma}{2}\right)$.

Efectuând calculul la fel ca pentru pompa cu număr par de palete , vom obţine relaţiile pentru $Q_{\max}$ şi $Q_{\min}$.

1. k+1 interstiţii de refulare

$$Q_{\max} = 2Rebω\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.80)$$

$$Q_{\min} = 2Rebω\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}\sin k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.81)$$

3. k interstiţii de refulare

$$Q_{\max} = 2Rebω\sin k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.82)$$

$$Q_{\min} = 2Rebω\, \sin^2 k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.83)$$

Valorile lui $Q_{\max}$ şi $Q_{\min}$ sunt egale deoarece unghiurile $(k+1)\frac{\gamma}{2}$ şi $k\frac{\gamma}{2}$ sunt suplimentare.

Având în vedere demonstraţia de mai sus rezultă că pulsaţia debitului la o pompă cu număr par de palete este :

---

* Se observă că $(k+1)\frac{\gamma}{2}$ şi $(k-1)\frac{\gamma}{2}$ sunt unghiuri suplimentare, deci valoarea funcţiei sinus rămâne aceeaşi.

$$\delta\% = \frac{2Rebw\sin k\frac{\gamma}{2}\left(1-k\frac{\gamma}{2}\right)}{4Rebzn\sin\frac{\pi}{z}}100 =$$

$$\frac{\frac{\pi}{2k+1}}{\sin\frac{\pi}{2k+1}}\sin\frac{k\pi}{2k+1}\left(1-\sin\frac{k\pi}{2k+1}\right)100 = \qquad (2.84)$$

$$= \frac{\pi}{2(2k+1)}\,tg\,\frac{\pi}{4(2k+1)}100$$

Comparând relaţiile (2.79) cu (2.36) şi (2.1-84) cu (2.45) observăm că pulsaţia debitului pentru pompele cu pistonaşe radiale este aceeaşi cu cea a debitului pompelor cu palete (cu neglijarea termenului e^2), ceea ce ne sugerează o analogie între aceste două tipuri de pompe. Spaţiul dintre palete se comportă ca un cilindru radial cu pistonaşe în fazele de aspiraţie şi refulare.

Din egalarea puterii hidraulice cu puterea la axul motorului se poate determina momentul teoretic necesar :

$$2\pi M_t\ n = pQ. \qquad (2.85)$$

n este exprimat în rotaţii/secundă.

În (2.1-85) introducem valoarea debitului mediu dat de (2.1-64):

$$M_t = \frac{p\,4b\,Rezn\sin\frac{\pi}{z}}{2\pi n} = \frac{2z}{\pi}pbRe\sin\frac{\pi}{z}. \qquad (2.86)$$

Ţinând cont de frecările mecanice şi vâscoase, cuplul dezvoltat de motor va fi :

$$M = M_t\eta = \frac{2z}{\pi}pbRe\eta\sin\frac{\pi}{z}. \qquad (2.87)$$

2.4. Pompe cu pistoane axiale

Pompele cu pistoane axiale realizează debitul de fluid prin mişcarea alternativă a unui număr de pistoane în interiorul unor cilindrii dispuşi într-un rotor cu axele paralele cu axa de rotaţie a cestuia. Acest mod de amplasare conferă pompelor un gabarit redus şi un echilibru datorită simetriei maselor în rotaţie. Mişcarea alternativă a pistoanelor este realizată prin intermediul unui disc înclinat, a cărui înclinare, reglabilă, permite modificarea debitului pompelor. La unele pompe, modificarea debitului se face prin înclinarea blocurilor cilindrilor.

În fig.2.14 este prezentată schema de principiu a unei pompe cu pistonaşe axiale cu disc înclinabil:

1. blocul cilindrilor (rotorul);
2. cilindrii;
3. pistoanele;
4. discul înclinabil;
5. ax cardanic;
6. biele cu articulaţii sferice;
7. piesă fixă a canalelor de aspiraţie şi refulare (element de distribuţie).

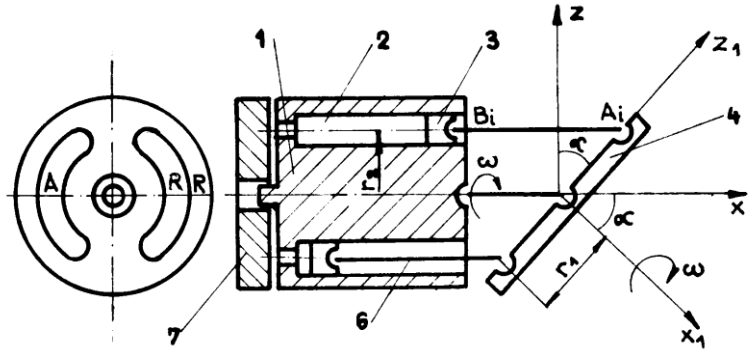


Fig.2.14.

Motorul electric de antrenare transmite mişcare de rotaţie blocului cilindrilor şi, prin intermediul axului cardanic 5, discul înclinat pe care se sprijină capetele bielelor cilindrilor.

Aspiraţia şi refularea se efectuează prin elementul de distribuţie fix 7 care are practicate canale în zona în care pistoanele se află în aspiraţie sau refulare.

Pentru a calcula debitul pompei cu pistonaşe axiale considerăm două sisteme de axe (fig.2.14.) $xOyz$ şi $x_1Oy_1z_1$ rotite între ele cu unghiul α în jurul axei comune Oy. Coordonatele unui punct oarecare M în sistemul de axe nerotit pot fi scrise în funcţie de coordonatele aceluiaşi punct în sistemul de axe rotit astfel (Fig. 2.15.):

$$x = x_1 \cos\alpha + z_1 \sin\alpha \qquad (2.88)$$

$$y = y_1$$

$$z = z_1 \cos\alpha - x_1 \sin\alpha.$$

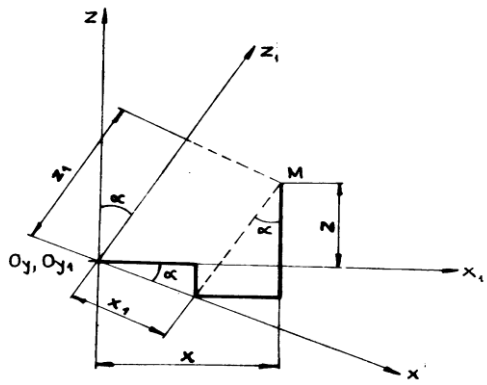


Fig. 2.15.

În Fig. 2.16. sunt prezentate poziţiile articulaţiei sferice A, solidară cu discul şi articulaţiile sferice B, solidară cu pistonul, ale aceleaşi biele, în timpul rotaţie cu un unghi φ .[20]

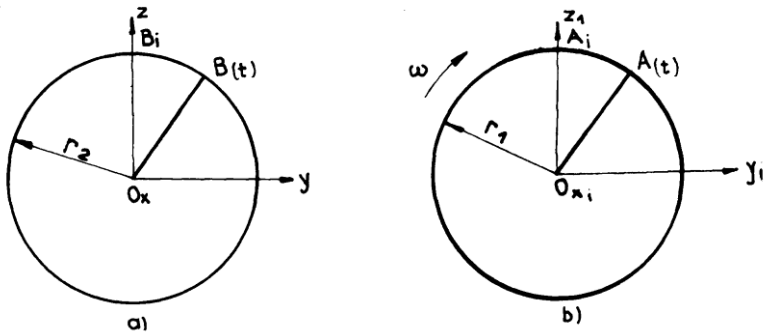


Fig.2.16.

Faţă de sistemele de axe din figura 2.14, punctul A are următoarele coordonate:

- faţă $x_1Oy_1z_1$

$$x_{1A} = 0$$
$$y_{1A} = r_1 \sin\varphi \qquad (2.89)$$
$$z_{1A} = r_1 \cos\varphi$$

- faţă de $xOyz$ (vezi relaţiile 2.1-88)

$$x_A = r_1 \cos\varphi \sin\alpha$$
$$y_A = r_1 \sin\varphi \qquad (2.90)$$
$$z_A = r_1 \cos\varphi \cos\alpha.$$

Coordonatele y şi z al punctului B faţă de sistemul xOy sunt:

$$y_B = r_2 \sin\varphi$$
$$z_B = r_2 \cos\varphi, \qquad (2.91)$$

coordonata x_B poate fi determinată cunoscând lungimea constantă l a bielei AB.

Vom scrie în continuare :

$$1^2 = (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (z_B - z_A)^2. \qquad (2.92)$$

Relaţia (2.1-92) reprezintă o ecuaţie de gradul II cu necunoscuta x_B.

Rezolvând obţinem:

$$x_B = r_1 \cos\varphi \sin\alpha -$$

$$-\sqrt{l^2 - r_2^2 - r_1^2 \sin^2\varphi - r_1^2 \cos^2\varphi \cos^2\alpha + 2r_2\left(\sin^2\varphi + \cos^2\varphi \cos\alpha\right)}.$$

(2.1-93)

Se observă că x_B este negativă. Acesta este motivul pentru care am ales semnul - în faţa radicalului.

Viteza pistonului se obţine derivând în raportul cu timpul mărimea x_B :

$$v_p = \dot{x}_B = -\omega r_1 \sin\varphi \sin\alpha -$$

$$-\frac{-2r_1^2\omega \sin\varphi \cos\varphi + 2r_1^2\omega \sin\varphi \cos\varphi \cos^2\alpha + 2r_1 r_2\left(2\omega \sin\varphi \cos\varphi - 2\omega \sin\varphi \cos\varphi \cos\alpha\right)}{\sqrt{l^2 - r_2^2 - r_1^2 \sin^2\varphi - r_1^2 \cos^2\varphi \cos^2\alpha + 2r_1 r_2\left(\sin^2\varphi + \cos^2\varphi \cos\alpha\right)}}.$$

(2.94)

Când unghiul de înclinare a discului este destul de mic, putem considera $\cos\alpha \cong 1$. Viteza pistonului în modul, devine:

$$\left|v_p\right| = r_1 \omega \sin\varphi \sin\alpha, \qquad (2.95)$$

Debitul instantaneu al unui piston având diametrul d va fi:

$$q_i = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\varphi \sin\alpha, \qquad (2.96)$$

iar debitul instantaneu al celor j pistoane aflate în refulare este:

$$Q_i = \sum_{i=1}^{j} q_i = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\alpha \sum_{i=1}^{j} \sin\varphi_i. \qquad (2.95)$$

Debitul mediu al celor z pistoane de diametru d şi cursă $h = 2r_1 \sin\alpha$, aflate în interiorul rotorului de turaţie n va fi:

$$Q_m = \frac{\pi d^2}{4} 2r_1 \sin\alpha \, z \frac{n}{60}. \qquad (2.96)$$

Pentru stabilirea debitului maxim şi al celui minim, facem observaţia că problema este asemănătoare cu cea din capitolul 2.1.2. este vorba tot de maximum şi de minimum sumei cu sinus $\sum_{i=l}^{j} \sin\varphi_i$, a celor j pistonaşe aflate în refulare cu număr par z = 2k sau impar z = 2k + 1 de pistonaşe ale pompei.

Deci, putem scrie debitele maxime şi minime pentru pompa cu număr par de pistonaşe axiale :

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\alpha \frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}, \qquad (2.97)$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\alpha \frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \sin(k-1)\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.98)$$

Pulsaţia debitului, în acest caz, va fi:

$$\delta\% = \frac{\pi}{2k} \frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \left[1 - \sin(k-1)\frac{\gamma}{2}\right] 100 =$$

$$= \frac{\pi}{2k} \frac{1}{\sin\frac{\pi}{2k}} \left[1 - \sin(k-1)\frac{\pi}{2k}\right] 100 = \frac{\pi}{2k} tg\ \frac{\pi}{4k} 100$$

(2.99)

Pentru pompa cu număr impar de pistoane axiale vom avea:

$$Q_{\max} = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\alpha \frac{\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}}. \qquad (2.100)$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi d^2}{4} r_1 \omega \sin\alpha \frac{\sin(k+1)\frac{\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \sin k\frac{\gamma}{2}. \qquad (2.101)$$

$$\delta\% = \frac{\pi}{2k+1} \frac{\sin\frac{k\gamma}{2}}{\sin\frac{\gamma}{2}} \left(1 - \sin\frac{k\gamma}{2}\right) 100 =$$

$$= \frac{\pi}{2k+1} \frac{\sin\frac{k\pi}{2k+1}}{\sin\frac{\pi}{2k+1}} \left(1 - \sin\frac{k\pi}{2k+1}\right) 100 =$$

$$= \frac{\pi}{2(2k+1)} tg\ \frac{\pi}{4(2k+1)} 100$$

(2.102)

Se observă că pulsaţia debitului la pompe cu pistonaşe axiale este aceeaşi cu pulsaţia debitului la pompele cu pistonaşe radiale şi la pompele cu palete.

Pentru a crea presiunea p, pistonul acţionează asupra lichidului cu forţa:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p. \qquad (2.103)$$

Forţa $\overline{F}$ se descompune într-o componentă tangenţială cu una normală $\overline{N}$ (fig.2.17).

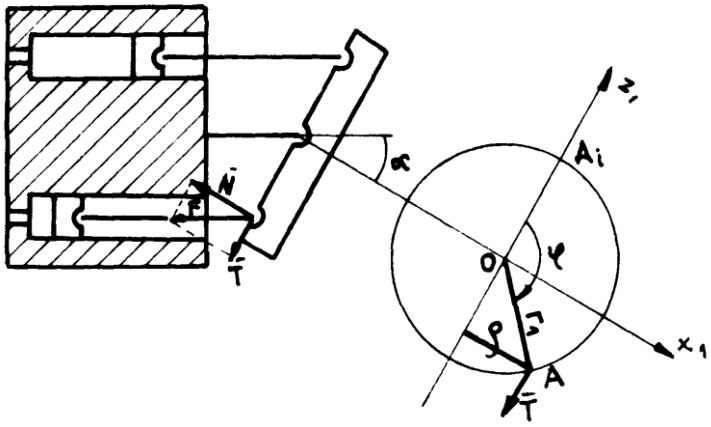


Fig.2.17

Forţa tangenţială $\overline{T}$ are valoarea :

$$T = F \sin\alpha = \frac{\pi d^2}{4} p \sin\alpha. \qquad (2.104)$$

Momentul rezistent al unui piston va fi:

$$M_r = T\rho = F \sin\alpha\, r_1 \sin\varphi = \frac{\pi d^2}{4} p\, r_1 \sin\alpha \sin\varphi. \qquad (2.105)$$

z pistoane vor avea un moment rezistent:

$$M_{rt} = \frac{\pi d^2}{4} p\, r_1 \sin\alpha \sum_{i=1}^{z} \sin\varphi_i. \qquad (2.106)$$

Puterea consumată de pompă va fi dată de relaţia:

$$P = M_{rt}\omega, \qquad (2.107)$$

$$P = \frac{M_{rt}[9{,}81\ Nm]\, n\, [rot/\min]}{71.620}\, C.P. = \\ = \frac{M_{rt}[9{,}81\ Nm]\, n\, [rot/\min]}{97.310}\, kW. \qquad (2.108)$$

2.5. Pompe cu roţi dinţate

Sunt pompe volumice cu o largă răspândire , datorită, în principal, simplităţii lor constructive.

La ieşirea dinţilor din angrenare se creează în camera de aspiraţie o variaţie de volum în sens excedentar. Golurile dintre dinţi reprezintă cupele

active care transportă fluidul. La intrarea în angrenare a dinţilor, volumul se micşorează şi se creează o presiune hidrostatică. (fig.2.18).

Pompele cu roţi dinţate se clasifică după mai multe criterii: după tipul angrenării (cu angrenare exterioară şi cu angrenare interioară – fig. 2.18 a şi b), după nivelul presiunii (joasă, medie şi înaltă), după numărul rotoarelor (cu două sau mai multe fig.2,19), după profilul danturii (evolventic sau cicloidal), după poziţia dinţilor (drepţi, înclinaţi).

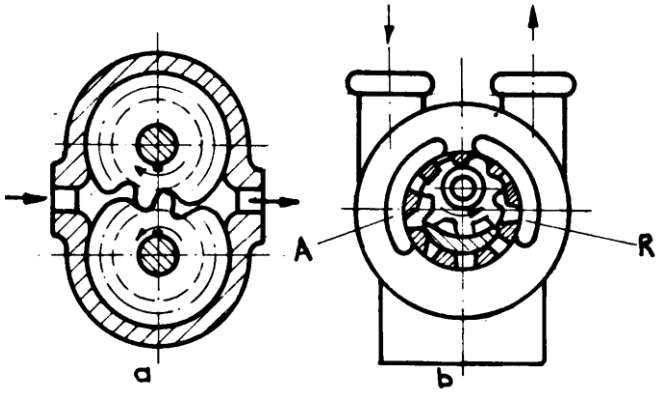


Fig.2.18

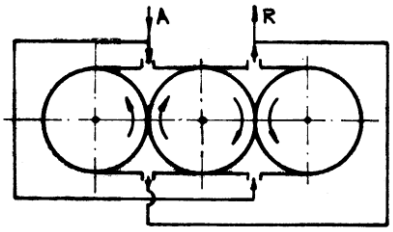


Fig.2.19

Calculul debitului acestui tip de pompe se poate face într-un mod simplificat, acceptând ipotezele că secţiunea golurilor este egală cu cea a plinurilor şi că gradul de acoperire este egal cu unitatea, ipoteză ce introduce o abatere destul de mare,

Deci:

Sg = Sp. (2.109)

Secţiunea tuturor cupelor pentru cele două roţi aflate în angrenare va fi:

$$S_t = 2\left(\frac{\pi D_e^2}{4} - \frac{\pi D_i^2}{4}\right)\frac{1}{2} = \frac{\pi}{4}\left(D_e^2 - D_i^2\right). \qquad (2.110)$$

Considerând piciorul dintelui egal cu capul dintelui $a_1 = a_2 = m$ (modulul dintelui) şi ştiind că modul dintelui este $m = \frac{p}{\pi}$, putem scrie (fig.2.20):

$$S_t = 2\pi \frac{D_e - D_i}{4} \frac{D_e + D_i}{2} = 2\pi m^2 z \,. \qquad (2.111)$$

Lăţimea roţii o notăm cu $b = \lambda m$. Volumul transportului de rotaţie va fi:

$$V = 2\pi \lambda m^3 z \,, \qquad (2.112)$$

iar debitul:

$$Q = 2\pi \lambda m^3 z n 10^{-6} \left[1/\min\right]. \qquad (2.113)$$

Pentru că m se dă în mm, iar turaţia am găsit-o exprimată în rot/min.

Pentru un calcul mai exact al debitului se pot utiliza două metode: metoda geometrică (mai complicată) sau metoda echivalenţei dintre energia transmisă lichidului şi lucrul mecanic consumat pentru antrenarea roţilor dinţate.

În continuare, folosindu-ne de fig. 2.20, vom prezenta cea de-a doua metodă analitică de calcul a debitului pompelor cu roţi dinţate. [12,20].

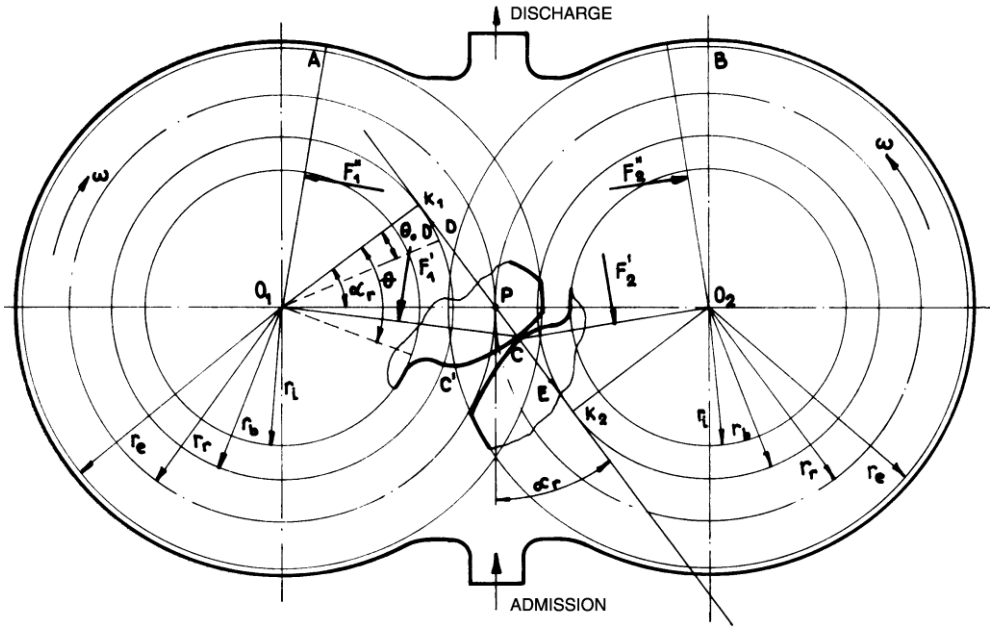


Fig.2.20

Lucrul mecanic consumat la rotaţia roţilor dinţate cu unghiul $d\varphi$ imprimă lichidului energia pdV :

$$pdV = Md\varphi \,. \qquad (2.114)$$

În relaţia (2.1-114) M reprezintă momentul de răsucire.

Presiunea p acţionează asupra conturului danturii. Acest contur complicat poate fi înlocuit cu unul mai simplu $AO_1\,CO_2\,B_1$. Asupra dreptelor acestui contur acţionează 4 forţe rezultante din presiune. Această înlocuire a

fost făcută conform teoriei din mecanică care precizează că rezultanta proiecţiilor forţelor de presiune pe o suprafaţă oarecare este egală cu produsul dintre presiune şi proiecţia suprafeţei pe un plan perpendicular pe rezultantă.

Momentul total de răsucire va fi :

$$M = F_1^{''}\frac{r_e}{2} - F_1^{'}\frac{\rho_1}{2} + F_2^{''}\frac{r_e}{2} - F_2\frac{\rho_2}{2} = \\ = p\frac{b}{2}\left(2r_e^2 - \rho_1^2 - \rho_2^2\right) \qquad (2.115)$$

Notând segmental PC cu x şi observând că $O_1O_2 = 2r_r$, aplicăm teorema medianei în triunghiul O_1O_2C :

$$x^2 = \frac{2\left(\rho_1^2 + \rho_2^2\right) - 4r_r^2}{4}. \qquad (2.116)$$

Rezultă:

$$\rho_1^2 + \rho_2^2 = 2\left(x \ + r_r^2\right). \qquad (2.117)$$

Înlocuind în relaţia (2.1-115),vom avea:

$$M = \frac{pb}{2}\left(r_e^2 - r_r^2 - x^2\right). \qquad (2.118)$$

Ştiind că dV = Qdt, şi că $d\varphi = \omega dt$ şi utilizând relaţiile (2.1-118) şi (2.1-114), putem scrie:

$$Q = b\omega\left(r_e^2 - r_r^2 - x^2\right). \qquad (2.119)$$

Mărimea x este variabilă în timp:

$$x = K_1C - K_1P = r_b\theta - r_b tg\,\alpha_r = r_b\left(\theta_0 + \omega t - tg\,\alpha_r\right).$$

(2.120)

În relaţia (2.120) am folosit proprietatea evolventei $K_1C = K_1C^1$ şi faptul că $\theta = \theta_0 + \omega t$ (segmental real de angrenare începe în D şi se termină în $E - K_2D = K_1D^1 = r_b\theta_0$).

Notând cu $l = K_1P = K_2P$ lungimea jumătăţii segmentului teoretic de angrenare şi cu $l^1 = DP = EP$ lungimea jumătăţii segmentului real de angrenare, vom avea:

$$r_b\theta_0 = l - l^1. \qquad (2.121)$$

Deci :

$$x = l - l^1 + r_b\omega t - l = r_b\omega t - l^1. \qquad (2.122)$$

Putem scrie debitul instantaneu ca o funcţie de timp:

$$Q(t) = b\left(r_e^2 - r_r^2 - r_b^2\omega^2t^2 + 2r_b\omega l^1t - l^{'2}\right). \qquad (2.123)$$

Timpul în care se parcurge segmental real de angrenare se obţine, folosind proprietăţile evolventei:

$$2l^1 = r_b\omega t, \qquad (2.124)$$

$$T = \frac{2l^1}{r_b \omega}. \qquad (2.125)$$

Debitul Q(t) are o variaţie periodică; $t \in [0, T]$.

Pentru a calcula pulsaţia debitului va trebui să stabilim mai întâi debitul mediu.

Volumul refulat de o pereche de dinţi în timpul unei perioade T este:

$$V = \int_0^T Q(t)\,dt = b \int_0^{\frac{2l}{r_b \omega}} \left[r_e^2 - r_r^2 - \left(r_b \omega t - l^1 \right)^2 \right] dt. \qquad (2.126)$$

Făcând schimbarea de variabilă

$$y = r_b \omega t - l^1, \qquad dy = r_b \omega\, dt, \qquad (2.127)$$

obţinem :

$$V = \frac{b}{r_b} \int_{-l^1}^{l^1} \left(r_e^2 - r_r^2 - y^2 \right) dy = \frac{2}{3} \frac{bl^1}{r_b} \left[3\left(r_e^2 - r_r^2 \right) - l^2 \right].$$

(2.128)

Ştiind că numărul de dinţi este z şi că roţile se rotesc cu turaţia n, debitul mediu va fi :

$$Q_m = V\, z\, n = \frac{z\,\omega}{3} \frac{bl}{r_b} \left[3\left(r_e^2 - r_r^2 \right) - l'^2 \right]. \qquad (2.129)$$

Valoarea maximă a expresiei (2.1-123) se obţine pentru $t = \frac{l^1}{r_b \omega}$:

$$Q_{\max} = b\omega \left(r_e^2 - r_r^2 \right). \qquad (2.130)$$

La t =0 sau $t = \frac{2l^1}{r_b \omega}$ debitul are valoarea minimală:

$$Q_{\min} = b\omega \left(r_e^2 - r^2 - l'^2 \right). \qquad (2.131)$$

Suntem în măsură acum să stabilim pulsaţia debitului la o pompă cu roţi dinţate :

$$\delta\% = \frac{3\pi\, r_b l^1}{z\left[3\left(r_e^2 - r_r^2 \right) - l'^2 \right]} 100. \qquad (2.132)$$

Cuplul aplicat roţii conducătoare se determină din relaţiile (2.114):

$$M = \frac{pdV}{d\varphi} = \frac{pdV}{\omega\, dt} = \frac{pQ}{\omega} = pb\left(r_e^2 - r_r^2 - x^2 \right). \qquad (2.133)$$

Cuplul va fi maxim pentru x=0:

$$M_{\max} = pb\left(r_e^2 - r_r^2 \right). \qquad (2.134)$$

Făcând aceleaşi aproximaţii ca şi în relaţia (2.111) obţinem:

$$M_{\max} = pbm^2 (z + l). \qquad (2.135)$$

Forţa maximă care se aplică asupra lichidului va fi:

$$F = \frac{M_{\max}}{r_r}. \qquad (2.136)$$

Puterea exprimată în funcţie de moment şi viteza unghiulară se scrie cu formula cunoscută :

$$P = M\omega. \qquad (2.137)$$

2.6. Alte tipuri de pompe volumice

Pompe cu membrană (fig.2.21)

Acest tip de pompă se utilizează îndeosebi atunci când fluidul vehiculat nu trebuie să intre în contact cu piesele pompei sau nu trebuie să fie contaminat de uleiul de ungere.

Ea se compune din una sau mai multe membrane metalice 1, prinse între două discuri concave 2.

Membranele se deplasează elastic sub acţiunea pistonului 8 şi a lichdului de lucru 7(ulei).

Variaţiile de volum din camera de lucru, superioară membranei, asigură aspiraţia (prin supapa 4) şi refularea (prin supapa 3) a fluidului.

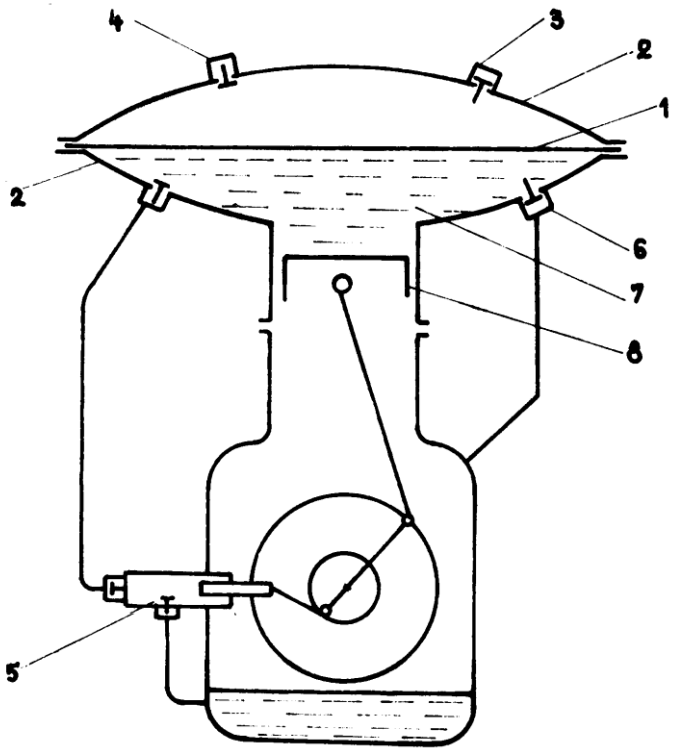


Fig.2.21

Pompa 5 realizează compensarea pierderilor de ulei din neetanşeităţile pistonului. Supapa 6 este o supapă de limitare a presiunii de refulare.

Pompa cu şurub (fig.2.22)

Pompa cu şurub poate fi clasificată după numărul de rotoare (două sau mai multe), după forma paletului (dreptunghiular, trapezoidal, cicloidal), după numărul de începuturi (unul, două sau mai multe începuturi).

În fig. 2.22 este prezentată schema unei pompe cu şurub cu două rotoare (şuruburi), dintre care unul este motor. Rotorul motor are un filet dreapta şi celălalt stânga.

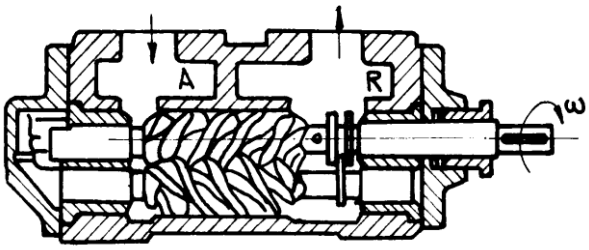
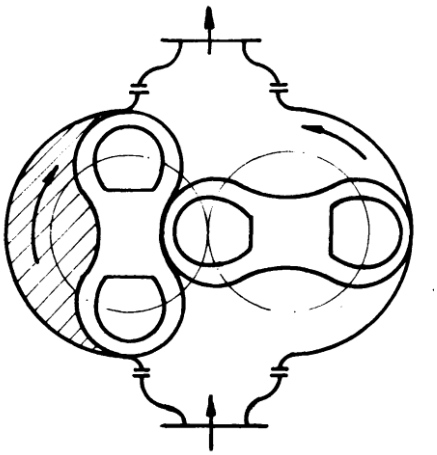


Fig. 2.22

Prin rotirea relativă a celor două rotoare lichidul pătrunde îm camera de aspiraţie A, şi umple golurile dintre rotoare în zona neangrenată. Lichidul va fi transportat în camera de refulare R pe o traiectorie liniară, fără pulsaţii de debit. Comportamentul acestei pompe este ca un piston fără sfârşit.

Pompa cu angrenaje cicloidale (fig.2.23)



ig.2.23

Acest tip de pompă este compus din două rotoare de formă cicloidală, din care unul conducător, care se rotesc în sens invers.

Zona haşurată reprezintă secţiunea de lichid aspirat datorită rotaţiei angrenajului cicloidal ce urmează (în momentul imediat următor celui prezentat în figură) să fie refulat.

Pompa cu role (fig.2.24)

Pompele cu role reprezintă un alt model de pompă volumică rotativă cu rotor excentric. Aspiraţia şi refularea se realizează datorită variaţiei volumului în spaţiul cuprins între rotor, stator şi role. Rolele sunt din material plastic având un miez metalic. Datorită rotaţiei ele sunt împinse pe pereţii statorului de forţa centrifugă, separând volumele variabile.

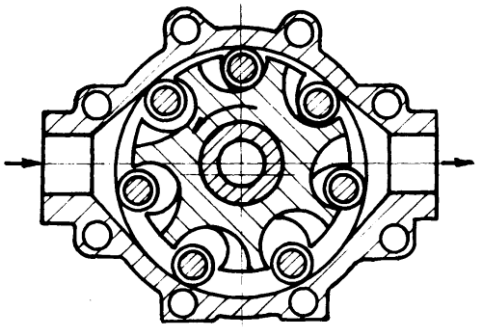


Fig.2.24

2.7. Caracteristicile pompelor volumice

Una din principalele caracteristici ale pompelor volumice este caracteristica debit presiune. Debitul real prezintă o scădere uşoară de presiune, datorită creşterii pierderilor volumice. Peste o anumită presiune $p_{\lim}$, scăderea debitului este pronunţată (fig.2.25). Funcţia $N = f(p)$, care reprezintă variaţia puterii, estre aproximativ liniară până la valoarea $p_{\lim}$, după care creşterea ei este mai pronunţată (fig.2.25). după aceeaşi valoarea $p_{\lim}$, curba randamentului, $\eta = f(p)$ are o alură descendent pronunţată

În fig. 2.26 sunt prezentate caracteristicile $Q = f(p)$ pentru o pompă cu debit reglabil, la diferite excentricităţi e (sau unghiuri cu basculare în cazul pompelor cu pistoane axiale).

Figura 2.27 prezintă caracteristica mecanică moment –presiune – turaţie.

Panta acestor curbe, $\frac{\partial M}{\partial n}$, ne arată supleţea caracteristicii mecanice.

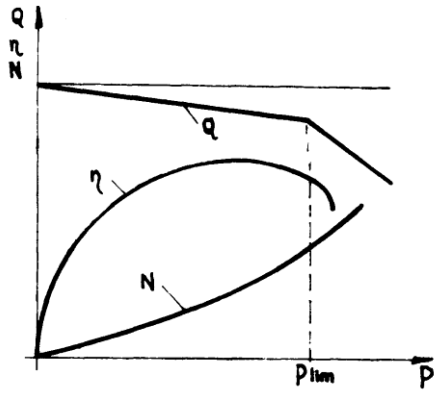


Fig. 2.25

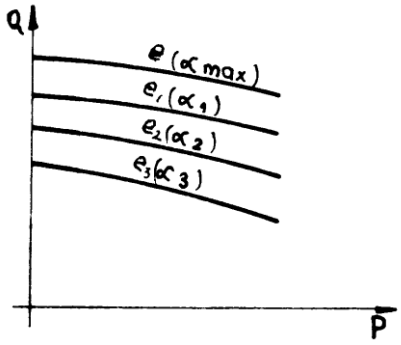


Fig. 2.26

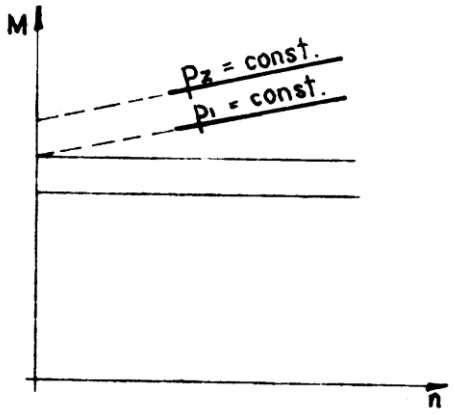


Fig. 2.27

2.8. Ejectoare

Ejectoarele sunt elemente de pompare de o categorie specială, fără piese în mişcare. Principiul de funcţionare este următorul (fig.2.28).

Fluidul motor, care poate fi abur, aer sau apă, intră în ejector prin ajustajul 1. Intrând în camera de amestec 2, energia sa cinetică se transformă parţial în energie de presiune antrenând fluidul de pompat. Amestecul trece în difuzorul convergent-divergent 3, unde energia sa cinetică se transformă în energie de presiune.

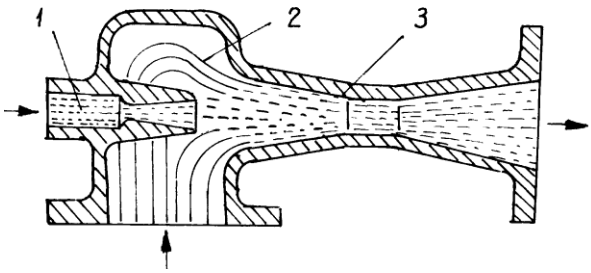


Fig.2.28

Apoi fluidul poate fi separat de fluidul pompat. Cel mai uşor de separat fiind aburul (prin condensare).

Pentru a efectua calculul unui ejector apă-apă ne folosim de schema din fig. 2.29.

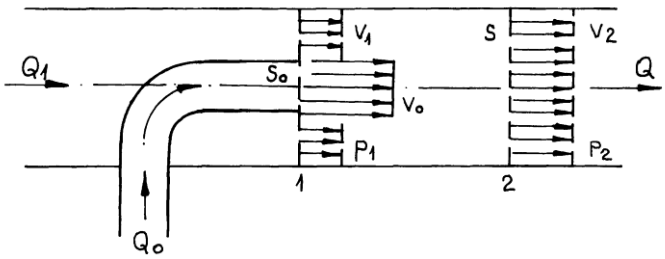


Fig.2.29

Debitul fluidului motor Q_0 trece cu viteza v_0 prin secţiunea S_0. La pătrunderea în ejector antrenează debitul Q_1 de fluid care trece cu viteza v_1 prin secţiunea $S - S_0$. Fluidul are presiunea p_1 în secţiunea 1.

În secţiunea 2, după efectuarea amestecului şi a transferului de masă şi energie, debitul va fi Q, viteza v_2 şi presiunea p_2.

Din ecuaţia de continuitate:

$$(S - S_0)v_1 + S_0 v_0 = S v_2, \qquad (2.138)$$

rezultă:

$$v_2 = \left(1 - \frac{S_0}{S}\right)v_1 + \frac{S_0}{S} v_0. \qquad (2.139)$$

Aplicând teorema impulsului:

$$\rho\left[Sv_2^2 - S_0 v_0^2 - (S - S_0)v_1^2\right] = (p_1 - p_2)S\,, \qquad (2.140)$$

obţinem presiunea p_2:

$$p_2 = p_1 + \rho\left[\frac{S_0}{S}v_0^2 + \left(1 - \frac{S_0}{S}\right)v_1^2 - v_2^2\right]. \qquad (2.141)$$

Puterea utilă a ejectorului se obţine din relaţia:

$$P_u = \int_1^2 \left(\rho\frac{v^2}{2} + p\right)dQ =$$

$$= Q\left(\rho\frac{v_2^2}{2} + p_2\right) - Q_1\left(\rho\frac{v_1^2}{2} + p_1\right) - Q_0\left(\rho\frac{v_0^2}{2} + p_1\right) =$$

$$= Sv_2\left[\rho\frac{v_2^2}{2} + p_2 - \frac{(S - S_0)v_1}{Sv_2}\left(\rho\frac{v_1^2}{2} + p_1\right) - \frac{S_0}{S}\frac{v_0}{v_2}\left(\rho\frac{v_0^2}{2} + p_1\right)\right].$$

(2.142)

Randamentul ejectoarelor este sub 0.35 , deci destul de redus, avantajul lor constând în lipsa pieselor în mişcare . acest lucru conferă ejectoarelor o fiabilitate ridicată.

Ejectoarele sunt folosite pentru raporturi de comprimare în jur de 5. pentru a realiza un raport de comprimare mai mare se leagă mai multe ejectoare în serie.

Ejectoarele cu apă folosesc ca fluid motor apa sub presiune. În domeniul naval, se utilizează la instalaţiile de stins incendiu cu spumă , la sistemele de drenare etc.

Revenindu-se la domeniul naval, ejectoarele aer-aer se folosesc la ventilarea compartimentelor de dimensiuni reduse, iar cele abur-apă la alimentarea căldărilor. Domeniul de utilizare al ejectoarelor este însă foarte larg, ele fiind întâlnite însă în multe sectoare de activitate.

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 2

1. Înălţimea maximă de aspiratie a unei pompe centrifuge nu depinde de:
   a. presiunea barometrică; b. presiunea de vaporizare a fluidului vehiculat;
   c. puterea pompei; d. pierderile hidraulice pe conductă.

2. Termenul care lipseşte în relaţia debitului pompelor cu pistoane radiale

   $Q_{med} = \frac{\pi d^2}{4} 2e \frac{n}{60}$ este :

   a. ω; b. z; c. φ; d. ρ.

3. Una din urmatoarele pompe nu este volumică:
   e. pompa cu şurub; b. pompa cu membrană; c. pompa cu roti dinţate; d. pompa axială.

4.Prin ajutajul 1 al ejectorului din fig. 2.28 intră:
2.5. fluidul de pompat; b. fluidul motor; c. amestecul aer-apă; d. amestecul abur-apă.

5.Puterea utilă a ejectorului se obţine din relaţia (fig.2.29):

a. $P_u = \int_1^2 \left(\rho \frac{v^2}{2} + p \right) dQ$; b. $P_u = \int_1^2 \left(\frac{v^2}{2g} + p \right) dQ$; c. $P_u = \int_1^2 \left(\frac{v^2}{2} + p \right) dQ$;

d. $P_u = \int_1^2 \left(\frac{\rho v^2}{2g} + p \right) dQ$.

6. Momentul rezistent al unui piston dintr-o pompă axială este dat de expresia (fig.2.17):
   a. $F \sin \alpha r_1 \sin \varphi$: b. Tr_1; c. Nr_1; d. $F\rho$.

7. La o pompă cu roţi dinţate, aspiraţia se crează la:
   a. intrarea dinţilor în angranare; b. ieşirea dinţilor din angrenare; c. depinde de tipul angrenării (exterioară sau interioară); d. depinde de profilul danturii.

8. Din punct de vedere al pulsaţiei debitului:
   a. sunt mai convenabile pompele cu număr par de pistoane;
   b. sunt mai convenabile pompele cu număr impar de pistoane;
   c. nu are importanţă numărul de pistoane;
   d. sunt mai convenabile pompele cu pistoane axiale decât cele cu pistoane radiale.

9. Momentul total de torsiune al unei pompe cu pistoane radiale nu depinde de:
   a. excentricitatea pompei; b. unghiul de poziţie al pistoanelor; c. viteza unghiulară; d. forţa tangenţială T.

10. Pulsaţia debitului unei pompe cu pistoane radiale având un număr de 2k+1 pistoane:
   a. este mai mare atunci când avem k pistoane refulante;
   b. este mai mare atunci când avem k+1 pistoane refulante;
   c. nu depinde de numărul par sau impar de pistoane refulante;
   d. depinde de viteza unghiulară.

11. Pulsaţia debitului unei pompe cu pistoane radiale depinde de:
    a. numărul de pistoane; b. viteza unghiulară; c. diametrul pistoanelor; d. unghiul γ dintre pistoane.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	**c**
2	**b**
3	**d**
4	**b**
5	**a**
6	**a**
7	**b**
8	**b**
9	**c**
10	**c**
11	**a**

3. Turbopompe

3.1. Construcţie şi clasificare

Pompele sau generatoarele hidrodinamice prelucrează energia potenţială de presiune şi energia cinetică, prin intermediul unui rotor prevăzut cu palete.

Paletele rotorului sunt dispuse, de obicei, între două discuri paralele, unul fixat pe arborele (coroana) şi altul care conţine orificiul de acces al fluidului (inel). Fluidul trece prin conducta de aspiraţie, intră în rotor unde I se imprimă o energie cinetică care se transformă ulterior în energie potenţială în camera spirală şi în conducta de refulare. Unele pompe centrifuge sunt prevăzute cu un stator cu palete cu rol de transformare a sarcinii cinetice în sarcină de presiune şi de dirijare a fluidului. În fig. 3.1 este prezentată schematic o pompă centrifugă cu următoarele elemente componente:

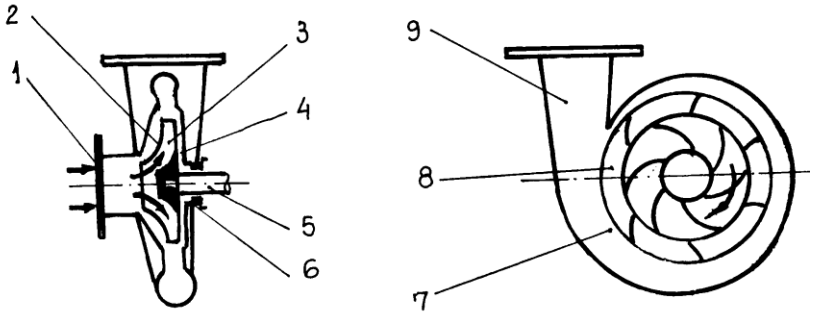


Fig.3.1

1. Flanşa de aspiraţie care face legătura cu conducta de aspiraţie.
2. Inel.
3. Reţeaua de palete.
4. Coroana rotorului.
5. Axul pompei.
6. Sistemul de etanşare a axului.
7. Camera spirală care colectează fluidul de pe periferia statorului şi contribuie la transformarea presiunii cinetice în presiune potenţială.
8. Statorul cu rol de dirijare a curentului şi de transformare a energiei cinetice în sarcină de presiune.
9. Difuzorul, care contribuie şi el la transformarea energiei cinetice în sarcină de presiune şi care face legătura cu conducta de refulare.

Pompele hidrodinamice sau turbo-pompele se pot clasifica după turaţia specifică sau rapiditatea dinamică, care poate fi considerată ca turaţia unei pompe asemenea geometric cu cea dată ce absoarbe o putere de 1 C.P. la o sarcină de 1m:

$$n_{S_{HP}} = n\frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \qquad (3.1)$$

Turaţia specifică n_s şi turaţia n măsurată cu tahometrul nu pot avea evident aceeaşi dimensiune.

În tabelul 2.1 este prezentată clasificarea turbo-pompelor ca şi forma secţiunii meridiane a rotorului lor, în funcţie de turaţia specifică.

Table 3.1

Tipul pompei	Pompă cu canal lateral	Pompă centrifugă cu rotor				Pompă axială
		Lent	Normal	Rapid	Diagonal	
Forma în secţiunea meridiană a rotorului						
K	0,04 – 0,2	0,2 – 0,4	0,4 – 0,8	0,8 – 1,55	1,55 – 2,6	2,6 – 6,2
n_S	8 – 40	40 – 80	80 – 150	150 – 300	300 – 500	500 – 1200
n_q	2,2 - 11	11 – 22	22 - 41	41 – 82	82 - 135	135 - 380

Pentru clasificarea turbo-pompelor se mai poate utiliza turaţia caracteristică sau rapiditatea cinematică:

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (3.2)$$

sau numărul caracteristic:

$$K = \frac{2\pi n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}\,. \qquad (3.3)$$

Între aceste mărimi există relaţiile :

$$n_{S_{HP}} = 3{,}65\,n_q = 193K\,. \qquad (3.4)$$

3.2. Teoria turbo-pompelor

Particulele de lichid execută în interiorul rotorului turbo-pompei o mişcare complexă. Urmând conturul palei, particula parcurge o traiectorie relativă 1-2, dar, în acelaşi timp, rotorul se învârteşte, mişcarea particulei, faţă de un sistem de referinţă solidar cu şasiul pompei fiind 1-2 – traiectoria absolută (fig.2-29).

Ecuaţiile teoretice de bază ale turbo-pompelor aplicate în cazul pompelor centrifuge se obţin în următoarele ipoteze:

a) Între două pale consecutive ale rotorului pompei centrifuge curgerea fluidului este staţionară, sub forma unei linii de curent , care împrumută curbura palei.
b) În interiorul pompei nu avem pierderi hidrodinamice.
c) Rotorul este format dintr0un număr infinit de pale cu grosime neglijabilă.

Deci, notând cu simbolul 1 intrarea în canalul inter-paletar, şi cu 2 ieşirea, vom avea (fig.3.2şi fig.3.3):

- vitezele relative de intrare şi de ieşire din rotor $\overline{w_1}$ şi $\overline{w_2}$ tangente în orice punct la linia de curent, linie de curent care are forma palei;
- vitezele periferice datorate rotaţiei cu viteza ω a rotorului pe cercurile de rază R_1 şi R_2, $u_1 = \omega R_1$ şi $u_2 = \omega R_2$; (3.4)
- vitezele absolute $\overline{v_1}$ şi $\overline{v_2}$ rezultate din compunerea vitezelor relative şi a celor periferice :

$$\overline{v_1} = \overline{w_1} + \overline{u_1},$$
$$\overline{v_2} = \overline{w_2} + \overline{u_2}. \qquad (3.5)$$

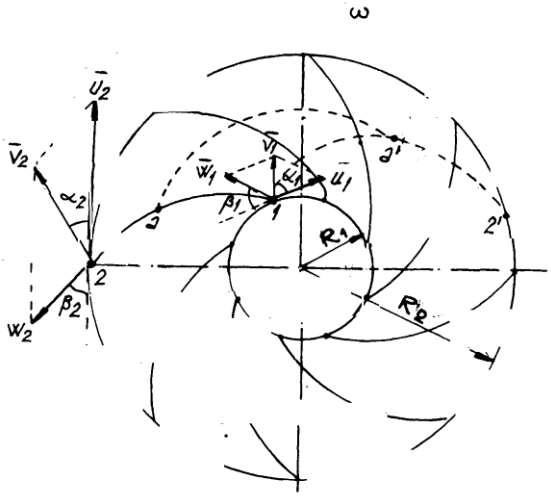


Fig.3.2

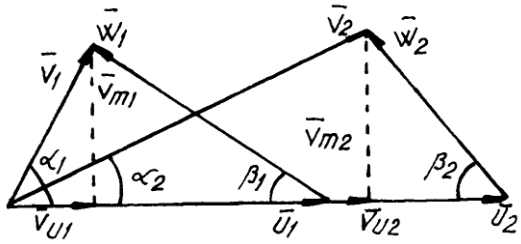


Fig.3.3

Viteza absolută se descompune într-o componentă tangenţială – componentă de sarcină:

$$v_{u_1} = v_1 \cos\alpha_1, \qquad v_{u_2} = v_2 \cos\alpha_2. \tag{3.6}$$

şi o componentă normală – componentă de debit:

$$v_{m_1} = v_1 \sin\alpha_1, \qquad v_{m_2} = v_2 \sin\alpha_2. \tag{3.7}$$

Debitul volumic teoretic de lichid la intrare, egal cu cel de la ieşire, va fi:

$$Q_{v_t} = 2\pi R_1 b_1 v_{m_1} = 2\pi R_2 b_2 v_{m_2}, \tag{3.8}$$

În care b_1 şi b_2 sunt lăţimile palelor la intrare, respectiv la ieşire.

Ecuaţia fundamentală a turbo-maşinilor, aplicată în cazul pompelor centrifuge se poate obţine în mai multe moduri:

a) aplicând teoria variaţiei momentului cantităţii de mişcare (impuls).

Vom considera în continuare o pompă centrifugă ideală (rotorul cu un număr infinit de palete foarte subţiri).

Cantităţile de mişcare în puncte de mişcare şi de ieşire 1 şi 2, sunt $Q_m v_{u_1}$ şi $Q_m v_{u_2}$, şi momentele lor $Q_m v_{u_1} R_1$ şi $Q_m v_{u_2} R_2$.

Variaţia momentului cantităţii de mişcare între aceste două puncte va fi :

$$\Delta M = Q_m\left(v_{u_2}R_2 - v_{u_1}R_1\right) = \rho Q_{v_t}\left(v_{u_2}R_2 - v_{u_1}R_1\right). \tag{3.9}$$

Puterea, în cazul rotaţiei unghiulare cu viteaza unghiulară ω, va fi dată de relaţia :

$$P = \omega\,\Delta M = \rho Q_{v_t}\left(v_{u_2}\omega R_2 - v_{u_1}\omega R_1\right) = \rho Q_{v_t}\left(v_{u_2}u_2 - v_{u_1}u_1\right). \tag{3.10}$$

Puterea pentru o pompă ideală cu un număr infinit de pale este exprimată prin relaţia:

$$P = \rho g Q_{v_t} H_{T\infty}. \tag{3.11}$$

Egalând ultimele două relaţii obţinem:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}}{g}, \tag{3.12}$$

expresie ce reprezintă ecuaţia fundamentală a pompelor centrifuge ideale. Ea a fost dedusă de Euler pentru roţile hidraulice cu mult înainte de apariţia pompelor centrifuge.

b) aplicând ecuaţia lui Bernoulli pentru mişcarea relativă între punctele 1 şi 2.

În ecuaţia lui Bernoulli pentru mişcarea relativă

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f \qquad (3.13)$$

considerăm $z_1 = z_2$.

Sarcina de presiune creată în rotor va fi:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - h_f \,. \qquad (3.14)$$

Sarcina $H_{T\infty}$ va fi egală cu creşterea presiunii apei de la intrare la ieşirea din rotor plus creşterea energiei cinetice plus pierderile de sarcină:

$$H_{T\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_f \,. \qquad (3.15)$$

Din relaţiile (3.14) şi (3.15) obţinem expresia:

$$H_{T\infty} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \,. \qquad (3.16)$$

care reprezintă ecuaţia fundamentală a turbo-maşinilor aplicată pompelor centrifuge, în viteze.

Din triunghiul vitezelor avem:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1\cos\alpha_1, \\ w_2^2 &= v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2\cos\alpha_2 \,. \end{aligned} \qquad (3.17)$$

Înlocuind (2.2-17) în (2.2-16) obţinem ecuaţia fundamentală a turbo-maşinilor aplicată pompelor centrifuge, similară cu ecuaţia (2.2-12):

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g}\left(u_2v_2\cos\alpha_2 - u_1v_1\cos\alpha_1\right) = \frac{u_2v_{u_2} - u_1v_{u_1}}{g} \,. \qquad (3.18)$$

Ecuaţia fundamentală mai poate fi scrisă sub forma:

$$Y_{T\infty} = gH_{T\infty} = u_2v_{u_2} - u_1v_{u_1} \qquad (3.19)$$

unde $Y_{T\infty}$ reprezintă energia specifică, energia unităţii de masă.

3.3. Funcţionarea turbo-pompelor în reţea

Sarcina pompei sau diferenţa de presiune între intrarea şi ieşirea lichidului din pompă este independentă de reţeaua în care funcţionează.

Parametrii de lucru, depind şi sunt definiţi de reţeaua pe care pompa o deserveşte.

În fig. 3.4 este prezentat schematic un sistem hidraulic simplu în care pompa P aspiră lichid din rezervorul R_a, având presiunea p_a şi la cărui nivel de lichid are cota z_a faţă de planul de referinţă N-N şi-l refulează în rezervorul R_r în care este presiunea p_r iar nivelul de lichid se află la cota z_r.

Vacuummetrul V măsoară presiunea la intrare p_i, iar manometrul M presiunea la ieşire din pompă p_e. h_a şi h_r sunt pierderile de sarcină pe conductele de aspiraţie , respectiv refulare. Vitezele fluidului pe aspiraţie şi pe refulare sunt v_a şi v_r.

Aplicând ecuaţia lui Bernoulli pe traseul de aspiraţie obţinem:

$$z_a + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} - h_a = z_i + \frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} = H_i. \qquad (3.20)$$

Pe traseul de refulare, vom avea:

$$z_r + \frac{p_r}{\gamma} + \frac{v_r^2}{2g} + h_r = z_e + \frac{p_e}{\gamma} + \frac{v_e^2}{2g} = H_e. \qquad (3.21)$$

Sarcina pompei va fi:

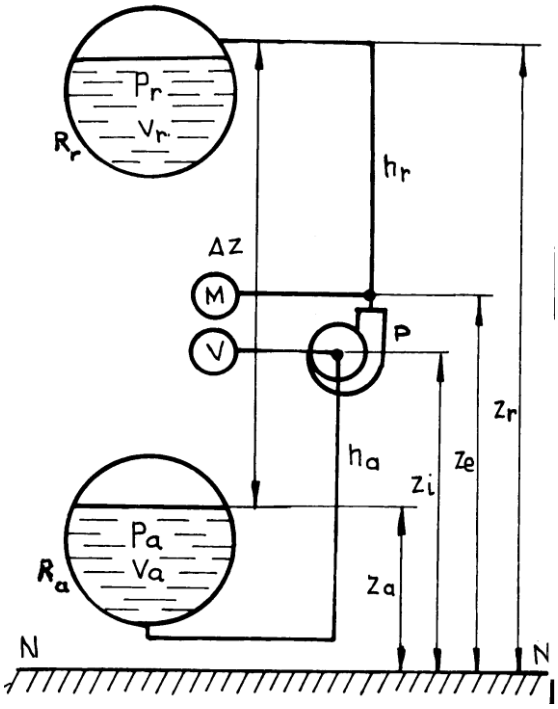


Fig. 3.4

$$H = H_e - H_i = z_r - z_a + \frac{p_r - p_a}{\gamma} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + h_a + h_r =$$
$$= \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} + \sum h_{ar}. \qquad (3.22)$$

Relaţia (3.22) semnifică funcţiile unei pompe: ridicare lichidului pe înălţimea Δz, creşterea presiunii de la p_a la p_r, modificarea energiei cinetice a lichidului prin creşterea vitezei acestui, învingerea pierderilor pe traseele de aspiraţie şi de refulare.

Pierderile pe traseu sunt pierderile locale şi liniare:

$$\sum h_{ar} = h_a + h_r = \sum_{a,r}\left(\lambda\frac{l}{d} + \sum\xi\right)\frac{v^2}{2g}. \qquad (3.23)$$

Traseele de aspiraţie şi refulare, având conducte de diametre d_a şi d_r sunt străbătute de debitul Q:

$$\sum h_{a,r} = \sum_{a,r}\left(\lambda\frac{l}{d} + \sum\xi\right)\frac{16Q^2}{2\pi^2 gd^4}. \qquad (3.24)$$

şi

$$\frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} = \frac{8Q^2}{\pi^2 g}\left(\frac{1}{d_r^4} - \frac{1}{d_a^4}\right). \qquad (3.25)$$

Înlocuind (3.24) şi (3.25) în (3.22) obţinem:

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \frac{8}{\pi^2 g}\left[\sum_{a,r}\left(\lambda\frac{1}{d} + \sum\xi\right)\frac{1}{d^4} + \left(\frac{1}{d_r^4} - \frac{1}{d_a^4}\right)\right]Q^2$$

(3.26)

Expresia:

$$K_r = \frac{8}{\pi^2 g}\left[\sum_{a,r}\left(\lambda\frac{1}{d} + \sum\xi\right)\frac{1}{d^4} + \left(\frac{1}{d_r^4} - \frac{1}{d_a^4}\right)\right] \qquad (3.27)$$

este constantă pentru o anumită reţea.

Notăm cu

$$H_S = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma}, \qquad (3.28)$$

sarcina statică.

În acest caz expresia sarcinii devine:

$$H = H_S + K_r Q^2. \qquad (3.29)$$

Funcţia (2.2-29) reprezintă caracteristica reţelei şi reprezintă după cum se observă, o parabolă. În cazul în care circulaţia (golirea rezervorului prin reţea), expresia sarcinii devine:

$$H = H_S - K_r Q^2. \qquad (3.30)$$

În figura 3.5 sunt prezentate mai multe caracteristicile pentru reţelele la aceeaşi sarcină statică dar cu unele modificări ale lui K_r (diametre diferite ale conductelor, coturi, robinete diferite etc.).

Pe cale analitică sau experimentală se determină funcţia $H = f(Q)$ - caracteristica interioară sau caracteristica maşinii.

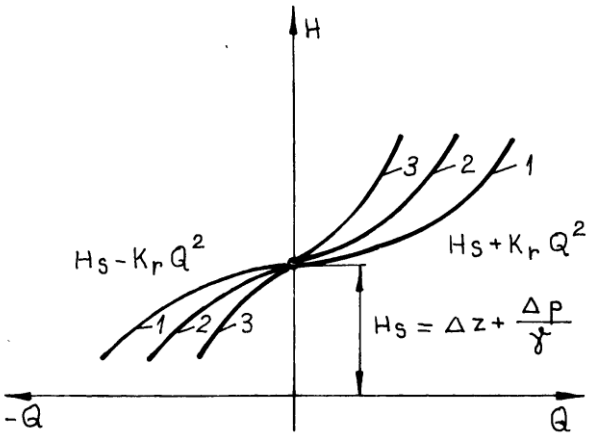


Fig.3.5

În cazul numărului finit de pale, datorită variaţiei vitezei în canalul interpaletar valoarea produsului $u_2 v_{u_2}$ se micşorează.

În consecinţă, energia specifică transferată va fi mai mică. Putem scrie:

$$\frac{Y_{T\infty}}{Y_T} = \frac{gH_{T\infty}}{gH_T} = \frac{H_{T\infty}}{H_T} = 1 - p. \qquad (3.31)$$

în care p = 0,2 – 0,45 conform modelului propus de Pfleiderer.

H_T reprezintă înălţimea teoretică pentru o pompă cu număr finit de pale în cazul vehiculării unui lichid fără viscozitate. Înălţimea reală poate fi scrisă sub forma:

$$H = H_T - \sum h_r \qquad (3.32)$$

unde $\sum h_r$ reprezintă disipaţiile datorate vâscozităţii . proporţionale cu pătratul debitului

$$h_{r_1} = K_1 Q^2 \qquad (3.33)$$

şi pierderile prin şoc h_{r_2} datorate faptului că la debite diferite de debitul nominal Q_N, unghiul de intrare a curentului de lichid β_1 diferă de unghiul constructiv de intrare al paletei.

$$h_{r_r} = K_2 \left(1 - \frac{Q}{Q_N}\right)^2. \qquad (3.34)$$

Atunci:

$$\sum h_r = K_1 Q^2 + K_2 \left(1 - \frac{Q}{Q_N}\right)^2. \qquad (3.35)$$

Revenind la ecuaţia fundamentală a pompelor centrifuge observăm că $H_{T\infty}$ este cu atât mai mare cu cât $u_1 v_{u_1}$ este mai mic, zero când intrarea în rotor se face normal $(\alpha_1 = 90^0)$:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u_2}}{g}. \qquad (3.36)$$

Din fig. 3.3 observăm că :

$$v_{u_2} = u_2 - v_{m_2}\ ctg\,\beta_2. \qquad (3.37)$$

Dar componenta normală a vitezei la ieşire are valoarea:

$$v_{m_2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}. \qquad (3.38)$$

Ţinând seama de relaţiile (3.36), (3.37) şi (3.38) putem scrie:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} ctg\,\beta_2\right). \qquad (3.39)$$

Sarcina teoretică a unei pompe centrifuge cu un număr infinit de pale are o variaţie liniară în funcţie de debit. Înclinarea dreptei depinde de unghiul β_2 (fig.3.6).

Înălţimea manometrică teoretică este maximă atunci când $\beta_2 > 90^0$, astfel spus când paletele rotorului sunt curbate înainte.

Pompele cu $\beta_2 > 90^0$ şi cele cu $\beta_2 = 90^0$ au un randament mai mic decât cele cu $\beta_2 < 90^0$, datorită pierderilor mari de energie la intrarea lichidului în canalul colector (acceleraţie mare imprimată lichidului în canalul interpaletar). Pompele centrifuge cu $\beta_2 \geq 90^0$ prezintă şi o instabilitate a energiei. Aceste dezavantaje fac preferabile pompele cu $\beta_2 < 90^0$, deşi înălţimea lor manometrică este destul de mică.

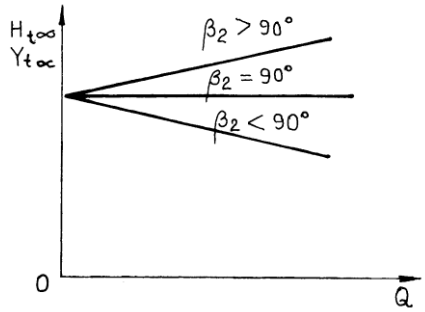


Fig.3.6

Având în vedere relaţiile (3.31), (3.35) şi (3.39) putem scrie expresia sarcinii reale :

$$H = \frac{u_2}{g(1+p)}\left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} ctg\,\beta_2\right) - K_1 Q^2 - K_2\left(1 - \frac{Q}{Q_N}\right)^2. \qquad (3.40)$$

În figura fig.3.7 este reprezentată caracteristica interioară a pompei rezultată din suprapunerea variaţiei liniare a sarcinii teoretice cu variaţiile parabolice a disipaţiilor datorate vâscozităţii şi şocurilor.

Punctul de întreţinere a unei pompe într-o anumită reţea se găseşte la intersecţia caracteristicii reţelei cu caracteristica interioară (fig.3.8).

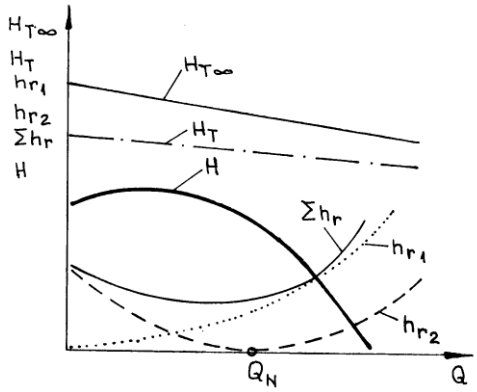


Fig.3.7

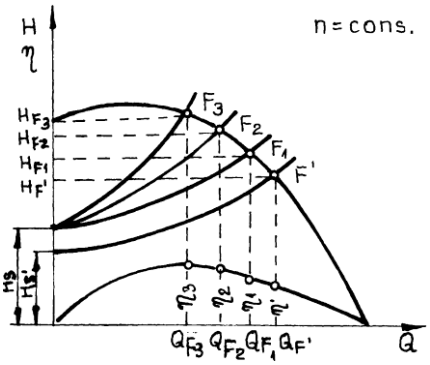


Fig.3.8

Funcţionarea optimă a unui sistem de acţionare hidraulic va fi atunci când punctul de funcţionare se va găsi în zona de randament maxim. Curba $\eta(Q)$ se obţine experimental, în urma determinării dependenţei P(Q).

În vederea îmbunătăţirii performanţelor pompei în cadrul sistemului de acţionare hidraulic se poate recurge la modificarea poziţiei punctului de funcţionare prin modificarea caracteristicii reţelei. Acest lucru se poate realiza în mai multe moduri. Un procedeu simplu este acela modificării constantei K_r prin variaţia coeficienţilor de rezistenţă locală ς ai organelor de reglaj. Se poate modifica de asemenea sarcina statică a reţelei. În fig.2.33 este prezentată glisarea punctului de funcţionare al pompei în condiţiile modificării caracteristicii reţelei.

3.4 Legarea în serie şi în paralel a pompelor centrifuge

Pentru mărirea debitului sau a sarcinii unui sistem hidraulic se utilizează legarea în serie sau în paralel a pompelor.

a) <u>Legarea în paralel</u> (fig.3.9)

În cazul legării în paralel a două sau mai multe pompe se realizează o mărire a debitului la sarcină constantă. Pentru două pompe vom avea :

$$Q_c = Q_1 + Q_2, \qquad (3.41)$$

Expresie ce reprezintă de fapt ecuaţia de continuitate

$$H_c = H_1 = H_2. \qquad (3.42)$$

semnifică autoechilibrarea sistemului pompă-reţea.

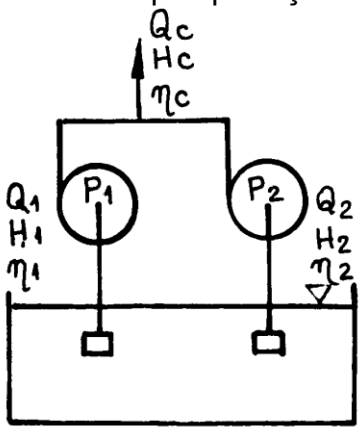


Fig. 3.9

La cuplarea în paralel a două pompe identice (fig.3.10) caracteristica interioară se obţine prin dublarea absciselor punctelor de pe caracteristica interioară a unei pompe.

Punctul de funcţionarea a sistemului F_c se va găsi la intersecţia caracteristicii interioare cu caracteristica reţelei. Eficienţa cuplării în paralel a pompelor centrifuge depinde de caracteristica reţelei.

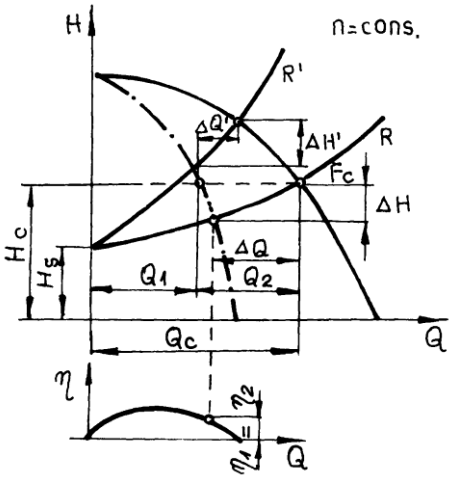


Fig.3.10

Se observă că în cazul reţelei R creşterea de debit faţă de sistemul cu o singură pompă este mai importantă decât creşterea $\Delta Q^{'}$ în cazul reţelei. Se observă că în cazul cuplării în paralel a pompelor apare şi o creştere a sarcinii, dependentă şi de caracteristica reţelei.

Randamentul celor două pompe identice este $\eta_1 = \eta_2 = \eta$.

Randamentul reprezintă raportul dintre puterea utilă şi puterea consumată:

$$\eta = \frac{\gamma Q_F H_c}{P_1} = \frac{\gamma Q_F H_c}{P_2} . \qquad (3.43)$$

În regim cuplat fiecare pompă lucrează în F, iar $Q_F = \frac{1}{2} Q_c$. Deci:

$$P_1 = P_2 = \frac{1}{2} \frac{\gamma Q_c H_c}{\eta} . \qquad (3.44)$$

Randamentul cuplării va fi:

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma Q_c H_c}{P_1 + P_2} = \frac{Q_c H_c}{\frac{1}{2} \frac{\gamma Q_c H_c}{\eta} + \frac{1}{2} \frac{\gamma Q_c H_c}{\eta}} = \eta . \qquad (3.45)$$

În cazul legării în paralel a două sau mai multe pompe identice randamentul general este egal cu randamentul fiecărei pompe.

La cuplarea în paralel a două pompe cu caracteristici diferite, problema este mai complexă. Caracteristica cuplajului se obţine în mod asemănător prin însumarea absciselor celor două pompe la sarcină constantă, $H_c(Q_c = Q_1 + Q_2)$(fig.3.11).

Pe diagrama cuplajului apare punctul critic P_{cr}, aflat la cota sarcinii critice H_{cr}, corespunzătoare intersecţiei caracteristicii pompei mai mici cu ordonata. Dacă punctul de funcţionare al sistemului este sub P_{cr}, ca în cazul caracteristicii reţelei R, atunci legarea în paralel a două se justifică. În cazul caracteristicii $R^{'}$, punctul de funcţionare se află situat deasupra lui P_{cr}, pompa cea mai mică funcţionând pe caracteristica de frânare. În acest caz avem situaţia când debitul cuplajului este mai mic decât debitul unei singure pompe (cea mare) cuplarea devenind astfel nejustificabilă.

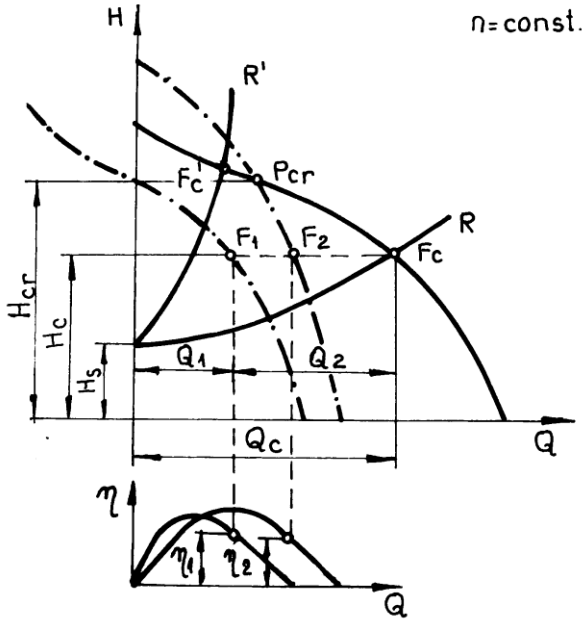


Fig.3.11.

Randamentul cuplajului a două pompe diferite va fi dat de relaţia [8]:

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma Q_c H_c}{\frac{\gamma Q_1 H_c}{\eta_1} + \frac{\gamma Q_2 H_c}{\eta_2}} = \frac{Q_c}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}} . \qquad (3.46)$$

b) <u>Legarea în serie</u> (fig.3.12)

Pentru mărirea sarcinii se utilizează legarea în serie a două sau mai multe pompe centrifuge. Debitul care trece prin două pompe legate în serie este acelaşi:

$$Q_c = Q_1 = Q_2 , \qquad (3.47)$$

iar sarcina:

$$H_c = H_1 + H_2 . \qquad (3.48)$$

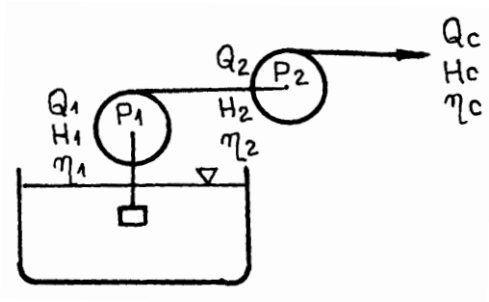


Fig. 3.12

Pentru construirea caracteristicii ansamblului se însumează ordonatele punctelor caracteristicilor fiecărei pompe. În fig. 3.13. este prezentată caracteristica comună a două pompe identice cuplate în serie.

În funcţie de caracteristica reţelei, punctul de funcţionare corespunde mai mult sau mai puţin scopului propus.

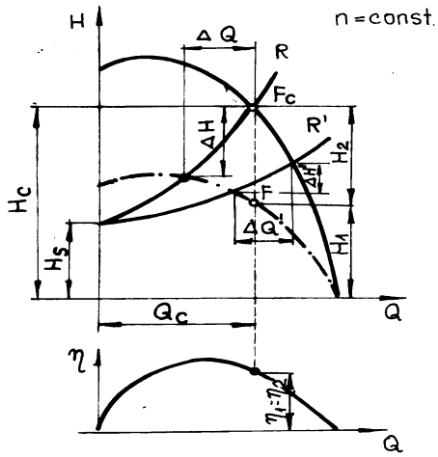


Fig. 3.13.

În fig. 3.13. se observă că în cazul caracteristicii R se obţine o creştere mai mare decât în cazul caracteristicii R'. De asemenea, se observă că la cuplarea în serie se obţine o mărire a debitului.

Randamentul cuplajului este egal cu randamentul fiecărei pompe luate separat.

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma Q_c H_c}{P_1 + P_2} = \frac{\gamma Q_c H_c}{\frac{1}{2}\frac{\gamma Q_c H_c}{\eta} + \frac{1}{2}\frac{\gamma Q_c H_c}{\eta}} = \eta . \qquad (3.49)$$

La cuplarea în serie a două pompe diferite , caracteristica cuplajului se obţine tot prin însumarea ordonatelor de pe caracteristicile celor două pompe (fig. 3.14).

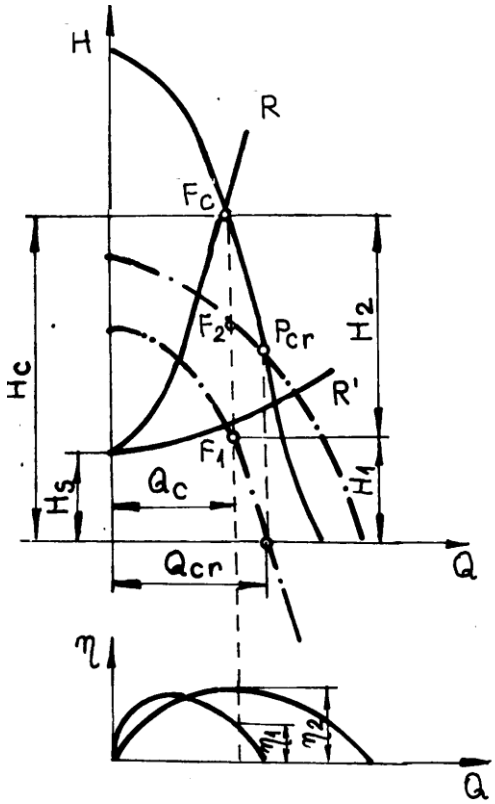


Fig. 3.14

Există şi aici un punct critic corespunzător abscisei de sarcină O a pompei mici. În reţelele a căror caracteristici punctul de funcţionare este sub P_{cr} nu este raţional să se utilizeze două pompe a căror debit total este mai mic decât al unei singure.

Randamentul cuplajului la legarea în serie a două pompe diferite va fi [8]:

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma Q_c H_c}{\frac{\gamma Q_c H_1}{\eta_1} + \frac{\gamma Q_c H_2}{\eta_2}} = \frac{H_c}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}} . \qquad (3.50)$$

Din motive de rezistenţa materialelor, vitezele periferice ale rotoarelor nu pot depăşi anumite valori. Cum sarcina teoretică maximă depinde de viteza periferică a rotorului, fiind astfel limitată de acesta , pentru mărirea sarcinii pe un singur agregat se utilizează pompe cu mai multe rotoare legate în serie (fig. 3.15.)

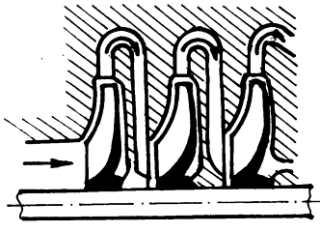


Fig.3.15

De asemenea, obţinerea debitelor mari este limitată de turaţie şi de diametrul de ieşire din rotor, ca şi de viteza de circulaţie a lichidului. Utilizarea rotoarelor duble şi legarea lor în paralel în cadrul unei pompe (fig. 3.16), realizează mărirea debitului dar şi autoechilibrarea forţelor de împingere axială.

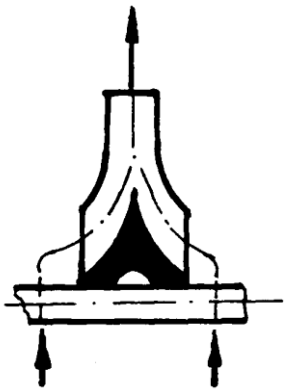


Fig. 3.16

Pentru obţinerea simultană de sarcini şi debite mari pe o singură pompă se pot utiliza mai multe rotoare într-o dispunere axială – serie şi paralel. (fig. 3.17)

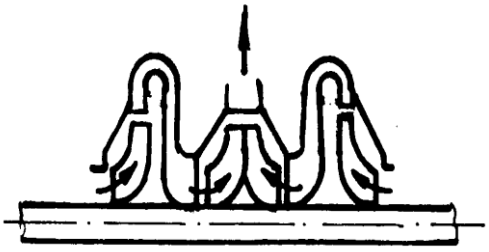


Fig.3.17

3.5 Aspiraţia pompelor centrifuge

Aspiraţia pompelor centrifuge se datorează depresiunii create în rotor, de fapt diferenţei de presiune dintre rotor şi rezervorul de aspiraţie. În cazul în care pompa aspiră presiune atmosferică (barometrică) $p_a = p_b$, iar depresiunea din rotor ar atinge vidul, înălţimea maximă teoretică de aspiraţie ar fi :

$$H_{asp_t} = \frac{p_b}{\gamma} = \frac{\gamma h_b}{\gamma} = 10{,}33m. \qquad (3.51)$$

În fig. 3.18 este prezentată o pompă centrifugă care aspiră de la presiunea p_a. Vom considera 3 puncte de reper: a – nivelul lichidului, O – punctul cel mai înalt înainte de intrare în rotor, 1 – imediat după intrarea în rotor. Vom considera ca plan de reper nivelul lichidului care urmează să fie aspirat şi care se află în mişcare cu viteza v_a *.

Aplicăm relaţia lui Bernoulli între punctele considerate:

$$\begin{aligned} &\frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + H_{asp} + \sum h_{ra} = \\ &= \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{asp} + \sum h_{ra} + h_{rir} \end{aligned} . \qquad (3.52)$$

unde $\sum h_{ra}$ reprezintă pierderile locale şi liniare pe traseul de aspiraţie, iar h_{rir} pierderea de sarcină la intrarea în canalele rotorului. Această pierdere de sarcină poate fi scrisă sub forma:

$$h_{rir} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}, \qquad (3.53)$$

unde ζ este coeficientul de pierdere locală la intrarea în pompă.

Dacă aspiraţia se face dintr-un rezervor $(v_a = 0)$, sarcina de aspiraţie va fi:

$$H_{asp} = \frac{p_a - p_1}{\gamma} - (1+\zeta)\frac{v_1^2}{2g} - \sum h_{ra}. \qquad (3.54)$$

Sarcina maximă la aspiraţie s-ar obţine când $p_1 = 0$, dar se cunoaşte că în mod real depresiunea maximă într-un lichid în mişcare corespunde presiunii absolute de saturaţie a lichidului la temperatura respectivă, momentul apariţiei fenomenului de cavitaţie:

$p_1 = p_v$.

Deci:

---

* Dacă $p_a = p_b$ atunci avem cazul unei pompe centrifuge care aspiră dintr-un râu.

$$H_{asp_{\max}} = \frac{p_a - p_v}{\gamma} - (1+\zeta)\frac{v_1^2}{2g} - \sum h_{ra} \,. \qquad (3.55)$$

Termenul $(1+\zeta)\frac{v_1^2}{2g}$ depinde de caracteristicile constructive ale maşinii hidraulice , el putând fi exprimat în funcţie de sarcină efectivă a pompei H prin coeficientul de cavitaţie de sarcină efectivă σ:

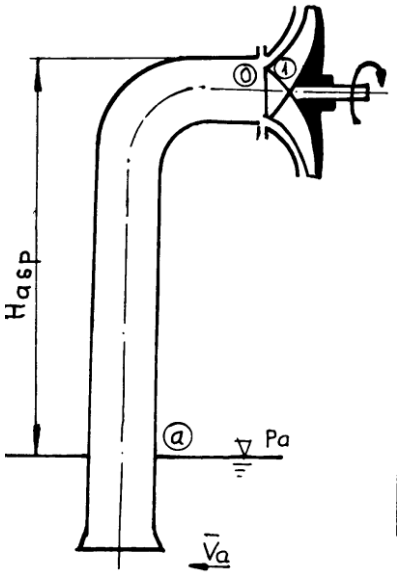


Fig. 3.18

$$(1+\zeta)\frac{v_1^2}{2g} = \sigma H \,. \qquad (3.56)$$

Rescriem expresia (2.2-77):

$$H_{asp_{\max}} = \frac{p_a - p_v}{\gamma} - \sigma H - \sum h_{ra} \,. \qquad (3.57)$$

Coeficientul de cavitaţie este dat de relaţia experimentală [8]:

$$\sigma = a\, n_S^{4/3}\,(n_S - specificrotation). \qquad (3.58)$$

În literatura de specialitate sunt date mai multe valori pentru coeficientul a:

$2{,}29\ 10^{-4}$ (Thoma); $2{,}20\ 10^{-4}$ (Stepanoff);

$2{,}16\ 10^{-4}$ (Escher – Wyss).

Sa stabilit că şi coeficientul a depinde de turaţia specifică . coeficientul σ se mai poate scrie [8]:

$$\sigma = \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} \frac{10}{H}, \qquad (3.59)$$

unde C este coeficientul de cavitaţie a lui Rudnev şi are valorile:

$$C = 600.....800 \quad for\ n_S = 50.....80 \quad si$$

$$C = 800.....1000 \quad for\ n_S = 80.....150.$$

Relaţia (3.57) ne prezintă o înălţime de aspiraţie maximă care din diferite motive nu corespunde cu înălţimea de aspiraţie reală. Astfel, viteza v_1 de intrare în rotor poate avea în unele puncte o valoare mai mare creând condiţii de aspiraţie a cavitaţiei.

De aceea, pentru stabilirea înălţimii de aspiraţie utilizabile se operează asupra coeficientului de cavitaţie , considerându-se un

$$\sigma_{\lim} = (1{,}2.....1{,}4)\sigma. \qquad (3.60)$$

Sau, mai simplu direct asupra sarcinii de aspiraţie reducând-o la:

$$H_{asp} = 0{,}75\, H_{asp_{\max}}. \qquad (3.61)$$

Conform relaţiei (2.2-81) înălţimea de aspiraţie va fi:

$$H_{asp} = \frac{p_a - p_v}{\gamma} - \sigma_{\lim} H - \sum h_{ra}. \qquad (3.62)$$

Înălţimea de aspiraţie a pompelor centrifuge este influenţată de o serie de factori.

În cazul aspiraţiei de la presiune atmosferică $p_a = p_b$, înălţimea de aspiraţie depinde de variaţia acestei presiuni cu situaţia meteorologică, latitudine şi mai ales altitudinea locului. Dacă notăm cu p_0 presiunea la nivelul mării, variaţia de presiune cu altitudinea $z[m]$ poate fi scrisă sub forma:

$$p_b = p_0 \left(1 - 2{,}4\ 10^{-5} z\right). \qquad (3.63)$$

Înălţimea de aspiraţie depinde prin p_v, de natura fluidului vehiculat şi temperatura lui.

Se poate merge până acolo încât înălţimea de aspiraţie sa devină negativă* atunci când:

$$\frac{p_v}{\gamma} > \frac{p_0}{\gamma} - \sigma_{\lim} H - \sum h_{ra}. \qquad (3.64)$$

În această situaţie presiunea din rezervorul de aspiraţie trebuie mărită sau, în cazul când rezervorul este deschis acesta trebuie montat deasupra pompei, la o înălţime corespunzătoare.

---

* În cazul vehiculării apei la temperaturi mai mari de $60^0 C$. Pentru apă la $5 - 10^0$, $H_{asp} = 6.....7m$.

3.6 Pompe axiale

Conform clasificării prezentate în capitolul 2.2.1, pompele axiale se află în extremitatea spectrului turaţiilor specifice ale pompelor $\left(n_{S_{CP}} = 500.....1200\right)$. La acest tip de pompe, energia specifică se obţine printr-o transformare parţială a energiei cinetice în canalul interpaletar, deplasarea fluidului făcându-se axial.

În fig. 3.19 este reprezentată schematic o pompă axială. Ea este alcătuită în principal din : aparatul director 1, butucul cu palete 2 care împreună cu axul 7 constituie partea mobilă a pompei, aparatul redresor 3, carcasa 4 împreună cu cotul 5 şi presetupa 6, carenajul rotorului 8.

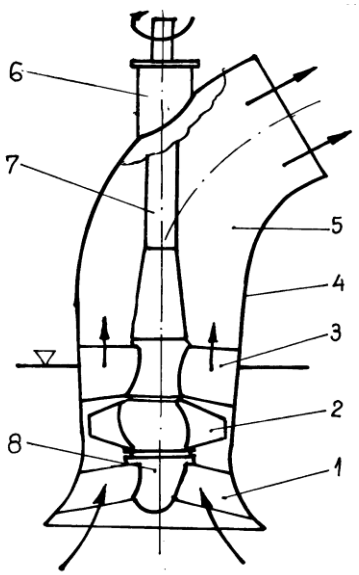


Fig. 3.19

În general pompele axiale au palete cu pas fix. La pompele axiale de puteri mari se pot utiliza rotoare cu pas variabil pentru diferite situaţii de încărcare.

Construcţia paletei este asemănătoare cu construcţia elicei navale, adică o înşiruire de profile hidrodinamice dispuse sub unghiuri de aşezare diferite de la butuc spre periferie.

Aparatul director are rolul de a asigura o intrare fără şoc a particulelor fluide în rotor, iar aparatul redresor pe lângă transformarea unei părţi a

energiei cinetice în energie de presiune este destinat orientării jetului de fluid în direcţie axială.

În fig. 3.20 am considerat o secţiune cilindrică prin pompă , la distanţa r, secţiune din care am luat câte un singur profil din aparatul director, rotor şi aparatul redresor.

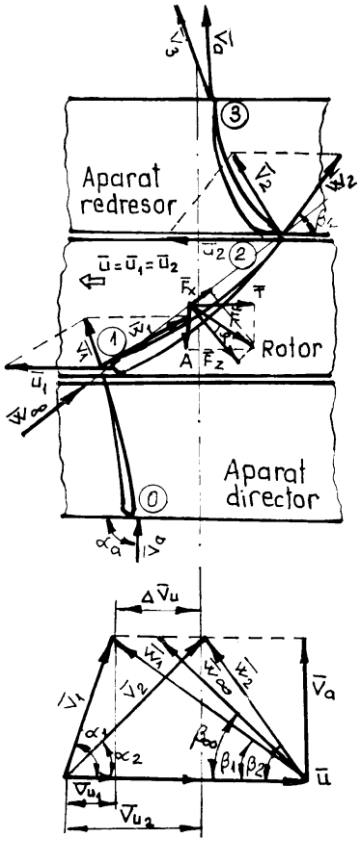


Fig. 3.20

Spre deosebire de pompele centrifuge, viteza periferică la intrarea în rotor u_1 este egală cu viteza periferică de la ieşirea din rotor, u_2:

$$u_1 = u_2 = u = r\omega. \qquad (3.65)$$

Viteza absolută la intrarea în rotor, $\overline{v_1}$, rezultă din compunerea vitezei relative, $\overline{w_1}$, tangentă la pală, cu viteza periferică, $\overline{u_1}$. Rolul profilului din aparatul director este ca la ieşirea să rezulte o viteză absolută pe cât posibil pe direcţia vitezei $\overline{v_1}$. De asemenea, la intrarea în aparatul director viteza $\overline{v_a}$ trebuie să aibă o direcţie axială, $\alpha_a = 90^0$.

La ieşirea din rotor viteza $\overline{w_2}$, tangentă la bordul de fugă, compusă cu viteza periferică, $\overline{u_2}$ (egală cu $\overline{u_1}$), va da viteza $\overline{v_2}$ de intrare în rotor.

Profilele palelor se influenţează reciproc. Problema este cea a unei reţele de profile cu pasul t. putem considera că profilul rotorului din fig. 2.49

este atacat cu viteza $\overline{w}_\infty$, o medie a vitezelor $\overline{w_1}$ şi $\overline{w_2}$. Observând triunghiul vitezelor din aceeaşi figură putem scrie:

$$w_\infty = \sqrt{v_a^2 + \left(u - \frac{v_{u_1} + v_{u_2}}{2}\right)^2},$$
$$tg\,\beta_\infty = \frac{v_a}{u - \frac{v_{u_1} + v_{u_2}}{2}}. \qquad (3.66)$$

Dacă notăm cu 1 profunzimea profilelor şi cu b anvergura lui, putem scrie relaţia forţei portante şi de rezistenţă care acţionează asupra acesteia:

$$F_z = C_z \frac{\rho w_\infty^2}{2} l\,b,$$
$$F_x = C_x \frac{\rho w_\infty^2}{2} lb. \qquad (3.67)$$

Cu C_z şi C_x am notat coeficientul forţei portante şi al rezistenţei la înaintare.

Rezultanta $F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$ se poate descompune după direcţia axială şi una tangenţială:

$$A = F\cos(\beta_\infty + \varphi),$$
$$T = F\sin(\beta_\infty + \varphi). \qquad (3.68)$$

Pentru o pompă axială cu z pale vom avea o împingere axială:

$$F_A = zA = z\,F\cos(\beta_\infty + \varphi), \qquad (3.69)$$

şi o putere hidraulică:

$$P_h = z\,T\,u = z\,uF\sin(\beta_\infty + \varphi). \qquad (3.70)$$

Puterea hidraulică elementară o putem scrie în mai multe moduri:

$$dP_h = z\,u\,dF\sin(\beta_\infty + \varphi) = z\,u\frac{dF_z}{\cos\varphi}\sin(\beta_\infty + \varphi) =$$
$$= z\,u\,C_z \frac{\rho w_\infty^2}{2\cos\varphi} l\;dr\;\sin(\beta_\infty + \varphi). \qquad (3.71)$$

Printr-o secţiune cilindrică de anvergură dr situată la o distanţă r, va trece debitul elementar $dQ = 2\pi\,rdr\,v_a$. Puterea hidraulică elementară poate fi scrisă sub forma:

$$dP_h = \rho Y_t dQ = \rho Y_t\,2\pi\,r\,dr\,v_a = \rho Y_t\,z\,t\,dr\,v_a. \qquad (3.72)$$

în care Y_t este energia specifică transmisă de pompă a cărei valoare o aflăm egalând relaţiile (3.72) şi (3.71):

$$Y_t = \frac{u\,l\,C_Z}{2t\,v_a\cos\varphi} w_\infty^2\sin(\beta_\infty + \varphi). \qquad (3.73)$$

Unghiul φ având o valoare relativ mică $8-11^0$, putem face aproximaţiile $\cos\varphi \cong 1$ şi $\sin(\beta_\infty + \varphi) = \sin\beta_\infty$. Observăm de asemenea că $w_\infty \sin\beta_\infty = v_a$.

Energia specifică creată de pompa axială va putea fi astfel exprimată prin expresia:

$$Y_t = gH_t = \frac{C_Z}{2}\frac{l}{t}u\,w_\infty. \qquad (3.74)$$

Se observă că sarcina pompei sau energia ei specifică depind direct proporţional de turaţie prin viteza periferică şi de forma profilului prin coeficientul de portanţă C_Z. Dacă se micşorează pasul t , deci se măreşte numărul de pale, creşte sarcina pompei. Numărul de pale nu poate fi însă mărit datorită pierderilor hidraulice mari ce apar în reţeaua de profile.

Apariţia fenomenului de cavitaţie limitează creşterea vitezei $\overline{w_\infty}$.

În fig. 3.21 sunt reprezentate caracteristicile pompelor axiale $H = f(Q)$ la diferite turaţii ca şi curbele de randament. Considerând înfăşurătoarea curbelor de randament se poate stabili un randament maxim maximorum ce corespunde unui regim optim de funcţionare a pompei axiale [8].

Caracteristicile pompelor axiale sunt destul de abrupte datorită profilului palelor compus dintr-o succesiune de profile hidrodinamice.

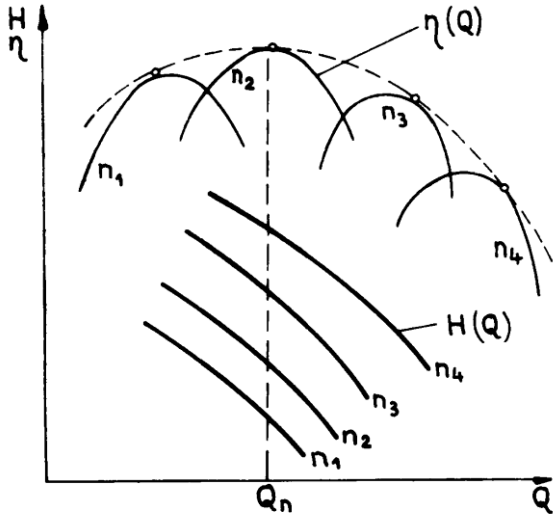


Fig.3.21

Se ştie că la p modificare a unghiului de incidenţă , provocat de modificare debitului în cazul nostru (mai precis al lui v_a), coeficientul de portanţă poate scădea brusc.

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 3

1. La pompele centrifuge unghiul β_2 reprezintă:

   a. unghiul dintre v_2 şi u_2 ; b. unghiul dintre w_2 şi u_2 ; c.suplementul unghiului dintre v_2 şi u_2 ; d. suplementul unghiului dintre w_2 şi u_2.

2. $Y_{t\infty}$ reprezină:

   a. sarcina teoretică; b. presiunea teoretică; c. energia specifică teoretică; d. puterea teoretică.

3. Deosebirea fundamentală între ventilatoarele centrifuge şi cele axiale constă în faptul că:

   a. la cele centrifuge $\beta_1 > 90^0$, iar la cele axiale $\beta_1 < 90^0$;
   b. la cele centrifuge $u_2 > u_1$, iar la cele axiale $u_2 = u_1$;
   c. la cele centrifuge $\overline{v_1} = \overline{u_1} + \overline{w_1}$, iar la cele axiale $\overline{v_1} \neq \overline{u_1} + \overline{w_1}$;
   d. la cele centrifuge $\alpha_1 = 90^0$, iar la cele axiale $\alpha_1 \neq 90^0$.

4.La o pompă cu pistoane axiale se notează: r_1 – raza cercului pe care sunt dispuse articulaţiile sferice ale bielelor pe discul înclinabil; r_2 – raza cercului pe care sunt dispuşi cilindrii în bloc: α - unghiul de inclinare al discului. Cursa pistoanelor va fi:

a. $h = r_1 \sin\alpha$; b. $h = r_2 \sin\alpha$; c. $h = 2r_1 \sin\alpha$; d. $h = 2r_2 \sin\alpha$.

5.Sarcina teoretică a unei turbopompe $H_{T\infty} = \dfrac{u_2 v_{u_2}}{g}$ când:

a. $\alpha_1 = 90^0$; b. $\alpha_2 = 90^0$; c. $\alpha_1 = 0$; d. $\alpha_2 = 0$.

6.Energia specifică a unei pompe axiale este invers proporţională cu:

   b. viteza medie la infinit w_∞ ;
   c. viteza periferică u;
   d. pasul elicei t;
   e. coarda profilului palei elicei l.

7.La legarea în paralel a unor pompe centrifuge vom avea:

a. $Q_c = Q_1 + Q_2$; b. $H_c = H_1 + H_2$; c. $H_c = H_1$; d. $H_c = H_2$.

8.Inălţimea de aspiraţie a pompelor centrifuge nu este diminuată de creşterea:

e. altitudinii; b. temperaturii fluidului; c. lungimii conductei de aspiraţie; d. presiunii atmosferice.

9.In fig. 3.19, reperul 1 reprezintă:

a. aparatul redresor; b. aparatul director; c. elicea; d. presetupa.

10.In fig. 3.19, reperul 3 reprezintă:

a. aparatul redresor; b. aparatul director; c. elicea; d. presetupa.

11. Viteza relativa a unei particule din rotorul pompei centrifuge este

a. tangenta in orice punct la linia de current;
b. rezultanta vitezelor tangente la linia de curent si al vitezelor periferice ;
c. identica cu viteza periferica;
d. egala cu ϖR.

12. Ecuatia fundamentala a pompelor centrifuge este data de relatia :

a. $H_{T\infty} = g\left(u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}\right)$; b. $H_{T\infty} = \dfrac{u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}}{g}$;c. $H_{T\infty} = \rho\left(u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}\right)$;

d. $H_{T\infty} = \dfrac{u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}}{\rho}$.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	**d**
2	**c**
3	**b**
4	**c**
5	**a**
6	**c**
7	**a**
8	**d**
9	**b**
10	**a**
11	**a**
12	**b**

4. Motoare hidraulice volumice şi turbine

Cu modificări constructive minime marea majoritate a pompelor hidraulice pot fi transformate în motoare hidraulice. Introducând lichidul sub presiune maşina transformă energia hidraulică în energie mecanică. Motoarele hidraulice volumice, pot fi clasificate la fel ca şi pompele din care au fost obţinute. Fără a mai intra în detalii constructive şi de calcul, vom specifica în continuare câteva elemente ce caracterizează funcţionare maşinilor hidraulice ca motor. Motoarele hidraulice volumice rotative pot avea o mişcare continuă sau oscilantă. O categorie aparte de motoare hidraulice volumice sunt motoarele liniare (cilindrii hidraulici).

4.1. Cilindrii hidraulici

Cilindrii hidraulici sunt motoare hidraulice volumice cu o largă răspândire în sistemele de acţionare hidraulică.

În fig.4.1 este prezentat schematic un cilindru hidraulic compus din pistonul 1, tija pistonului 2 şi cilindrul 3, ca în figura de mai jos.

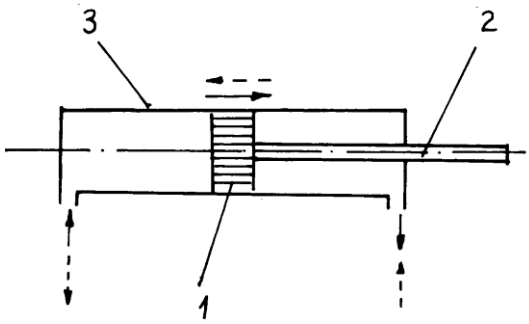


Fig. 4.1

Există o mare varietate de cilindrii hidraulici, care pot fi clasificaţi după mai multe criterii:

1. După modul cum presiunea acţionează asupra pistonului: cu simplă acţiune, în care readucerea pistonului nu se face pe cale hidraulică şi cu dublă acţiune, când presiunea acţionează pe ambele feţe ale pistonului.

2. După secţiunea celor două feţe ale pistonului: cu tijă unilaterală ($S_1 \neq S_2$) şi cu tijă bilaterală ($S_1 = S_2$).

Motoarele hidraulice liniare pot fi mono sau multicilindrice. Cursa pistoanelor poate fi constantă sau variabilă, reglarea efectuându-se mecanic sau hidraulic.

Constructiv cilindrii hidraulici sunt de mai multe feluri în funcţie de presiune de lucru, poziţia de utilizare şi scopul urmărit.

În fig. 4.2 sunt prezentate principalele elemente ale unui cilindru hidraulic: 1 – cilindrul propriu-zis; 2 – capacul, 3 – şurub de strângere; 4 – garnitură de etanşare; iar în fig. 4.3 sunt prezentate elementele de etanşare

ale tijei pistonului (una di variantele constructive) : 1 – flanşă de strângere; 2 – şurub; 3 – piesă de strângere; 4 – garnituri; 5 – tija pistonului.

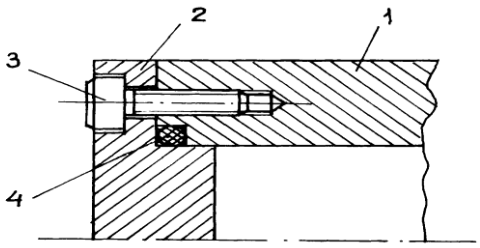


Fig.4.2

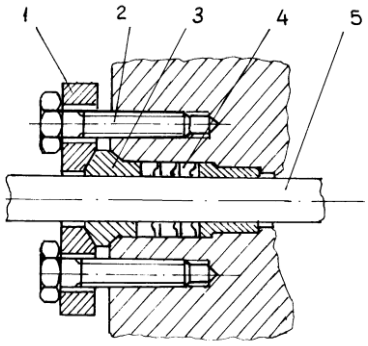


Fig.4.3

Pistoanele cilindrilor se prezintă şi ele într-o mare gamă constructivă. În fig.4.4 este prezentat un piston cu segmenţi.

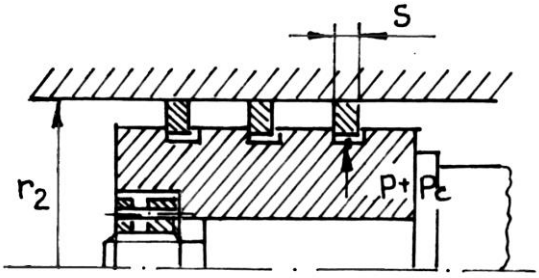


Fig.4.4

Există pistoane fără garnituri de etanşare (pistoane cu canale circulare). În acest caz suprafeţele sunt foarte precise, realizându-se o rodare reciprocă între cilindru şi piston. De asemenea, putem întâlni pistoane cu garnituri circulare, cu garnituri profilate etc.

Dacă ne referim la cilindrii hidraulici unde etanşarea realizează prin jocul redus dintre suprafeţele cilindrilor pistonului, o importanţă deosebită în calcul o are determinarea pierderilor hidraulice. Aceste pierderi hidraulice se determină pornind de la ecuaţiile de curgere prin fante cilindrice centrice. Pistonul de rază r_1 se deplasează rectiliniu cu viteza constantă $\pm u_p$ în cilindrul de rază r_2 (fig.4.5).

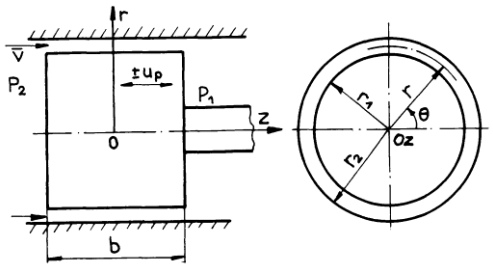


Fig. 4.5

Integrând ecuaţia lui Navier-Stokes scrisă în coordonate cilindrice, în cazul mişcării permanente liniare, efectuată după direcţia axei z ($v_r = 0$, $v_\theta = 0$) cu neglijarea forţelor masice şi $p = p(z)$, obţinem:

$$v = \frac{1}{4\eta}\frac{dp}{dz}r^2 + C_1 \ln r + C_2 . \qquad (4\text{-}1)$$

Pentru a determina contantele C_1 şi C_2 scriem condiţiile la limită:

$$\begin{aligned} &r = r_1 \ , \ v = \pm u_p \ ; \\ &r = r_2 \ , v = 0 \ . \end{aligned} \qquad (4\text{-}2)$$

În final obţinem relaţia vitezei:

$$v = -\frac{1}{4\eta}\frac{dp}{dz}\left(r_2^2 - r^2 + \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \ln\frac{r}{r_2} \right) \pm u_p \frac{\ln\frac{r_2}{r}}{\ln\frac{r_2}{r_1}} . \qquad (4\text{-}3)$$

Debitul de fluid pierdut va fi dat de relaţia:

$$Q = \int_{r_1}^{r_2} v(r) 2\pi r \ dr = -\frac{\pi}{8\eta}\frac{dp}{dz}\left[\left(r_2^4 - r_1^4\right) - \frac{\left(r_2^2 - r_1^2\right)^2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \right] \pm \frac{\pi u_p}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} - r_1^2 \ln\frac{r_2}{r_1} \right) . \qquad (4.4)$$

Căderea de presiune pe lungimea b o notăm cu Δp. Forţa de frecare vâscoasă este dată de relaţia:

$$F = 2\pi r_1 b \tau , \qquad (4\text{-}5)$$

unde

$$\tau = \eta \frac{dv}{dr} . \qquad (4\text{-}6)$$

Deci: $F = 2\pi\, r_1 b \eta \dfrac{dv}{dr} = \pi\, r_1 \Delta p \left(r - \dfrac{r_2^2 - r_1^2}{2r \ln \dfrac{r_2}{r_1}} \right) \mp \dfrac{2\pi r_1 b \eta u_p}{r \ln \dfrac{r_2}{r_1}}$.

(4.7)

Forţa de frecare hidraulică (2.4-7) maximă se obţine pentru $r = r_1$:

$$F_{\max} = \pi \Delta p \left(r_1^2 - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \dfrac{r_2}{r_1}} \right) \mp \frac{2\pi b \eta u_p}{\ln \dfrac{r_2}{r_1}}. \qquad (4\text{-}8)$$

O problemă importantă este determinarea forţelor de frecare pe cilindru a elementelor de etanşare.

Această forţă este dată de relaţia:

$$F = 2\mu\pi\, r_2 p \sum_{i=1}^{z} s_i\,, \qquad (4\text{-}9)$$

unde: p este presiunea activă, μ - coeficientul de frecare (pentru garnituri din piele $\mu = 0{,}006 - 0{,}008$, $\mu = 0{,}01$ pentru cauciuc), s_i - lăţimea unei garnituri.

În cazul etanşării cu segmenţi mai apare şi apăsarea elastică a segmentului pe cilindru, p_c:

$$F = 2\mu\pi\, r_2 \left(p_c + p\right) \sum_{i-1}^{z} s_i\,, \qquad (4\text{-}10)$$

unde $\mu = 0{,}07.....0{,}15$.

Pentru determinarea presiunii de lucru necesare la piston se determină suma forţelor rezistente, $\sum R$. În această sumă intră forţa necesară la organul de lucru, forţele de frecare şi forţele de inerţie cu segmentul respectiv.

Presiunea de lucru p_1 se determină din relaţia:

$$p_1 S_1 - p_e S_2 - \sum R = 0\,. \qquad (4\text{-}11)$$

în care S_1 şi S_2 sunt suprafeţele pistonului pe cele două feţe, iar p_e este presiunea de evacuare.

Dacă $S_1 = S_2$ şi $p_e = 0$ (nu avem supapă de contrapresiune pe refulare) atunci ecuaţia de echilibru devine:

$$p_1 S - \sum R = 0\,. \qquad (4\text{-}12)$$

4.2. Motoare cu pistoane radiale

În cazul funcţionării maşinii hidraulice cu pistoane radiale ca motor, forţele şi momentele se determină utilizând schema din fig.4.6.

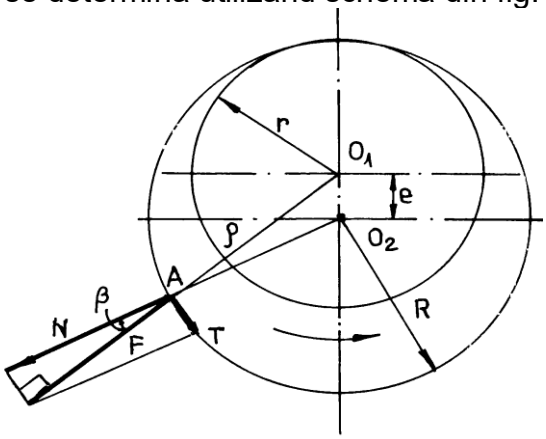


Fig.4.6

F reprezintă forţa cu care lichidul cu presiunea p acţionează asupra pistonului de dimetru $d\left(F = p\dfrac{\pi d^2}{4}\right)$. T este forţa normală pe direcţia AO, cea care determină rotaţia motorului hidraulic cu viteza unghiulară ω:

$$T = F\,tg\,\beta\,. \qquad (4\text{-}13)$$

Componenta N, având direcţia AO_2, solicită lagărele motorului.

Momentul de răsucire corespunzător unui piston este dat de relaţia:

$$M_r = T\,\rho\,. \qquad (4\text{-}14)$$

iar momentul de răsucire total dat de cele j pistoane asupra cărora se acţionează cu suprapresiune:

$$M_{rt} = \sum_{i=1}^{j} T_i \rho_i\,. \qquad (4\text{-}15)$$

Valorile lui T şi ρ sunt aceleaşi ca la pompa cu pistoane radiale.

4.3. Motoare cu palete

Pentru calculul acestor tip de motoare se porneşte de la M_1 şi M_2, de semne contrare, datorită presiunii p care acţionează asupra palelor (fig.4.7) [12].

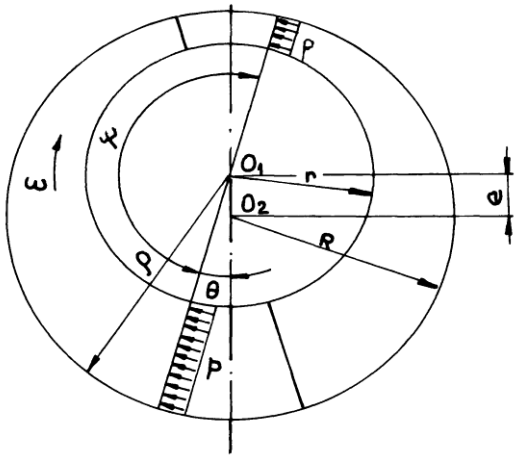


Fig.4.7

$$M_1 = p\,b(\rho_1 - r)\left(r + \frac{\rho_1 - r}{2}\right) = \frac{pb}{2}\left(\rho_1^2 - r^2\right). \qquad (4\text{-}16)$$

$$M_2 = p\,b(\rho_2 - r)\left(r + \frac{\rho_2 - r}{2}\right) = \frac{pb}{2}\left(\rho_2^2 - r^2\right). \qquad (4\text{-}17)$$

Momentul la axul motorului va fi:

$$M = M_1 - M_2 = \frac{pb}{2}\left(\rho_1^2 - \rho_2^2\right). \qquad (4\text{-}18)$$

În relaţia de mai sus

$\rho_1 \cong e\cos\theta + R$ *and* $\rho_2 \cong e\cos(\theta + \psi) + R$, unde $\psi = \pi$ pentru un număr par de palete $z = 2k$ şi $\psi = \pi \pm \frac{\pi}{z}$ pentru un număr impar de palete $z = 2k+1$, după cum $\theta \in \left[-\frac{\pi}{z}, 0\right) - k + 1$ interstiţii în refulare, respectiv $\theta \in \left(0, \frac{\pi}{z}\right]$, k interstiţii în refulare.

În primul caz, când $z = 2k$ şi $\psi = \pi$, vom avea:

$$M = \frac{pb}{2}(e\cos\theta + R)^2 - (-e\cos\theta + R)^2 = 2\,p\,b\ \mathrm{Re}\cos\theta. \qquad (4\text{-}19)$$

Mpmentul variază în funcţie de unghiul θ. Domeniul de definiţie al funcţiei $M(\theta)$ este $\theta \in \left[-\frac{\gamma}{2}, \frac{\gamma}{2}\right]$ În care $\gamma = \frac{2\pi}{z}$.

$$M_{\max} = 2\,p\,b\,\mathrm{Re},$$

$$M_{\min} = 2\,p\,b\,\mathrm{Re}\ \cos\frac{\pi}{z}. \qquad (4\text{-}20)$$

În cazul în care avem un număr impar de palete $z = 2k+1$, vom avea:

$$M = p\,b\,e\,R\left\{\cos\varphi - \cos(\varphi+\psi) + \frac{e}{2R}\left[\cos^2\varphi - \cos^2(\varphi+\psi)\right]\right\} =$$
$$= p\,b\,e\,R\left[\cos\varphi - \cos(\varphi+\psi)\right].$$

(4-21)

Pentru $k+1$ interstiţii refulante, $\psi = \pi + \frac{\pi}{z}$:

$$M = p\,b\,e\,R\left[\cos\varphi + \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{z}\right)\right], \qquad (4\text{-}22)$$

Iar pentru k interstiţii refulante, $\psi = \pi - \frac{\pi}{z}$:

$$M = p\,b\,e\,R\left[\cos\varphi + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{z}\right)\right]. \qquad (4\text{-}23)$$

După cum se observă momentul la axul motorului nu este constant. Variaţia lui este caracterizată prin pulsaţia momentului, a cărui valoare este egală cu pulsaţia debitului calculată în capitolul 2.1.3 pentru pompele cu palete.

Pornind de la un moment se pot determina forţele care acţionează asupra paletelor şi lagărelor, putându-se efectua dimensionarea acestor elemente.

4.4. Motoare cu pistoane axiale

În cazul motoarelor cu pistoane axiale forţa cu care lichidul de presiune p acţionează asupra unui piston de diametru d

$$F = p\frac{\pi d^2}{4}. \qquad (4\text{-}24)$$

s descompune într-o forţă tangenţială şi una normală (fig. 4.8).

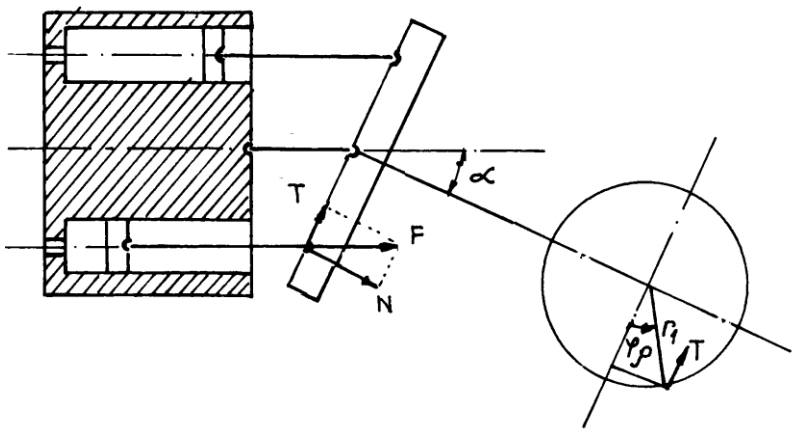


Fig.4.8

Forţa tangenţială

$$T = F \sin \alpha , \qquad (4\text{-}25)$$

creează momentul de răsucire.

Pentru un piston vom avea:

$$M_r = T\,\rho = p\,\frac{\pi\, d^2}{4} \sin \alpha\, r_1 \sin \varphi . \qquad (4\text{-}26)$$

Cele z pistoane vor crea un moment de răsucire total:

$$M_{r_t} = \frac{\pi\, d^2}{4}\, p\, r_1 \sin \alpha \sum_{i=1}^{z} \sin \varphi . \qquad (4\text{-}27)$$

Se observă că momentul de răsucire are un caracter pulsatoriu.

Puterea la axul motorului va fi dată de relaţia:

$$P = M_{r_t}\, \omega , \qquad (4\text{-}28)$$

încare ω depinde de debitul cu care este alimentat motorul.

4.5. Motoare rotative oscilante

Motoarele rotattive oscilante reprezintă o categorie aparte de motoare hidraulice utilizate în acţionările ce nu necesită rotaţii complete ale elementului activ: servocomenzi, roboţi industriali, maşina cârmei la nave etc.

Aceste motoare pot fi cu una sau mai multe pale (fig.4.9), circular oscilante (fig.4.9 şi fig.4.10) sau liniar oscilante (fig.4.11).

Considerând presiune din camera de evacuare egală cu 0, deci $\Delta p = p$, putem scrie relaţia momentului la arborele motorului cu o singură paletă de lăţime b:

$$M = F\,R = \frac{p(D-d)b}{2}\,\frac{D+d}{4} = \frac{pb}{8}\left(D^2 - d^2\right). \qquad (4\text{-}29)$$

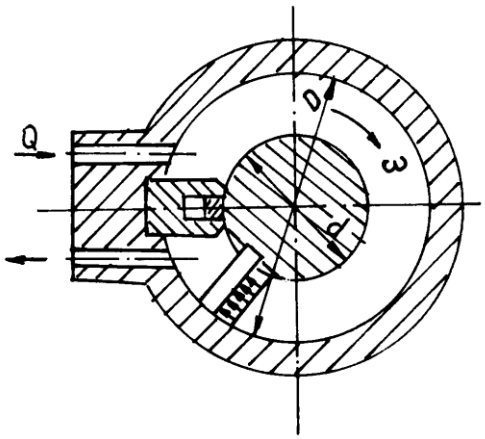


Fig. 4.9

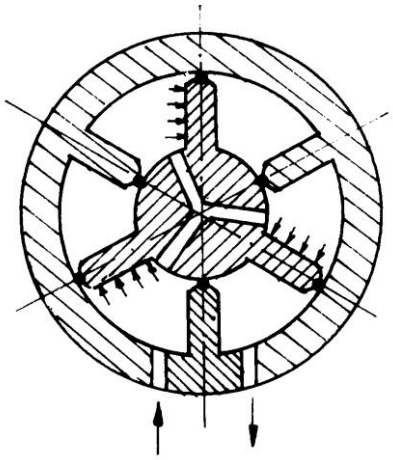


Fig.4.10

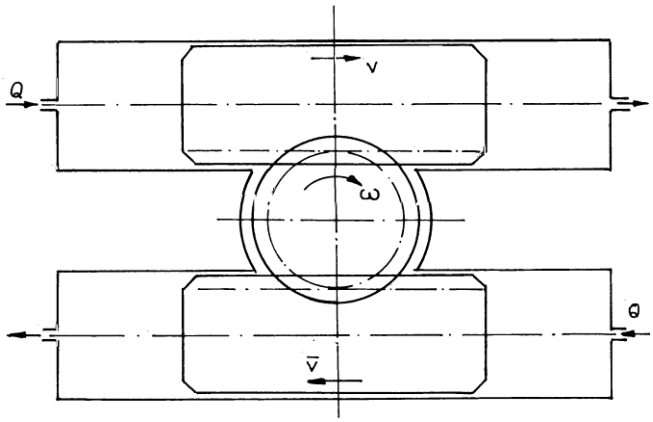


Fig.4.11

Viteza unghiulară va fi :

$$\omega = \frac{8Q}{b\left(D^2 - d^2\right)}. \qquad (4\text{-}30)$$

Pentru motoare cu z palete relaţiile momentului şi a vitezei unghiulare devin:

$$M = \frac{z\,p\,b}{8}\left(D^2 - d^2\right), \qquad (4\text{-}31)$$

and

$$\omega = \frac{8Q}{z\,b\left(D^2 - d^2\right)}. \qquad (4\text{-}32)$$

4.6. Turbine

Turbinele sunt maşini hidraulice motoare care realizează transformarea energiei prin acţiune hidrodinamică a fluidului asupra rotorului. Turbinele fac parte din categoria maşinilor hidrodinamice (turbomaşini) de multe ori putând funcţiona atât ca pompă cât şi ca motor.

Ele prelucrează energia potenţială de presiune şi energia cinetică.

În capitolul 3.2. am prezentat principiile generale de funcţionare a turbomaşinilor.

Un criteriu important de clasificare a turbinelor o reprezintă turaţia specifică.

$$n_S = n\frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} = 3{,}65\, n\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \qquad (4.33)$$

care de fapt determină forma cea mai potrivită de rotor.

După turaţia specifică, avem principalele tipuri de turbine:

- turbine Pelton $n_S = 2 - 50$;
- turbine Francis $n_s = 40 - 550$;
- turbine Kaplan $n_S = 400 - 1200$.

4.6.1. Turbina Pelton

Turbina Pelton este o turbină cu acţiune care prelucrează energia cinetică a fluidului (apa). Această energie cinetică provine din transformarea unei părţi a energiei potenţiale de presiune a apei în injectorul 1 (fig. 4.12).

Jetul de apă de la injector loveşte palele curbate 2 (cupe) ale rotorului 3, provocând mişcarea de rotaţie a acestuia cu viteza unghiulară ω. Debitul poate fi reglat prin deplasarea acului injector 4 cu ajutorul unui servomecanism 5.

Acesta este principiul simplu de funcţionare al turbinei cu acţiune Pelton. Pentru stabilirea parametrilor funcţionali ai acestei maşini hidraulice motoare, considerăm că rotorul ei este conceput astfel încât să preia întreaga energie cinetică a jetului de fluid (energia cinetică a apei din rotor să fie nulă):

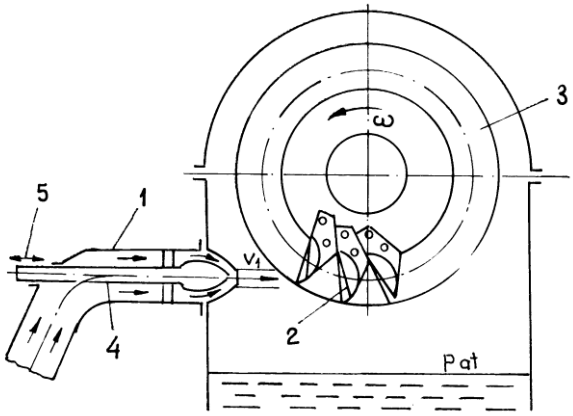


Fig.4.12

$$H_n = \frac{v_1^2}{2g}. \qquad (4\text{-}34)$$

H_n - cădere hidraulică netă disponibilă la intrarea în maşină.

Cupele rotorului sunt de obicei de formă elipsoidală. În fig.4.13 este prezentată o secţiune printr-o cupă formată din doi elipsoizi lipiţi pe axa mare. Cupa este atacată simetric de jetul de apă cu viteza $\overline{v_1}$. Jetul este întors de cupă cu unghiul β_2, valoare mai mică decât cea teoretică de 180^0 [2].

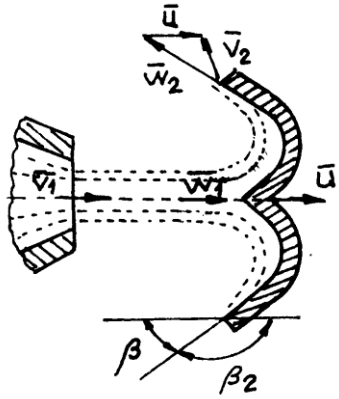


Fig.4.13

Viteza absolută $\overline{v_2}$ este compusă din viteza relativă $\overline{w_2}$ şi viteza periferică $\overline{u}$:

$$\overline{v_2} = \overline{w_2} + \overline{u}. \qquad (4\text{-}35)$$

Jetul împinge turbina imobilă cu forţa:

$$F_1 = \rho Q v_1 (1 - \cos\beta_2), \qquad (4\text{-}36)$$

iar turbina în mişcare cu forţa:

$$F_2 = \rho Q (v_1 - u)(1 - \cos\beta_2). \qquad (4\text{-}37)$$

Deci forţa de împingere va fi maximă atunci când $\beta_2 = 90^0$.

Puterea dată de turbină va fi dată de relaţia:

$$P = F_2 u = \rho Q u (v_1 - u)(1 - \cos\beta_2). \qquad (4\text{-}38)$$

Puterea teoretică fiind $P_t = \gamma QH$, randamentul hidraulic al turbinei Pelton va fi:

$$\eta_h = \frac{P}{P_t} = \frac{1}{gH}(1 - \cos\beta_2)(v_1 - u)u. \qquad (4\text{-}39)$$

Pentru a stabili randamentul hidraulic maxim derivăm expresia (2.4-7) în raport cu viteza periferică u:

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial u} = \frac{(1-\cos\beta_2)(v_1 - 2u)}{gH} = 0. \qquad (4\text{-}40)$$

Deci:

$$u_{optim} = \frac{v_1}{2}. \qquad (4\text{-}41)$$

De obicei $u = (0{,}42 - 0{,}485)v_1$.

4.6.2. Turbina Francis

Turbina Francis (fig.4.14) este o turbină cu reacţiune parţială. Forţa care determină rotirea turbinei se produce prin acţiunea jetului de apă, dar şi prin creşterea vitezei între palete (reacţiune).

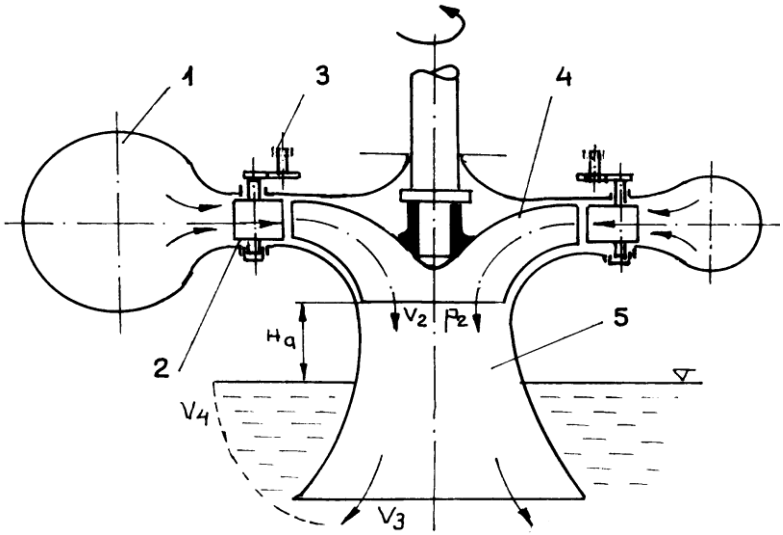


Fig. 4.14

Energia potenţială de poziţie a apei din camera de admisie 1 se transformă parţial în energia cinetică în distribuitorul 2. Rotorul cu palete curbate, răsucite în spaţiu, modifică direcţia apei producând cuplu şi realizând energie mecanică. Apa iese cu o importantă energie cinetică recuperată în parte de difuzorul 5.

Camera de admisie, care poate fi de trei tipuri: deschisă (bazin), închisă (rezervor) sau spirală (ca în figură), face legătura între conducta de aducţiune şi distribuitor. Distribuitorul are rolul de a dirija apa către rotor şi de a transforma o parte din energia potenţială a acesteia în energie cinetică. Debitul admis în rotor poate fi modificat prin modificarea secţiunii de trecere dintre paletele distribuitorului. Reglarea debitului se face cu ajutorul dispozitivului 3. Rotorul poate avea axul orizontal sau vertical (la turbinele

mijlocii şi mari). Palele sale sunt în formă de cuţit de plug şi sunt de mukte ori turnate împreună cu corpul sau plafonul de care este fixat axul. Difuzorul, numit şi aspirator, este un tub cu secţiune variabilă cu rol de recuperare a unei părţi din energia cinetică a apei la ieşire şi de conducere a acesteia spre canalul de fugă.

Se observă asemănarea constructivă dintre o pompă centrifugă şi o turbină Francis. Amândouă sunt turbo-maşini a căror funcţionare diferă prin sensul transformării energetice.

Ecuaţia fundamentală a turbo-maşinilor este aceeaşi, indicele vitezelor diferind evident datorită schimbării sensului de circulaţie al apei:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g}\left(u_1 v_{u_1} - u_2 v_{u_2}\right). \qquad (4.42)$$

Aplicând ecuaţia lui Bernoulli între suprafaţa de ieşire din rotor şi suprafaţa apei vom avea:

$$\frac{p_2}{\gamma} + H_a + \frac{v_2}{2g} = \frac{p_{at}}{\gamma} + \frac{v_4}{2g} + h_f\,, \qquad (4\text{-}43)$$

În care h_f reprezintă pierderea de sarcină în aspirator.

Rezultă:

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_{at}}{\gamma} - \frac{v_2^2 - v_4^2}{2g} - H_a + h_f < \frac{p_{at}}{\gamma}. \qquad (4\text{-}44)$$

În aspirator se crează o sugere a apei, mărind căderea de presiune. Se recuperează astfel o partea parte din sarcina cinetică la ieşire, $\frac{v_2^2}{2g}$.

Totuşi $\frac{p_2}{\gamma}$ nu poate fi oricât de mic, fiind limitat de presiunea de vaporizare la temperatura respectivă p_v. Evitarea fenomenului de cavitaţie se obţine prin condiţia ca înălţimea de aspiraţie să nu depăşească valoarea:

$$H_{a_{\max}} = \frac{p_a - p_v}{\gamma} - \frac{v_2^2 - v_4^2}{2g} + h_f\,. \qquad (4\text{-}45)$$

4.6.3.Turbina Kaplan

Corespondentul pompelor axiale în domeniul turbomaşinilor motoare o reprezintă turbinele Kaplan. În fig. 4.15 este reprezentat schematic o turbină Kaplan.

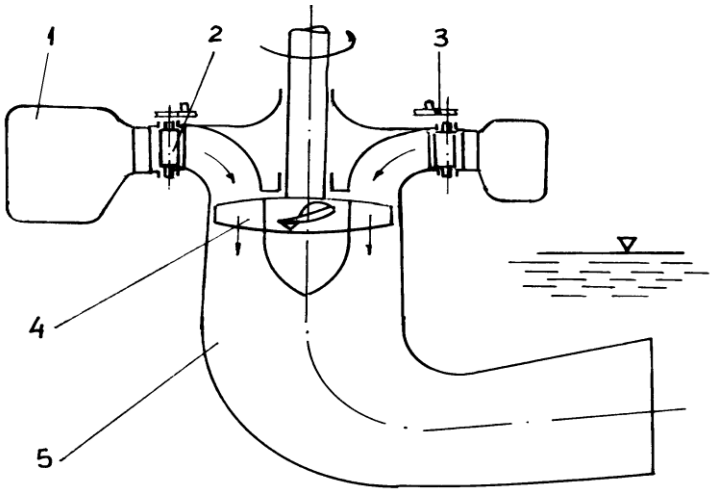


Fig. 4.15

Apa din conducta de aducţiune pătrunde în camera spirală 1, iar de aici prin distribuitorul 2, dotat cu palete orientabile, cu ajutorul dispozitivului 3, la rotorul 4.

Rotorul este de tip axial format dintr-un butuc pe care sunt fixate 2 – 6 pale elicoidale, cu capătul liber. Butucul se termină cu o ogivă parabolică. Paletele rotorului pot fi fixe sau reglabile.

Aspiratorul 5 are un rol important la turbinele Kaplan deoarece trebuie recuperată o mare cantitate de energie cinetică.

Turbinele Kaplan pot fi cu ax orizontal, vertical sau oblic. Sunt folosite pentru debite mari şi sarcini mici. Ca şi turbinele Francis sunt turbine cu reacţiune parţială, forma rotorului fiind determinată de turaţia specifică mai mare.

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 4

1. Cilindrii hidraulici sunt:
   a. pompe volumice; b. turbopompe; c. motoare hidraulice volumice; d. motoare hidraulice dinamice.

2. Maşinile hidrodinamice motoare se mai numesc:
a. pompe; b. turbine; c. ejectoare; d. compresoare.

3. Viteza unghiulară a motoarelor hidraulice oscilante nu depinde de:
a. presiune; b. debit; c. numărul de pale; lăţimea palelor.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	c
2	b
3	a

5. Maşini pneumatice

Maşinile pneumatice transformă energia mecanică în energia pneumatică sau invers. După sensul acestei transformări avem de-a face cu ventilatoare, suflante sau compresoare atunci când energia mecanică devine energie pneumatică, sau cu motoare pneumatice atunci când energia pneumatică devine energie mecanică.

Deosebirile faţă de maşinile hidraulice derivă din caracteristicile diferite ale fluidelor de lucru – gaze faţă de lichide.

Gazele sunt fluide uşoare, ale căror forţe masice pot fi neglijate. De asemenea ele sunt fluide compresibile, cu densitate variabilă la diferite presiuni. Fenomenele termice influenţează într-o măsură foarte mare funcţionarea maşinilor pneumatice. Uneori, în maşinile pneumatice gazele pot fi considerate perfecte – respectă ecuaţia lui Clapeyron – Mendeleev ($pv = RT$ sau $p = \rho RT$ sau $pV = mRT$ *) – evoluând în cadrul unor procese izoterme, adiabate şi politrope sau la viteze mici, atunci când densitatea lor are modificări neglijabile.

Ecuaţia lui Bernoulli pentru gaze uşoare

$$\int \frac{dp}{\rho(p)} + \frac{v^2}{2} = const. \qquad (5.1)$$

devine pentru procesele respective:

a) viteze şi presiuni mici, $\rho \cong const$:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = const., \qquad (5.2)$$

b) proces izoterm, $\frac{p}{\rho} = const. \left(\frac{p}{\rho} = \frac{p_0}{\rho_0} \right)$:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \rho = \frac{v_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \rho_0 \qquad (5.3)$$

sau

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{\rho_0}{p_0} p = \frac{v_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \rho_0 \qquad (5.4)$$

c) proces adiabatic, $\frac{p}{\rho^k} = const \left(\frac{p}{\rho^k} = \frac{p_0}{\rho_0^k} \right)$

(k – exponent adiabatic):

$$\frac{v^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1} = \frac{v_0^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \qquad (5.5)$$

sau

---

* p – presiune; v – volum specific; ρ - densitate; T – temperatură absolută; V – volumul; m – masa; R – constanta gazelor perfecte

$$\frac{v^2}{2}+\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{\rho_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{k-1}=\frac{v_0^2}{2}+\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{\rho_0} \qquad (5.6)$$

d) proces politrop $\frac{p}{\rho^n}=const\left(\frac{p}{\rho^n}=\frac{p_0}{\rho_0^n}\right)$

(n – exponent politropic):

$$\frac{v^2}{2}+\frac{n}{n-1}\frac{p_0}{\rho_0}\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{n-1}=\frac{v_0^2}{2}+\frac{n}{n-1}\frac{p_0}{\rho_0} \qquad (5.7)$$

sau

$$\frac{v^2}{2}+\frac{n}{n-1}\frac{p_0}{\rho_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{k-1}=\frac{v_0^2}{2}+\frac{n}{n-1}\frac{p_0}{\rho_0} \qquad (5.8)$$

Maşinile pneumatice prelucrează energia potenţială şi cinetică. După felul energiei prelucrate putem grupa maşinile pneumatice în maşini volumice şi turbomaşini.

Referindu-ne la maşinile pneumatice generatoare, acestea diferă constructiv destul de mult în funcţie de gradul de compresie – raportul dintre presiunea la ieşire şi cea de intrare:

$$\varepsilon_c=\frac{p_e}{p_i} \qquad (5.9)$$

În funcţie de ε_c avem:

- ventilatoare $\varepsilon_c \le 1{,}1$;
- suflante (compresoare nerăcite) $1{,}1 < \varepsilon_c \le 4$;
- compresoare $\varepsilon_c > 4$.

Având un grad de compresie ridicat, compresoarele necesită o răcire a gazului în vederea eliminării căldurii create în procesul de comprimare.

Prezentarea maşinilor pneumatice va fl făcută având în vedere criteriile de clasificare arătate mai sus.

5.1. Generatoare pneumatice volumice

Maşinile pneumatice generatoare volumice transformă energia mecanică în energie pneumatică prin variaţia volumului din spaţiu delimitat. Ele prelucrează energia potenţială de presiune.

Compresoarele volumice pot fi cu piston sau rotative (cu lame, cu lobi, elicoidale). Ca orice maşină volumică, aspiraţia şi refularea au o anumită intermitenţă (pulsaţie).

Principiul de funcţionare al compresoarelor volumice este foarte bine ilustrat de un compresor cu piston ideal (fig. 6.1).

Compresorul cu piston ideal vehiculează gaze perfecte, nu are spaţiu mort, pierderile de fluid sunt nule iar disipările de energie datorită frecărilor, neglijabile.

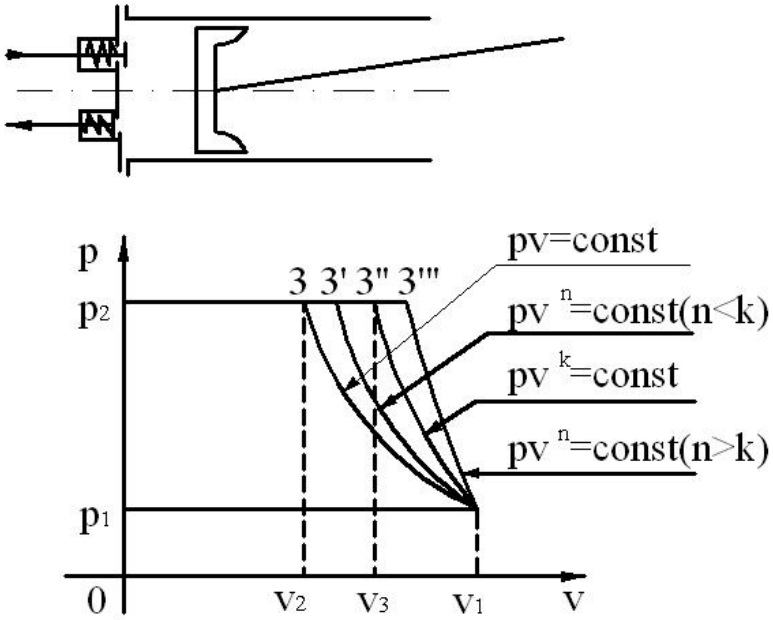


Fig. 5.1

Pistonul aspiră la presiunea atmosferică p_1 volumul specific mărindu-se de la 0 la v_1. Comprimarea poate fi izotermă 2 – 3, politropă (n<k) 2 – 3', adiabată 2 – 3'', politropă 2 – 3'''(n>k). refularea se face la presiune constantă p_2.

După refulare presiunea în compresorul cu piston ideal scade brusc de la p_2 la p_1.

Lucrul mecanic specific (lucrul mecanic raportat unităţii de masă) corespunde, la scara respectivă, ariei suprafeţei interioare ciclului.

Se observă că lucrul mecanic minim este în cazul comprimării izoterme, iar cel maxim în cazul comprimării politrope, cu n>k.

Lucrul mecanic specific total este compus din lucrul mecanic al comprimării, refulării şi aspiraţiei:

$$l = l_{com} + l_{ref} - l_{asp}. \qquad (5.10)$$

Pentru comprimarea izotermă avem:

$$pv = p_1 v_1 = p_2 v_2 = const. \qquad (5.11)$$

deci:

$$l = l_{comp} = \int_{v_2}^{v_1} p dv = p_1 v_1 \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \qquad (5.12)$$

Pentru comprimarea adiabată avem:

$$pv^k = p_1 v_1^{\ k} = p_2 v_3^{\ k} = const. \qquad (5.13)$$

deci:

$$l_{comp} = \int_{v_3}^{v_1} p dv = p_1 v_1^{\ k} \int_{v_{32}}^{v_1} \frac{dv}{v^k} = \frac{p_1 v_1^{\ k}}{k-1}\left(v_3^{\ 1-k} - v_1^{\ 1-k}\right) = \frac{1}{k-1}\left(p_2 v_3 - p_1 v_1\right). \qquad (5.14)$$

Lucrul mecanic specific total se exprimă prin relaţia:

$$l = \frac{k}{k-1}\left(p_2 v_3 - p_1 v_1\right) = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (5.15)$$

Înlocuind k cu n, obţinem lucrul mecanic specific pentru comprimarea politropă:

$$l = \frac{n}{n-1}\left(p_2 v_3 - p_1 v_1\right) = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \qquad (5.16)$$

Dacă notăm cu Q_m debitul masic şi cu Q_v debitul volumic al compresorului, putem scrie puterea compresorului în cazul transformării adiabate:

$$P = Q_m \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = p_1 Q_v \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = Q_m R T_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (5.17)$$

5.1.1. Compresoare cu piston

Compresoarele cu piston sunt foarte răspândite în multe domenii de activitate. Datorită acestui fapt ele se prezintă într-o largă gamă constructivă şi funcţională.

Clasificarea compresoarelor cu piston poate fi făcută după mai multe criterii : numărul de cilindrii, numărul de etaje de compresie, dispunerea cilindrilor, debit, presiunea de refulare etc.

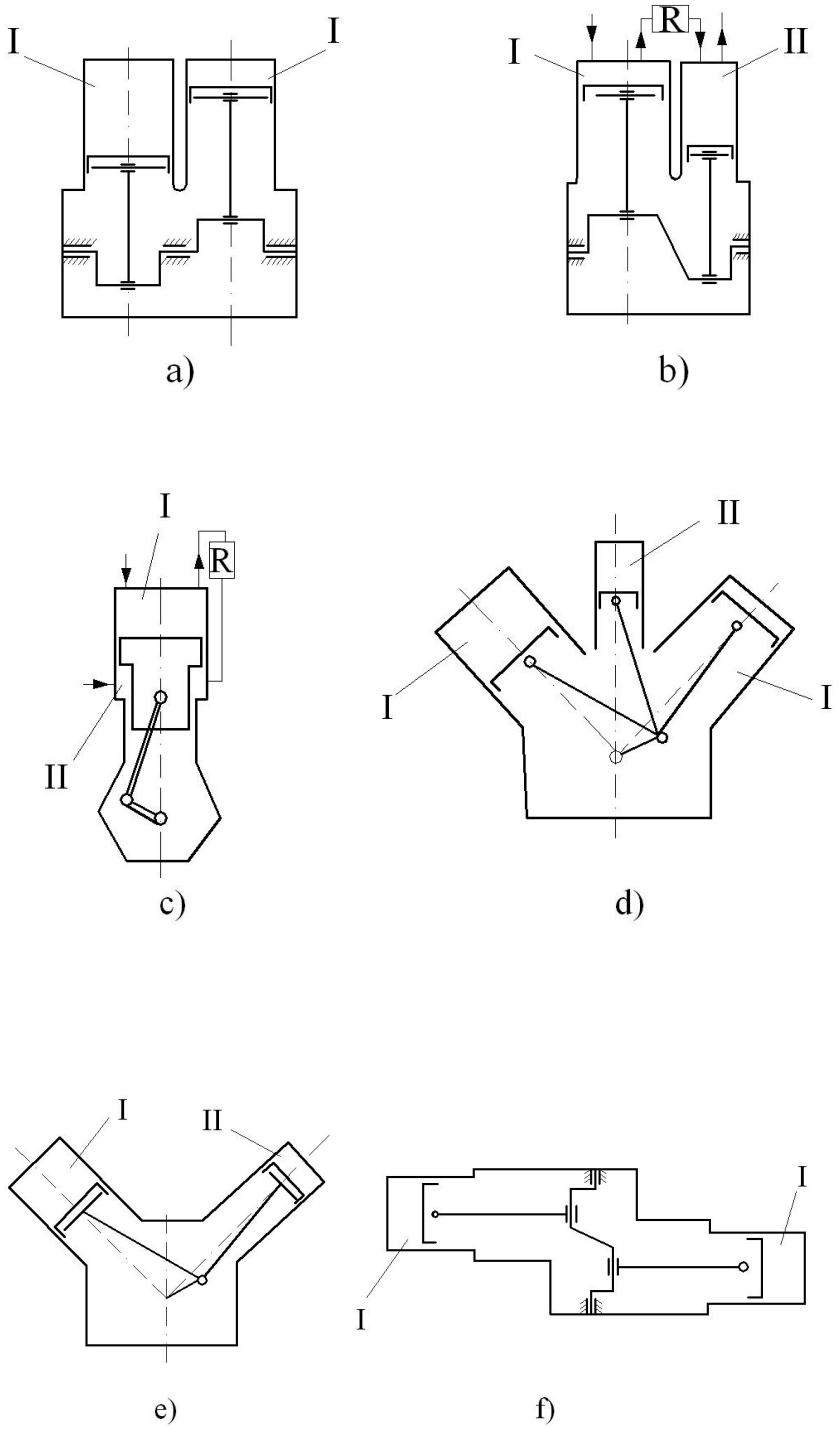


Fig. 5.2

Pentru debite mai importante compresoarele se construiesc cu doi sau mai mulţi cilindrii care funcţionează în paralel (fig. 5.2 a). Legarea cilindrilor compresoarelor în serie se efectuează pentru ridicarea presiunii. Între etajele

de compresie aerul este răcit. Până la 5 -8 bar compresoarele se construiesc monoetajate.

Compresoarele cu două etaje pot fi în două trepte (fig. 5.2. b,e) sau cu piston diferenţial (fig. 5.2. c). Pentru presiuni mari numărul de etaje poate fi mai mare (până la 5).

Există compresoare cu cilindrii legaţi în serie şi în paralel. Astfel putem vorbi de compresoare cu 3 cilindrii şi două etaje de compresie (fig. 5.2. d) cu 4 cilindrii şi două etaje de compresie etc. Datorită compresibilităţii gazelor şi a necesităţii menţinerii constante a debitului masic, volumul etajelor inferioare este mai mare decât cel al etajelor superioare.

Cilindrii compresoarelor pot fi dispuşi în linie (fig. 5.2.a), în V (fig. 5.2.e), în W (fig. 5.2.d), în L, pot fi opuşi (fig. 5.2.f) etc.

În funcţie de presiunea maximă de refulare avem compresoare de joasă presiune ($\leq 10\ daN/cm^2$), de presiune medie ($10\text{-}100\ daN/cm^2$) şi de înaltă presiune ($>100\ daN/cm^2$).

De asemenea, avem compresoare cu debite micli ($<0{,}5\ m^3N/min$), mijlocii ($0{,}5-10\ m^3N/min$) şi mari ($>10\ m^3N/min$).

Compresoarele cu piston au o construcţie asemănătoare cu cea a motoarelor cu ardere internă: parte fixă (carter, chiulasă, cilindrii), parte mobilă (arbore cotit, biele, pistoane), supape de aspiraţie şi de refulare, sistem de ungere, sistem de răcire, filtre.

În fig. 5.3. sunt reprezentate părţi componente ale unui compresor: 1 – filtru de aer cu amortizor de zgomot; 2 – coloane de aspiraţie; 3 – supapa de aspiraţie cu dispozitiv de blocare; 4 – cilindru; 5 – piston; 6 – bielă; 7 – şuruburi de bielă; 8 – carter; 9 – joză; 10 – dispozitiv de umplere şi aerisire a carterului; 11 – chiulasă; 12 – supapă de refulare; 13 – coloane de refulare; 14 – supapă de siguranţă.

La compresoarele cu pistoane reale procesele de lucru nu mai respectă ipotezele de la compresoarele ideale. Deci şi diagramele sunt diferite. Diferenţele se datorează mai multor cauze printre care şi existenţa spaţiului mort sau vătămător între piston şi chiulasă. Totuşi, presupunând o funcţionare perfectă a compresorului real putem considera că nu avem schimb de căldură între piesele compresorului şi exterior (transformare adiabată), că nu avem pierderi prin neetanşeităţi şi că aerul este un gaz perfect.

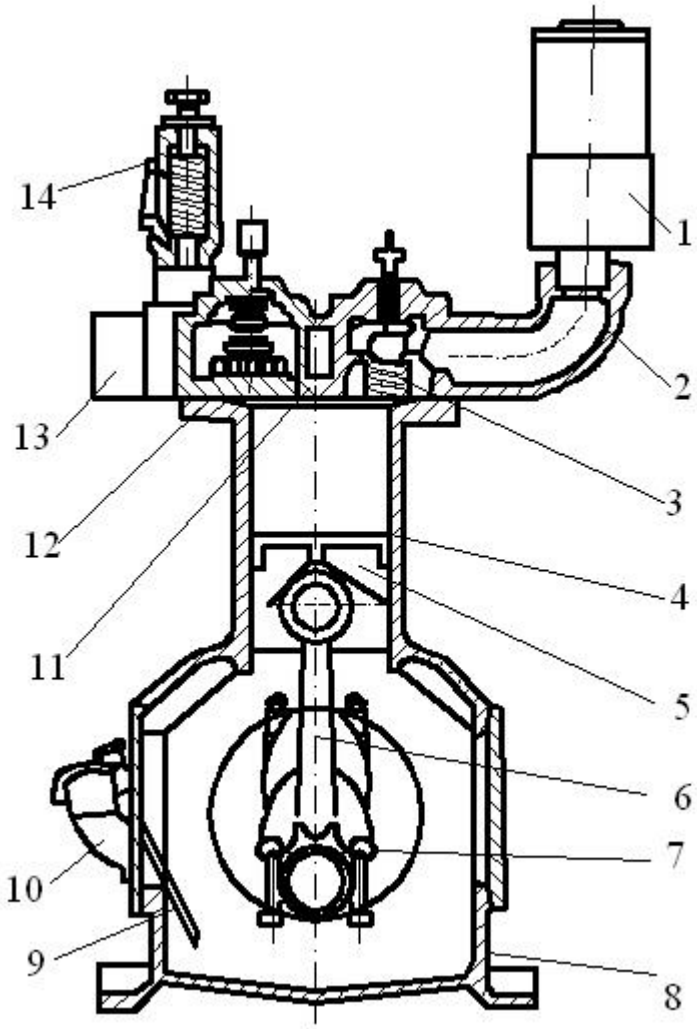


Fig. 5.3

În acest caz putem trasa diagrama teoretică a compresorului cu piston real (cu linie punctată în fig. 6.4). Diagrama reală (suprapusă peste cea teoretică în fig. 6.4) ne arată că presiunea de aspiraţie nu mai este constantă şi este mai mică decât presiunea atmosferică, iar presiunea de refulare variază şi ea, depăşind presiunea de refulare teoretică. Aceste fenomene se datorează strangulării fluxului de aer la supapa de aspiraţie ca şi rezistenţelor pe conducta de refulare.

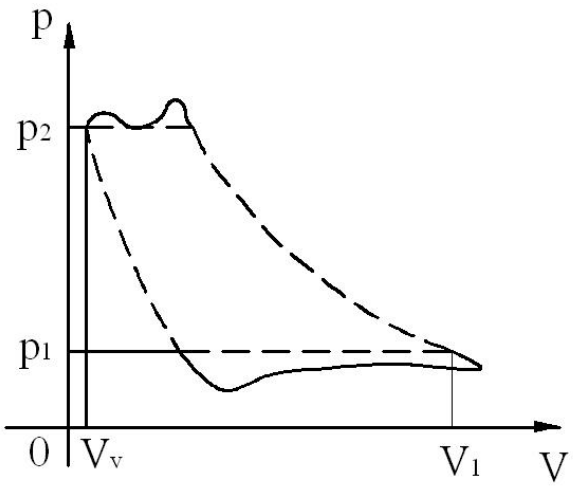


Fig. 5.4

Compresoarele cu mai multe trepte şi cele diferenţiale realizează o creştere a presiunii de refulare evitând o încălzire puternică a aerului. Pe lângă raportul mai mic de compresie a fiecărei trepte, între aceste trepte se realizează o răcire a fluidului.

În fig. 5.5 a) este prezentată diagrama compresorului ideal cu două trepte de compresie. Pentru o comprimare politropică, lucrul mecanic specific al unui compresor ideal va fi dat de relaţia:

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_2}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]. \qquad (5.18)$$

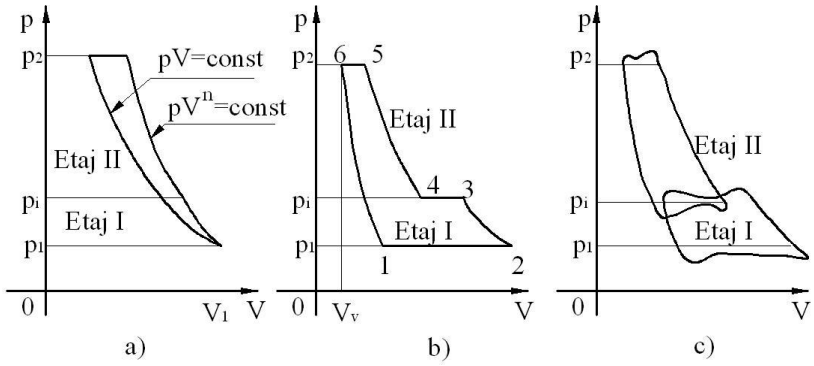


Fig. 5.5

În aceeaşi fig. 5.5 la poziţiile b şi c sunt prezentate diagramele teoretice şi reale ale unui compresor real cu două trepte de compresie şi răcire intermediară.

Fazele ciclului compresorului în două trepte cu răcire intermediară (după diagrama teoretică), sunt : aspiraţia izobară etaj I, 1-2; compresie adiabată, etaj I, 2-4; răcire izobară, 3-4; compresie adiabată etaj II, 4-5, refularea 5-6; destinderea 6-1.

Ca la orice maşină hidropneumatică, principalele caracteristici ale compresorului cu piston sunt debitul şi presiunea de refulare.

Raportul dintre volumul de aer refulat la un ciclu şi cilindreea etajului I sau dintre debitul real refulat şi debitul teoretic posibil se numeşte coeficient de debit:

$$\lambda = \frac{V_r}{V_s} \ .^* \qquad (5.19)$$

Coeficientul de debit, de fapt randament volumic, se poate scrie sub forma:

$$\lambda = \lambda_e \cdot \lambda_n \,, \qquad (5.20)$$

în care λ_e este coeficientul de pierderi prin neetanşeităţi, iar λ_n este coeficientul de umplere.

Pentru un compresor cu i cilindrii de diametru d şi cursă s, debitul teoretic va fi dat de relaţia:

$$Q_t = s\frac{\pi d^2}{4} i \frac{n}{60}\left[m^3 N/s\right]. \qquad (5.21)$$

în care n este turaţia arborelui cotit în rot/min.

Debitul real, mai mic decât cel teoretic, va fi:

$$Q_r = \lambda Q_t \qquad (5.22)$$

În afară de presiunea de aspiraţie p_1 sau p_a şi presiunea de refulare p_2 sau p_r se utilizează şi noţiunea de presiune medie indicată care reprezintă înălţimea unui dreptunghi având baza egală cu cilindreea V_s şi aria egală cu lucrul mecanic al diagramei indicate (reale).

Piesele mobile ale compresorului au o mişcare liniară (pistonul, bolţul pistonului), o mişcare de rotaţie (arbore cotit) sau o mişcare combinată (biela). O parte a bielei poate fi considerată în mişcare liniară, iar alta în mişcare de rotaţie.

Asupra pieselor aflate în mişcare rectilinie alternativă acţionează următoarele forţe:

a) Forţa de presiune. Este o forţă variabilă în funcţie de poziţia pistonului. Ea depinde de presiune care are diferite valori în cursul unui ciclu:

$$F_p = \frac{\pi d^2}{4} p \,. \qquad (5.23)$$

b) Forţa de inerţie. Studiind cinematica mecanismului bielă-manivelă putem determina valoarea acestei forţe. În capitolul 2.1 am determinat pentru pompele volumice cu piston valoarea vitezei pieselor aflate în mişcare alternativă:

$$v = r\omega\left(\sin\gamma - \frac{r}{2l}\sin 2\gamma\right) \qquad (5.24)$$

În relaţia (5.24) am notat (fig. 5.6):

---

* În calculul compresoarelor se exprimă în m^3N, adică volumul de fluid la presiune atmosferică şi temperatura t = 20^0C

r – raza manivelei;
l – lungimea bielei;
ω – viteza unghiulară a manivelei;
γ – unghiul de rotaţie.

Acceleraţia pistonului se obţine derivând viteza în raport cu timpul:

$$a = \dot{v} = r\omega^2\left(\cos\gamma - \frac{r}{l}\cos 2\gamma\right). \qquad (5.25)$$

Forţa de inerţie va fi dată de relaţia:

$$F_i = m_a \cdot a = m_a r\omega^2\left(\cos\gamma - \frac{r}{l}\cos 2\gamma\right) \qquad (5.26)$$

în care m_a este masa pieselor aflate în mişcare rectilinie alternativă.

c) Forţele de frecare. Frecarea în cazul mişcării alternative a pistonului se manifestă între acesta şi segmenţi, ca şi între segmenţi şi cămaşa pistonului.

În cazul în care tija pistonului are dispozitiv de etanşare, apare şi aici o forţă de frecare. Forţa de frecare are sens opus deplasării pistonului.

Forţele care acţionează asupra pieselor aflate în mişcare rectilinie alternativă se compun; forţa rezultantă $\overline{F}_p$ având direcţia axei pistonului (fig. .7). Aceasta la rândul ei se descompune după direcţia bielei $\overline{F}_b$ şi după o direcţie normală pe axa pistonului $\overline{N}$.

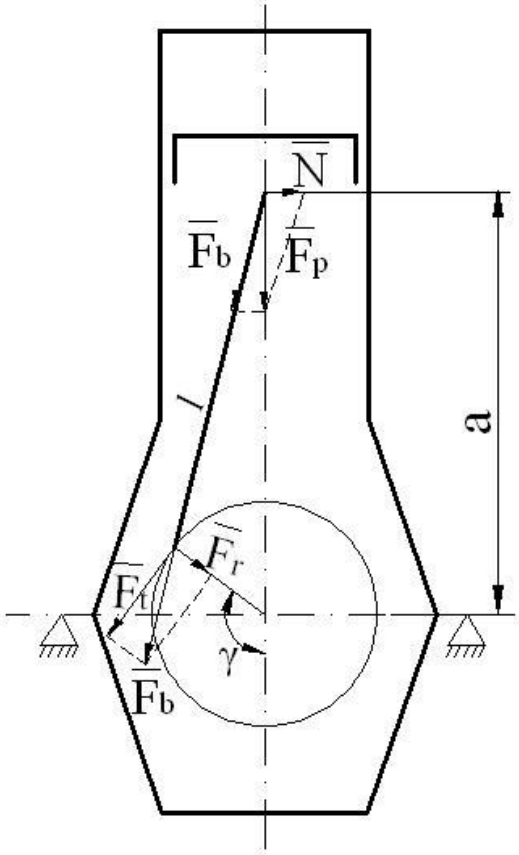


Fig. 5.6

Forţa $\overline{N}$ este echilibrată de reacţiunea peretelui cilindrului. Forţa de frecare se datorează acestei componente normale

$$F_f = \mu N, \qquad (5.27)$$

în care μ este coeficientul de frecare între piston şi segmenţi sau între segmenţi şi cilindru.

Forţa $\overline{N}$ dă naştere unui cuplu de basculare $M_b = Na$ care se transmite fundaţiei.

Forţele care acţionează asupra pieselor aflate în mişcare de rotaţie sunt:

a) Forţa transmisă prin bielă $\overline{F}_b$ care se descompune între o forţă tangenţială aplicată la manetonul manivelei $\overline{F}_t$ şi o forţă radială $\overline{F}_r$.

Forţa tangenţială creează un cuplu rezistent:

$$M_t = F_t r \qquad (5.28)$$

învins de cuplul motorului de antrenare al compresorului.

Forţa radială $\overline{F}_r$ solicită lagărele arborelui cotit.

b) Forţa centrifugă

$$F_c = m_r r \omega^2 \qquad (5.29)$$

în care m_r reprezintă masa pieselor aflate în mişcare de rotaţie (manetonul, braţul maneton, o parte din bielă).

c) Forţele de frecare. Aceste forţe apar între fusurile arborelui şi lagăre şi evident se opun mişcării de rotaţie. Cuplul rezistent al forţelor de frecare împreună cu cel dat de forţele tangenţiale trebuie învins de cuplul motorului de antrenare.

Forţele şi momentele care acţionează asupra pieselor compresorului au un caracter variabil. Ele provoacă vibraţii care se transmit batiului compresorului. La solicitări variabile sunt supuse şi organele de legătură ale compresorului cu motorul de antrenare (cuplaje, axe intermediare).

Reducerea vibraţiilor şi a efectelor acestora reprezintă o preocupare importantă a proiectanţilor de compresoare cu piston.

5.1.2. Compresoare cu lamele

Compresoarele cu lamele sunt maşini pneumatice generatoare rotative, asemănătoare funcţional cu pompele cu palete. Sunt maşini de tip volumic, comprimarea aerului realizându-se prin variaţia de volum în spaţiul delimitat de lamele, stator, rotor excentric şi capacele frontale (fig. 5.7).

Ciclul teoretic al compresorului cu lamele are următoarele faze: aspiraţie izobară 1-2, compresie 2-3, refulare izobară 3-4 şi destinderea aerului dintre rotor şi stator 4-1.

Aerul intră prin racordul de aspiraţie 1 datorită spaţiilor variabile crescătoare,create de paletele 2, ce culisează în interiorul unor canale practicate în rotorul excentric 3. Forţa centrifugă la împinge pe statorul 4. În

partea de jos a figurii, spaţiile au o variaţie descrescătoare, aerul fiind comprimat, apoi evacuat prin racordul de refulare 5.

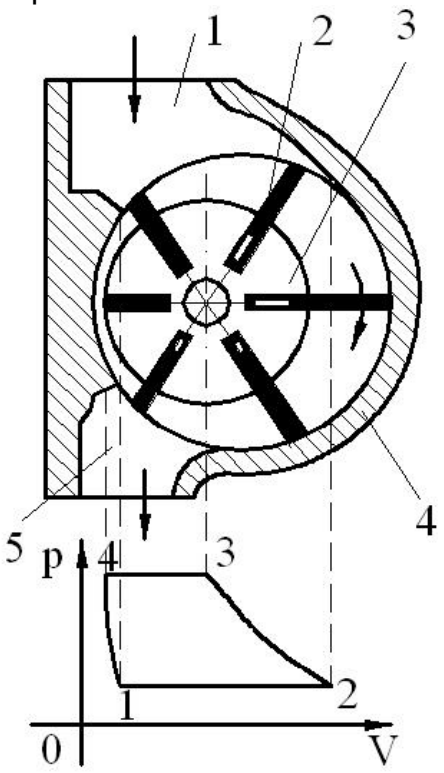


Fig. 5.7

5.1.3. Compresoare cu membrană

Compresoarele cu membrană cu compresoare volumice utilizate în special pentru vehicularea gazelor pure sau atunci când fluidul vehiculat nu trebuie să intre în contact cu uleiul de ungere.*

Compresoarele cu membrană sunt asemănătoare cu pompele cu membrană (vezi capitolul 2.6).

Membranele metalice (mai multe suprapuse pentru a se evita pericolul contaminării în cazul spargerii uneia dintre ele) sunt prinse între două discuri concave. La partea superioară este vehiculat gazul datorită variaţiilor de volum create de membrane care se deplasează elastic sub acţiunea unui piston şi a lichidului de lucru. O pompă realizează compensarea din carter a pierderilor de ulei din neetanşeităţile pistonului, iar o supapă (plasată tot pe circuitul de ulei) limitează presiunea de refulare.

În fig. 5.8 este prezentat un astfel de compresor cu membrană: 1 – limitator de presiune(supapă), 2 – talere membrane, 3 – tubulatura pompei

* Cazul vehiculării oxigenului care nu trebuie să intre în contact cu grăsimi datorită pericolului foarte mare de explozie. În cazul compresoarelor cu oxigen şi uleiul de lucru este de tip special.

compensatoare, 4 – cilindru piston, 5 – fulie, 6 – carter, 7 – pompă compensatoare.

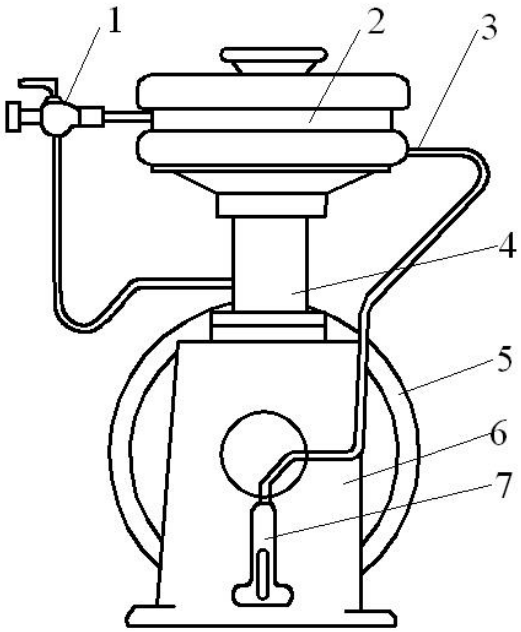


Fig. 5.8

Maşina pneumatică din figură se utilizează pentru comprimarea oxigenului sau a altor gaze pure de la presiunea minimă de aspiraţie de 20-25 bar, până la 200 bar – de aceea o întâlnim sub denumirea de surpresor, ea fiind de fapt un etaj II de compresie.

Pentru a putea aspira gazul de la presiune atmosferică este nevoie de etajul I, de acelaşi tip, evident de un volum mult mai mare, care să ridice presiunea de la 1 bar la 20-25 bar. Cele două etaje formează împreună un compresor pentru gaze pure. Surpresorul poate funcţiona şi singur atunci când vehiculează gaze din butelii aflate la o anumită presiune (nu mai mică de 20-25 bar).

5.1.4. Compresoare cu lobi

Acest tip de compresoare, întâlnite şi sub denumirea de compresoare Roots, sunt alcătuite în principal din două rotoare profilate (unul conducător) care se rotesc în sens invers. Principial sunt asemănătoare cu pompele cu angrenaje cicloidale întâlnite în capitolul 2.6. Spaţiile variabile create între rotoarele profilate şi carcasă realizează împingerea aerului între racordul de aspiraţie şi cel de refulare.

În fig. 5.9 este prezentat schematic un astfel de compresor. Spaţiile punctate de sub lobul orizontal reprezintă aerul acumulat la sfârşitul aspiraţiei (poziţia din figură reprezintă un astfel de moment). În faza imediat următoare

începe refularea aerului acumulat, refulare care se încheie după rotirea cu 180^0 a lobului inferior. Lobul superior execută aceleaşi faze.

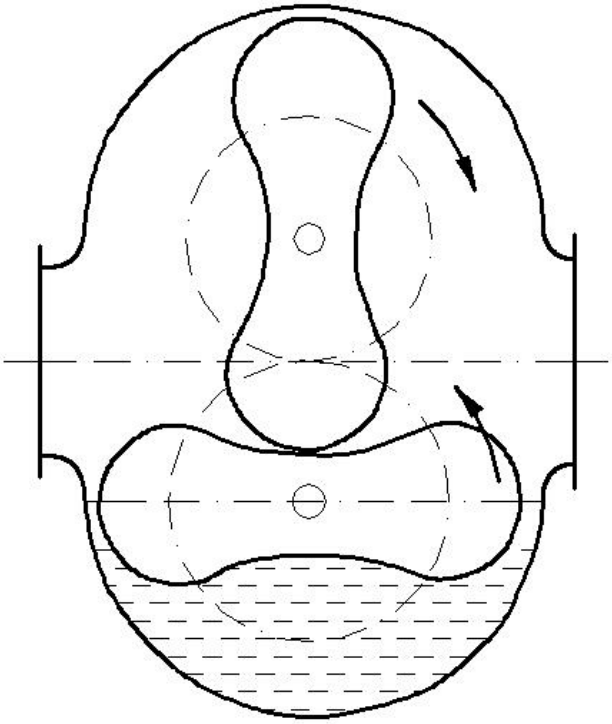


Fig. 5.9

5.2. Generatoare pneumodinamice

Maşinile pneumatice generatoare dinamice fac parte din categoria turbomaşinilor pneumatice, putând fi clasificate după gradul de compresie în : ventilatoare ($\varepsilon_c \leq 1{,}1$); suflante sau compresoare nerăcite ($1{,}1 < \varepsilon_c \leq 4$); compresoare centrifuge ($\varepsilon_c > 4$).

În cazul ventilatoarelor, vitezele şi presiunile mici la care lucrează ne permit să considerăm fluidul practic incompresibil.

Dacă fluxul prin rotor este radial avem ventilatoare centrifuge, dacă este axial, ventilatoare axiale.

La suflante unde gradul de compresie este mai ridicat fluidul nu mai poate fi considerat incompresibil, totuşi influenţa temperaturii nu este aşa importantă.

La compresoare procesele termice joacă un rol important; apare necesitatea răcirii fluidului. Lucrul mecanic consumat este cu atât mai mic cu cât temperatura medie a fluidului în procesul de compresie este mai mică. Este evident că răcirea provoacă şi o creştere a pierderilor, deci o micşorare a

randamentului. De aceea, modul în care se realizează răcirea trebuie atent studiat astfel încât să se găsească o soluţie optimă.

5.2.1. Ventilatoare centrifuge

Există o mare asemănare funcţională şi constructivă între ventilatoarele şi pompele centrifuge. Destinate transportului gazelor la joasă presiune, ventilatoarele pot fi considerate că vehiculează fluide practic incompresibile. În acest caz teoria turbo-maşinilor poate fi aplicată în mare măsură ventilatoarelor.

În fig. 5.10 este prezentat schematic un ventilator centrifug. Se observă racordul de aspiraţie 1, rotorul 2, camera spirală 3. Ceea ce diferă faţă de pompele centrifuge este raportul între dimensiunile diferitelor componente, acestea datorându-se diferenţelor apreciabile între valorile densităţilor fluidelor vehiculate.

După presiunea relativă de refulare, ventilatoarele pot fi de joasă presiune (<100 mm col H_2O), de medie presiune (100 – 300 mm col H_2O) şi de înaltă presiune (300 – 1000 mm col H_2O). Se poate trece, schimbând turaţia, de la un ventilator de joasă presiune la unul de medie sau înaltă presiune şi invers.

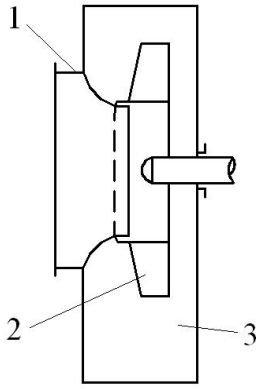


Fig. 5.10

Ecuaţia fundamentală a turbo-maşinilor, valabilă indiferent de natura fluidului, se poate scrie sub forma sarcinii, a presiunii sau a energie specifice:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}\left(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}\right); \qquad (5.30)$$

$$\Delta p_{t\infty} = \rho\left(u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}\right); \qquad (5.31)$$

$$Y_{t\infty} = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}. \qquad (5.32)$$

În fig. 5.11 este prezentată schematic cinematica ventilatorului centrifug cu palete curbate înapoi, cinematică asemănătoare celei de la pompele centrifuge.

Dacă înlocuim $v_u = u - v_m ctg\beta$ şi $v_m = \frac{Q}{\pi Db}$ (pentru intrare şi ieşire), obţinem relaţia sarcinii teoretice pentru un ventilator cu număr infinit de pale:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g}\left[u_2^2\left(1 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} ctg\beta_2\right) - u_1^2\left(1 - \frac{Q}{\pi D_1 b_1 u_1} ctg\beta_1\right)\right]$$

(5.33)

Cu b_1 şi b_2 am notat lăţimile palei la intrare şi la ieşire.

Dependenţa sarcină-debit este liniară, dar, ca şi la pompele centrifuge (vezi capitolul 3), când se trece la sarcina teoretică H_t şi apoi la sarcina reală H, dependenţa devine parabolică.

Există şi ventilatoare centrifuge cu palete curbate înainte sau drepte (fig. 5.12 a şi b).

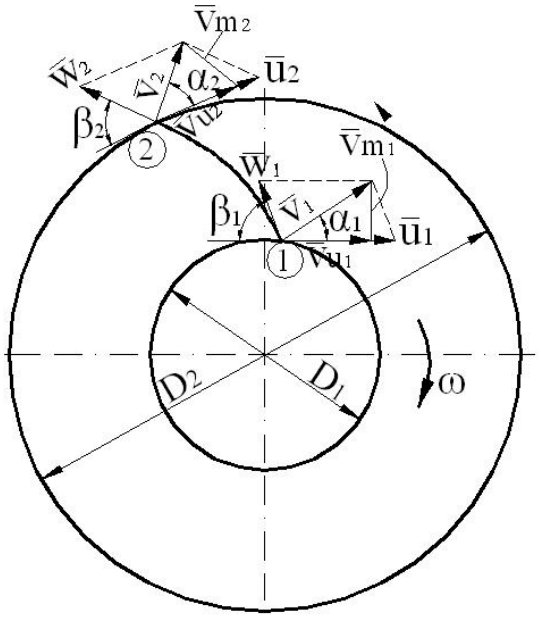


Fig. 5.11

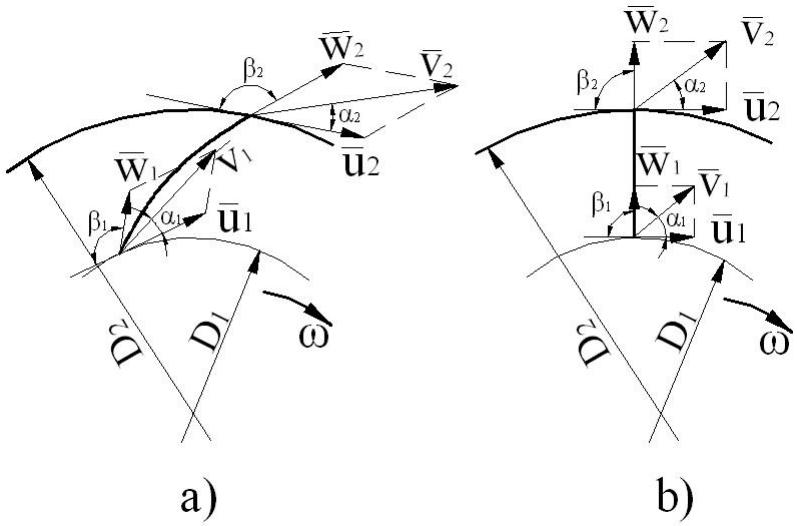


Fig. 5.12

Deşi pot crea debite şi presiuni mai mari, ventilatoarele centrifuge cu palete curbate înainte au randamente mai mici. Ventilatoarele cu palete radiale se utilizează atunci când există necesitatea schimbării sensului de rotaţie (ex. răcirea motoarelor electrice).

Există 4 modalităţi principale de funcţionare a unui ventilator în reţea:

1. Cu conductă de aspiraţie, în care ventilatorul aspiră prin intermediul unei conducte din spaţiul de aspiraţie, care de cele mai multe ori este mediul atmosferic ambiant (ventilator aspirant).
2. Cu conductă de refulare, în care ventilatorul aspiră direct din spaţiile de aspiraţie sau din atmosferă şi refulează prin intermediul unei conducte (ventilator refulant).
3. Cu conductă de aspiraţie şi de refulare. Presiunea la intrare în ventilator este mai mică decât cea din spaţiul de aspiraţie, iar presiunea la ieşire mai mare decât presiunea din spaţiul de refulare.
4. Fără conducte – ventilatoare de fereastră, de acoperiş, de birou etc.

În fig. 5.13 este prezentat un ventilator cu conducte de aspiraţie şi refulare care aspiră şi refulează la presiunea atmosferică.

Creşterea presiunii în ventilator va fi dată de relaţia:

$$\Delta p_t = p_{tr} - p_{te} = p_{sr} + \rho\frac{v_r^{\,2}}{2} - \left(p_{sa} + \rho\frac{v_a^{\,2}}{2}\right) =$$

$$= p_{sr} - p_{sa} + \frac{\rho}{2}\left(v_r^{\,2} - v_a^{\,2}\right).^{*} \qquad (5.34)$$

Din relaţia (5.34) se poate observa că dacă $v_r = v_a$ întreaga energie care se transmite fluidului se transformă în energie potenţială . Dacă $v_r > v_a$, o

* p_t – presiunea totală; p_s – presiunea statică. Indicii r şi a se referă la refulare şi aspiraţie.

parte din energie devine energie cinetică, iar dacă $v_r < v_a$ nu numai energia transmisă curentului în ventilator se transformă în energie potenţială, ci şi o parte din energia cinetică de intrare a fluidului.

În cazul ventilatorului fără reţea putem considera presiunea dinamică la intrare neglijabilă. Atunci:

$$\Delta p_t = p_{dr} = \rho \frac{v_r^{\ 2}}{2} \qquad (5.35)$$

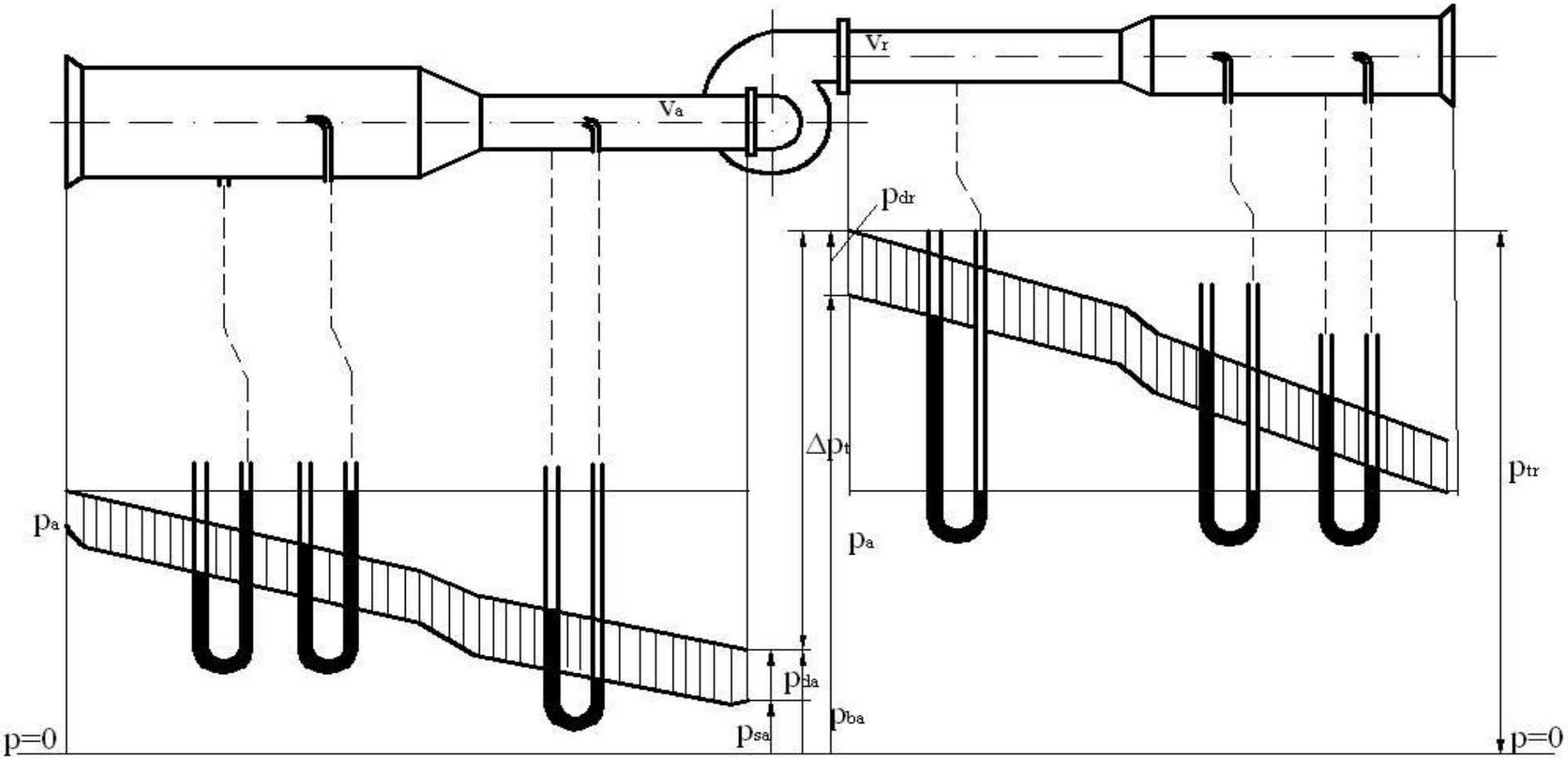


Fig. 5.13

Caracteristicile ventilatoarelor sunt asemănătoare ce cele de la pompele centrifuge (fig. 5.14)

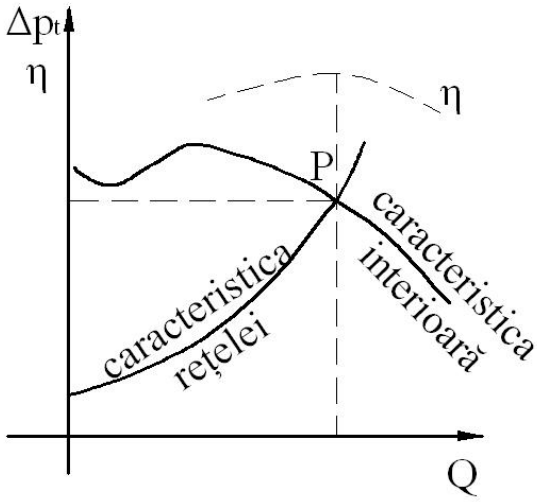


Fig. 5.14

În tabelul 5.1 sunt prezentaţi parametrii funcţionali ai ventilatoarelor.

Tabelul 5.1

Parametru	Simbol	Formulă
1	2	3
Debit volumic	Q_v	
Presiunea totală teoretică	$\Delta p_{t\infty}$	$\rho\left(u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}\right)$
Presiunea totală reală	Δp_t	$p_{sr} - p_{sa} + \frac{\rho}{2}\left(v_r^{\ 2} - v_a^{\ 2}\right)$
Puterea utilă	P_u	$Q \cdot \Delta p_t$
Puterea aerodinamică	P_h	
Puterea consumată pentru frecări	P_m	
Puterea absorbită	P	$P_h + P_m$
Randamentul general	η	$\frac{P_u}{P}$
Coeficient de presiune	ψ	$\frac{\Delta p_t}{\rho \frac{u_2^{\ 2}}{2}}$
Coeficient de debit	φ	$\frac{4Q}{\pi D_2^{\ 2} u_2}$

Coeficient de putere	λ	$\dfrac{P}{\dfrac{\rho}{2}u_2^{\,3}\dfrac{\pi}{4}D_2^{\,2}}=\dfrac{\varphi\psi}{\eta}$
Coeficient de rapiditate	σ	$\dfrac{n}{28{,}5}Q^{1/2}\left(\dfrac{\Delta p_t}{\rho}\right)^{3/4}$ *
Turaţia specifică	n_s	$20\pi n\dfrac{Q}{\left(\dfrac{\Delta p_t}{\rho}\right)^{3/4}}$

Caracteristicile ventilatoarelor $\Delta p_t(Q)$, $P(Q)$ şi $\eta(Q)$ pot fi transformate cu ajutorul coeficienţilor adimensionali în $\psi(\varphi)$, $\lambda(\varphi)$, $\eta(\varphi)$ (fig. 5.15).

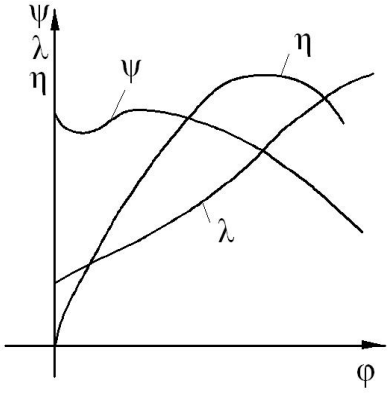


Fig. 5.15

Reglarea ventilatorului centrifug se poate face prin modificarea turaţie sale la turaţia constantă a motorului de antrenare (reductor cu mai multe trepte, cuplaj hidraulic) sau la turaţie variabilă a motorului de antrenare.

La turaţia constantă a ventilatorului putem interveni prin obturare (robinet, vană, clapetă) pe refulare ori aspiraţie (fig. 5.16) sau prin dispozitiv de conducere cu palete mobile, montat pe aspiraţie (fig. 5.17).

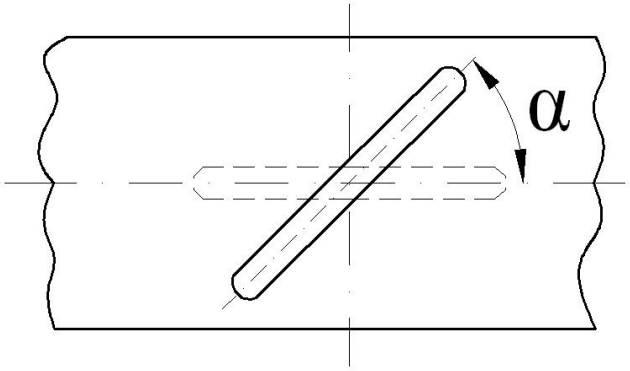


Fig. 5.16

* Q[m³/s]; Δp_t [daN/m²]; n[rot/min]; ρ [daNs²/m⁴]

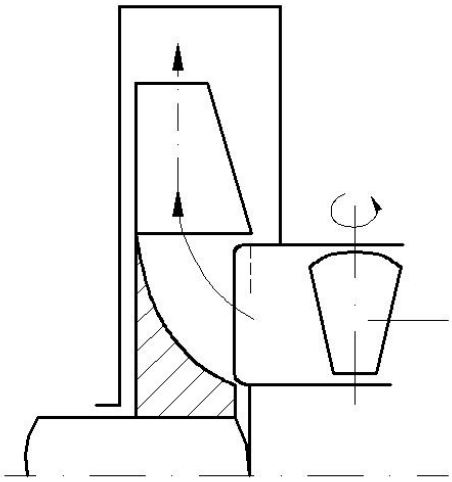


Fig. 5.17

Se pot folosi metode combinate de reglare a ventilatoarelor centrifuge.

5.2.2. Ventilatoare axiale

Situându-se în domeniul coeficienţilor de compresie mici, putem considera fluidul vehiculat de ventilatoarele axiale ca incompresibil. Funcţionarea lor este asemănătoare cu funcţionarea pompelor axiale. Diferenţele constructive se datorează în principal densităţii mult diferite a fluidelor vehiculate.

Ventilatoarele axiale au debite mari. Pentru a mări presiunea de refulare se folosesc ventilatoare axiale multietajate (fig. 5.18).

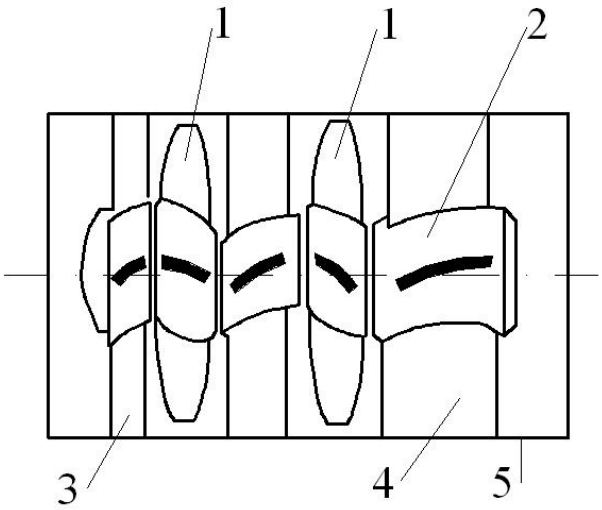


Fig. 5.18

Părţile principale ale unui ventilator axial sunt: rotorul 1 cuplat de obicei direct cu motorul electric de antrenare 2, aparatul director 3, aparatul redresor 4 care îndeplineşte şi rol de susţinere a motorului de antrenare, carcasa 5.

Fluxul prin ventilatorul axial este asemănător cu cel la pompele axiale (vezi capitolul 3.6). În fig. 5.19 este prezentată o secţiune cilindrică desfăşurată efectuată la distanţa r de axa unui ventilator axial.

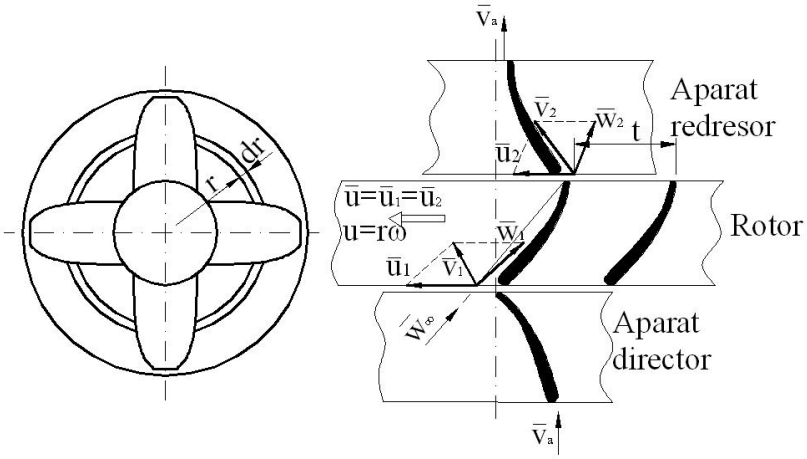


Fig. 5.19

5.2.3. Compresoare centrifuge axiale

În cazul suflantelor şi compresoarelor vitezele fluidului sunt mult mai mari.

Energia datorată frecărilor este absorbită de fluidul compresibil care, spre deosebire de lichide, îşi modifică în mod substanţial parametrii de stare. Aceasta datorită proceselor termice care apar cu efect direct asupra variaţiilor de volum, deci şi a densităţii. De asemenea, la gaze căldura specifică este mult mai mică.

La compresoare o parte din energia preluată de la motorul de antrenare se transformă în căldură. O parte din această căldură rămâne în lichid, iar alta este cedată exteriorului prin răcire naturală sau forţată.

Sarcina teoretică a compresorului este egală cu sarcina efectivă plus suma pierderilor prin frecare:

$$H_t = H + \Sigma h_r \qquad (5.36)$$

Notând cu q_f căldura echivalentă frecărilor, vom avea integrând între intrare şi ieşirea din compresor:

$$\Sigma h_r = \frac{1}{g}\int_i^e dq_f \ . \qquad (5.37)$$

Dacă notăm cu dq căldura specifică cedată exteriorului şi cu di modificarea de entalpie a gazului, vom obţine pentru o diferenţă de sarcină de poziţie neglijabilă ($dz = 0$):

$$dq_f = dq - di - \frac{d\rho}{\rho}. \qquad (5.38)$$

Sarcina efectivă între intrarea şi ieşirea din compresor va fi:

$$H = \frac{1}{g}\int_i^e \frac{d\rho}{\rho} + \frac{v_e^{\,2} - v_i^{\,2}}{2g}. \qquad (5.39)$$

Conform relaţiilor (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), sarcina teoretică a compresorului va putea fi scrisă sub forma:

$$H_t = \frac{1}{g}\left(i_e - i_i\right) + \frac{v_e^{\,2} - v_i^{\,2}}{2g} + \frac{1}{g}\int_i^e dq. \qquad (5.40)$$

Răcirea poate fi exterioară atunci când gazul se comprimă în etajul nerăcit, iese din acesta şi intră într-un schimbător de căldură, ca apoi să intre în etajul următor. Putem avea aşa zisa răcire interioară în care etajele de compresie au circuite de răcire.

Există deosebiri constructive între compresoarele nerăcite (suflante) şi compresoarele răcite. Aceasta se datorează nu numai existenţei sistemului de răcire ci şi construcţiei fiecărei trepte rezultate din calculul de proiectare diferit.

Pentru a realiza presiuni ridicate, compresoarele se construiesc în mai multe trepte (etaje) de compresie, grupate pe secţii.

Prin legarea în serie se realizează o creştere a presiunii. Caracteristica compresorului cu mai multe etaje se obţine din caracteristica fiecărui etaj prin adunarea ordonatelor. Lucrând în coordonate adimensionale obţinem în acest mod curbe $\frac{p_e}{p_i}\left(\frac{Q}{Q_{optim}}\right)$ sau $\varepsilon_c\left(\frac{Q}{Q_{optim}}\right)$(fig. 5.20 – caracteristica unui compresor centrifug cu şapte trepte de compresie)[8].

La compresoarele axiale creşterea de presiune între trepte este foarte mică 0,2 – 0,3 bar. De aceea este nevoie de multe trepte de compresie pentru a realiza o presiune de refulare importantă.

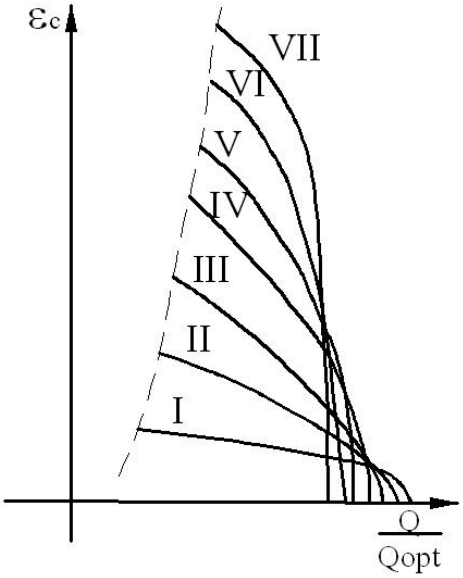


Fig. 5.20

5.3. Pompe de vid

Pentru crearea unei presiuni relative negative (sub presiunea atmosferică) se folosesc maşini pneumatice depresoare, aşa numitele pompe de vid. Ele au o largă răspândire în diferite sisteme tehnologice. În instalaţiile hidraulice, pompele de vid se utilizează pentru amorsarea pompelor.

Un exemplu de pompă de vid îl reprezintă pompa cu inel lichid (Fig. 5.21). În principal, acest tip de pompă conţine următoarele elemente: rotorul excentric cu palete 1; carcasa 2; orificiile de aspiraţie şi de refulare 3 şi 4 practicate în capacul posterior şi aflate în legătură cu conducta de aspiraţie şi de refulare 5 şi 6; inelul lichid 7.

Datorită forţei centrifuge, lichidul este împins pe periferia carcasei. Spaţiile create între rotor, palete, inelul lichid şi capace sunt variabile. În partea stângă (Fig. 5.21) are loc aspiraţia (spaţii crescătoare), iar la dreapta, refularea (spaţii descrescătoare). Principiul de funcţionare este cel al unei pompe volumice.

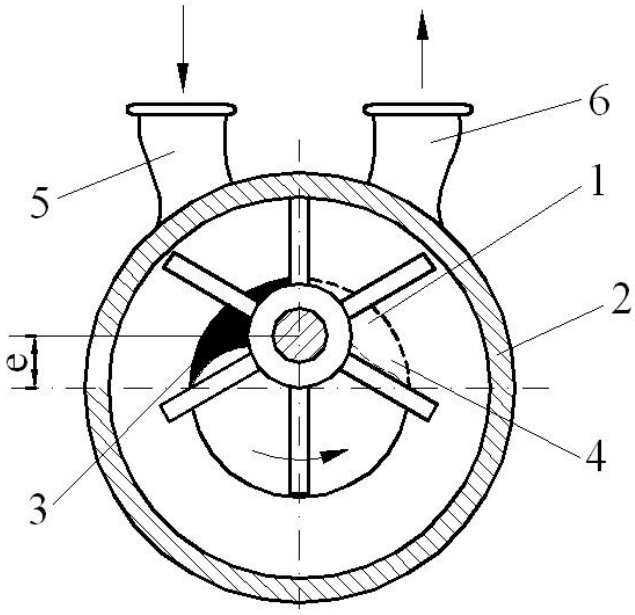


Fig. 5.21

Pompele de vid cu un singur etaj sunt capabile să obţină vid 95%. Pentru a obţine vid mai înaintat se folosesc pompe cu mai multe etaje.

Pompele cu inel lichid pot fi utilizate şi drept compresoare. Pe mai multe etaje de compresie se pot obţine în final o presiune de refulare de până la 7 bar.

5.4. Motoare pneumatice

Motoarele pneumatice transformă energia fluidului în energie mecanică pe care o transmit organelor de lucru. Felul în care se face această transformare determină, ca şi la motoarele hidraulice, principalul mod de clasificare:

- motoare volumice sau pneumostatice în care energia mecanică se obţine datorită variaţiilor de volum;
- turbine sau motoare pneumodinamice în care energia mecanică se obţine din energia cinetică a fluidului.

Trebuie să subliniem că majoritatea motoarelor pneumatice sunt de tip volumic. Turbinele pneumatice au un randament foarte scăzut. Ele se folosesc atunci când avem nevoie de turaţii foarte mari, la acţionarea unor dispozitive cu momente rezistente mici.

Motoarele pneumatice volumice pot fi liniare sau rotative. Motoarele liniare cu piston (cilindrii pneumatici) sau cu elemente elastice metalice sau nemetalice (camere nemetalice). Dintre diferitele tipuri de motoare pneumatice rotative amintim: motoare cu palete, motoare cu pistoane axiale, motoare cu roţi dinţate, motoare cu rotoare profilate etc.

Mişcarea pe care o imprimă motoarele pneumatice organelor de lucru poate fi de translaţie alternativă, de rotaţie continuă, de rotaţie alternativă.

Motoarele pneumatice pot funcţiona cu presiune integrală, cu expansiune sau cu ciclu mixt de lucru. În primul caz legătura cu sursa de presiune este menţinută pe întreaga cursă a elementului de lucru.

În cazul motoarelor cu expansiune, după introducerea aerului comprimat, camera de lucru se închide, urmând destinderea gazului cu reducerea temperaturii. Motoarele cu ciclu mixt lucrează mai întâi cu presiune integrală, apoi cu expansiune.

Vom prezenta în continuare câteva tipuri de motoare pneumatice.

5.4.1. Cilindrii pneumatici

Datorită compresibilităţii aerului, parametrii mişcării (viteză, acceleraţie) sunt mult mai greu de controlat la cilindrii pneumatici. De asemenea, oprirea în poziţii intermediare nu poate fi realizată cu precizie, existând o anumită elasticitate a fluidului de lucru. Simplitatea lor constructivă ca şi fiabilitatea lor ridicată face ca aceşti cilindrii pneumatici să fie utilizaţi în multe instalaţii complexe.

După felul în care acţionează fluidul de lucru asupra pistonului, cilindrii pot fi cu simplă acţiune sau cu dublă acţiune. Cilindrii pot fi prevăzuţi cu arc de revenire sau pot avea cursă reglabilă. După poziţia pe care o au faţă de elementul acţionat, cilindrii pot fi ficşi sau oscilanţi.

În fig. 5.22 a) este prezentat un cilindru cu simplă acţiune şi arc de revenire, iar în fig. 5.22 b) un cilindru cu dublă acţiune şi frânare la capetele curselor (1 – cilindru; 2 – piston; 3,4 – granituri; 5 – arc de revenire).

Pentru a efectua un calcul de predimensionare a cilindrilor pneumatici, trebuie să cunoaştem sarcina de acţionat, viteza de acţionare a acestei sarcini, cursa, poziţia de acţionare.

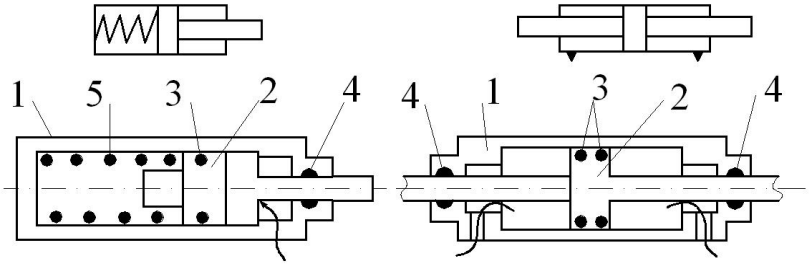


Fig. 5.22

Diametrul cilindrului se determină din relaţia:

$$p_s \frac{\pi D_c^2}{4}\left(1-\psi^2\right)=k_F F_u \qquad (5.41)$$

în care am notat:

p_s - presiunea relativă;

D_c - diametrul interior al cilindrului;

$$\psi=\frac{d_t}{D_c}, \qquad (5.42)$$

raportul dintre diametrul tijei pistonului (d_t) şi diametrul cilindrului;

k_F - factorul de amplificare a forţei utile datorat pierderilor de frecare şi a altor cauze;

F_u - forţa utilă care atunci când trebuie să învingă numai forţele de inerţie şi de greutate se calculează cu relaţia:

$$F_u = m(a+g) \qquad (5.43)$$

Pentru calculul de rezistenţă a peretelui cilindrului se consideră relaţia de la vase cu pereţi subţiri.

Astfel notând cu h grosimea peretelui şi considerând o presiune de calcul

$$p_c = c \cdot p_n, \qquad (5.44)$$

în care p_n este presiunea maximă de alimentare nominală, iar c un coeficient de siguranţă, putem determina eforturile:

- efort unitar axial

$$\sigma_x = \frac{p_c D_c}{4h}; \qquad (5.45)$$

- efort unitar circular

$$\sigma_y = \frac{p_c D_c}{2h} \qquad (5.46)$$

- efort unitar tangenţial maxim

$$\tau_{\max} = \pm\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \qquad (5.47)$$

Dacă notăm cu D – diametrul exterior al cilindrului:

$$D = D_c + 2h \qquad (5.48)$$

vom verifica grosimea peretelui* cu formula [4]:

$$\sigma_{ef} = \frac{0{,}4D_c^2 + 1{,}3D^2}{D^2 - D_c^2} p_c \le \sigma_{at} \qquad (5.49)$$

De obicei, elementele unei instalaţii de acţionare pneumatică se aleg din cataloage, astfel încât să corespundă necesităţilor.

Am discutat despre faptul că datorită elasticităţii sistemului este dificil de realizat un control al parametrilor de lucru. Ecuaţia următoare descrie,

* Grosimea peretelui rezultă de obicei mică din calcul şi se adoptă constructive.

evident cu unele simplificări, comportarea dinamică a unui cilindru pneumatic cu dublă acţiune:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = p_1S_1 - p_2S_2 - p_oS_t - (Fa_0 + kx) - C_0\frac{dx}{dt} - F_r - \Sigma F_{fi}$$

(5.50)

În ecuaţia (5.50) am notat:

m - masa pieselor aflate în mişcare;

p_1, p_2 - presiunile de pe feţele pistonului de suprafaţă S_1 şi S_2;

p_0 - presiunea atmosferică;

S_t - secţiunea tijei;

Fa_0 - forţa iniţială din arc;

k - constanta arcului;

C_0 - constanta de amortizare vâscoasă;

ΣF_{fi} - suma forţelor de frecare.

5.4.2. Camere pneumatice

Principiul de funcţionare a camerelor pneumatice este acelaşi cu cel al cilindrilor, numai că au o cursă mult mai scurtă, determinată de deplasarea elementului elastic: membrană, tub ondulat. În schimb sunt perfect etanşe, au o mai mare siguranţă în funcţionare şi sunt mai fiabile.

În fig. 5.23 este prezentată schematic o cameră pneumatică cu membrană.

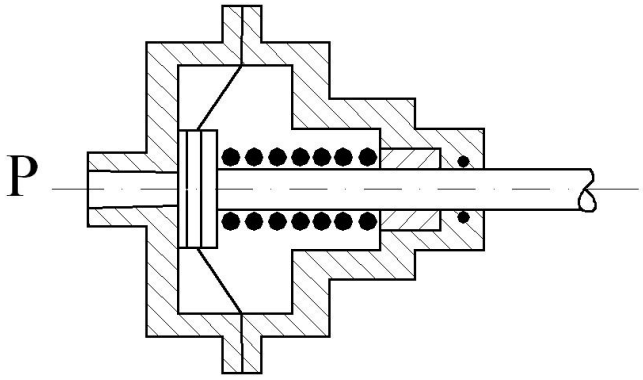


Fig. 5.23

5.4.3. Motoare pneumatice cu palete

Motoarele pneumatice cu palete sunt motoare de tip volumic. Principalele părţi componente ale acestui tip de motor sunt (fig.5 .24):

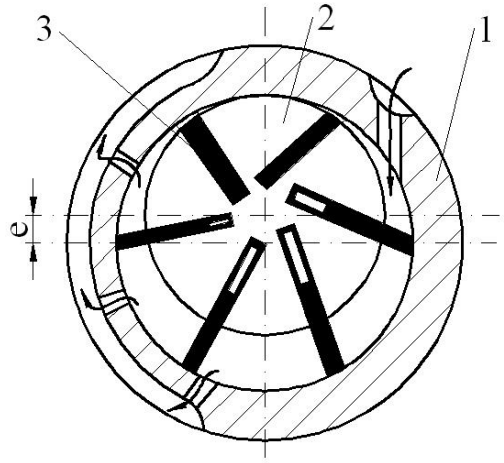


Fig. 5.24

- statorul 1 cu orificiile de admisie şi de refulare;
- rotorul cu palete radiale sau înclinate 2 a cărui axă este excentrică faţă de axa statorului;
- palete culisante 3 ale rotorului;
- capacele care nu se văd în figură şi care delimitează împreună cu paletele, rotorul şi statorul volumele variabile de lucru.

Pentru calculul puterii şi al momentului motor ne folosim de fig. 5.25 în care apare şi diagrama teoretică de funcţionare - $p(V)$[4].

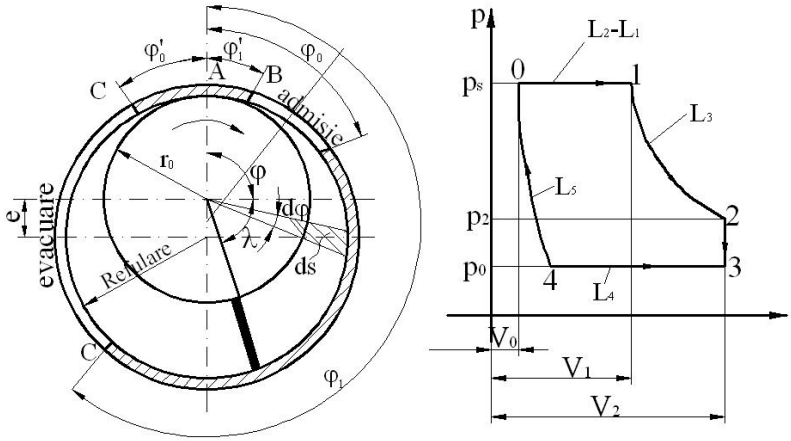


Fig. 5.25

Pe porţiunea AB paleta învinge presiunea aerului comprimat, deci se efectuează un lucru mecanic negativ L_1. Pe porţiunea BB', corespunzătoare admisiei, nu se efectuează lucru mecanic, deoarece presiunea pe cele două feţe ale paletei este aceeaşi. Un lucru mecanic activ se efectuează începând din B' până când următoarea paletă a ajuns în acelaşi punct B' – deci pe

porţiunea dintre φ_0 şi $\varphi_o + \lambda$. Să notăm acest lucru mecanic cu L_2. Urmează faza de expansiune, până când prima paletă a ajuns în punctul C. Notăm lucrul mecanic pe această porţiune cu L_3. Pentru evacuarea aerului paleta consumă lucrul mecanic L_4. Pe porţiunea CA se consumă, pentru recomprimare lucrul mecanic L_5. Notând cu L_f lucrul mecanic consumat prin frecare, putem scrie expresia lucrului mecanic total:

$$L = L_2 + L_3 - L_1 - L_4 - L_5 - L_f . \qquad (5.51)$$

Notăm cu b lăţimea paletei.

Expresiile lucrului mecanic pe diferite porţiuni se determină astfel:

$$L_1 = \int_0^{\varphi_0} M d\varphi = \int_0^{\varphi_0} p_s bh\left(r_0 + \frac{h}{2}\right) d\varphi , \qquad (5.52)$$

$$L_2 = \int_0^{\varphi_0+\lambda} M d\varphi = \int_0^{\varphi_0+\lambda} p_s bh\left(r_0 + \frac{h}{2}\right) d\varphi , \qquad (5.53)$$

$$L_3 = p_s V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} {}^{*}, \qquad (5.54)$$

$$L_4 = \int_{\varphi_1-\lambda}^{\varphi_1} M d\varphi = \int_{\varphi_1-\lambda}^{\varphi_1} p_s bh\left(r_0 + \frac{h}{2}\right) d\varphi , \qquad (5.55)$$

$$L_5 = \int_{2\pi-\varphi_0}^{2\pi} M d\varphi = \int_{2\pi-\varphi_0}^{2\pi} p_s bh\left(r_0 + \frac{h}{2}\right) d\varphi , \qquad (5.56)$$

$$L_f = \int_0^{2\pi} M_f d\varphi {}^{**}. \qquad (5.57)$$

Pentru z spaţii interpaletare (z palete, puterea motorului care se roteşte cu n rot/min, este dată de expresia):

$$P = \frac{LznK_b}{60} , \qquad (5.58)$$

în care K_b reprezintă un coeficient adimensional ce ţine cont de grosimea palelor, s:

$$K_b = 1 - \frac{sz}{2\pi R_0} , \qquad (5.59)$$

iar L se exprimă în J.

Momentul motor se obţine din expresia:

$$M = \frac{60P}{2\pi n} = 9{,}55\frac{P}{n} \text{ [Nm]}, \qquad (5.60)$$

în care puterea se exprimă în W, iar turaţia în rot/min.

---

* Am considerat destinderea izotermică.

** M_f este momentul datorat frecării dintre paletă, stator şi capace.

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 5

1. În ecuaţia care descrie comportarea dinamică a unui cilindru pneumatic

$m\frac{d^2x}{dt^2} = p_1S_1 - p_2S_2 - p_0S_t - (F_{a0} + kx) - C_0\frac{dx}{dt} - F_r - \sum F_{fi}$ termenul F_{a0} reprezintă:

   a. suma forţelor de frecare; b. forţa iniţială din arc; c. forţa de presiune; d. forţa de rezistenţă.

2. La maşinile pneumatice $\frac{p}{\rho} = constant$ caracterizează un proces:

   a. izoterm; b. adiabat; c. politrop; d. izobar.

3. Lucrul mecanic specific total este egal cu lucrul mecanic al comprimării la compresorul cu piston ideal a cărui comprimare este:

   a. izotermă; b. adiabată; c. politropă; d. izobară.

4. Cilindrul final al unui compresor volumic cu mai multe trepte de compresie are, faţă de primul cilindru (în care se face admisia), un volum:

   a. mai mare; b. mai mic; c. egal; d. mai mare sau mai mic.

5. În diagrama teoretică a compresorului cu piston real, cu două trepte de compresie 3-4 reprezintă:

   a. aspiraţia izobară; b. răcirea izobară; c. destinderea; d. compresia adiabată.

6. La venilatoarele centrifuge unghiul β_2 reprezintă:

   a. unghiul dintre v_2 şi u_2 ; b. unghiul dintre w_2 şi u_2 ;
   c.suplementul unghiului dintre v_2 şi u_2 ; d. suplementul unghiului dintre w_2 şi u_2.

7. Deosebirea fundamentală între ventilatoarele centrifuge şi cele axiale constă în faptul că:

   a.la cele centrifuge $\beta_1 > 90^0$, iar la cele axiale $\beta_1 < 90^0$;
   b.la cele centrifuge $u_2 > u_1$, iar la cele axiale $u_2 = u_1$;
   c.la cele centrifuge $\overline{v_1} = \overline{u_1} + \overline{w_1}$, iar la cele axiale $\overline{v_1} \neq \overline{u_1} + \overline{w_1}$;
   d.la cele centrifuge $\alpha_1 = 90^0$, iar la cele axiale $\alpha_1 \neq 90^0$.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	b
2	a
3	a
4	b
5	b
6	d
7	b

6. Aparatură de comandă, control şi auxiliară

Principalele funcţii ale unui sistem de acţionare hidropneumatică sunt cele de producere a anergiei hidraulice sau pneumatice şi de reconversie a acestora în energie mecanică. Elementele care produc sau reconvertesc energia hidraulică sau pneumatică , pompele (compresoarele) şi motoarele, sunt considerate principalele componente ale sistemului de acţionare.

Trebuie subliniat însă că o importanţă deosebită în buna funcţionare a sistemului o reprezintă şi celelalte elemente hidropneumatice pe care le vom studia în capitolul de faţă.

Aceste elemente pot fi clasificate în aparatură de comandă şi auxiliară.

Aparatura de comandă are rolul de a dirija şi de a regla debitul sau presiunea fluidului, rol jucat în principal de distribuitoare, drosele şi , respectiv, supape.

Aparatura auxiliară serveşte la conducerea mediului fluid (conductele), la filtrarea lui (filtrele), la înmagazinarea şi răcirea acestuia (rezervoarele şi schimbătoarele de căldură), la acumularea de energie hidropneumatică (acumulatoare), la etanşare (sisteme de etanşare).

6.1. Aparatură de comandă şi control

Mediul fluid trebuie dirijat de la elementul generator către diferite părţi ale sistemului de acţionare în vederea parcurgerii unui traseu, uneori foarte complicat, înainte de a ajunge la elementul motor şi de aici, eventual, înapoi în elementul generator.

Schimbarea sensului motorului ca şi parcurgerea selectivă a diferitelor trasee ale instalaţiei este realizată de aparatura de distribuţie.

Modificarea vitezei liniare sau unghiulare la motoarele liniare sau rotative hidraulice şi pneumatice este realizată prin variaţia debitului.

Această variaţie a debitului se face fie de la elementul generator, în cazul când acesta este cu debit reglabil, fie cu ajutorul droselelor, în mod rezistiv, cu pierdere de energie.

Forţa sau cuplul la motoarele liniare sau rotative sunt modificate prin variaţia presiunii. Comanda şi reglarea presiunii în instalaţie, dar şi alte funcţiuni, sunt îndeplinite de elementele hidropneumatice cu denumirea generică de supape.

6.1.1. Aparatură de distribuţie

Rolul aparaturii de distribuţie este de a dirija fluidul de la elementul generator către diferite părţi ale instalaţiei. Această dirijare se poate face şi cu reglare rezistivă.

Clasificare distribuitoarelor poate fi făcută ţinând cont de mai multe criterii:

a) După numărul finit sau infinit de poziţii de lucru avem: distribuitoare discrete (fig.6.1 a, b, c) sau continue (fig.6.1 d).
b) După forma organului de distribuţie:
   - cilindric cu mişcarea de translaţie – sertar (fig.6.1 a) sau de rotaţie (fig.6.2 b);
   - plan cu mişcare de translaţie (fig.6.1 c) sau de rotaţie.
c) După modul de acţionare avem: distribuitoare manuale, electrice , hidraulice, pneumatice, electrohidraulice, pneumohidraulice, mecanice;
d) După felul comenzii: directă sau pilotată (un distribuitor mai mic comandă unul de dimensiuni mai mari – fig. 6.1 e);
e) După gradul de acoperire (diferenţa dintre dimensiunea pistonului L_p şi cea a canalului L_c (fig.3.1 a)), avem: acoperire critică, $L_p = L_c$; acoperire pozitivă, $L_p > L_c$; acoperire negativă, $L_p < L_c$.

Funcţionarea unui distribuitor este în general foarte simplă. La o comandă tip manual, electric, hidraulic etc. organul de distribuţie se deplasează discret sau continuu deschizând sau obturând trecerea către diferite trasee.

Distribuitoarele pilotate din fig. 3.1 e) funcţionează în felul următor: electromagneţii 1 comandă plunjerul pilotat 2 care se deplasează spre stânga sau spre dreapta deschizând calea uleiului care acţionează sertarul principal 3 deplasându-l spre dreapta, respectiv spre stânga. În acest fel se realizează circuitul principal de ulei PA şi BR, respectiv PB şi AR.

Debitul care trece prin distribuitor este direct proporţional cu secţiunea de trecere $A = \pi d(x - t)$, unde d reprezintă diametrul pistonului, x – deschiderea variabilă, iar $t = L_p - L_c$ - gradul de acoperire.

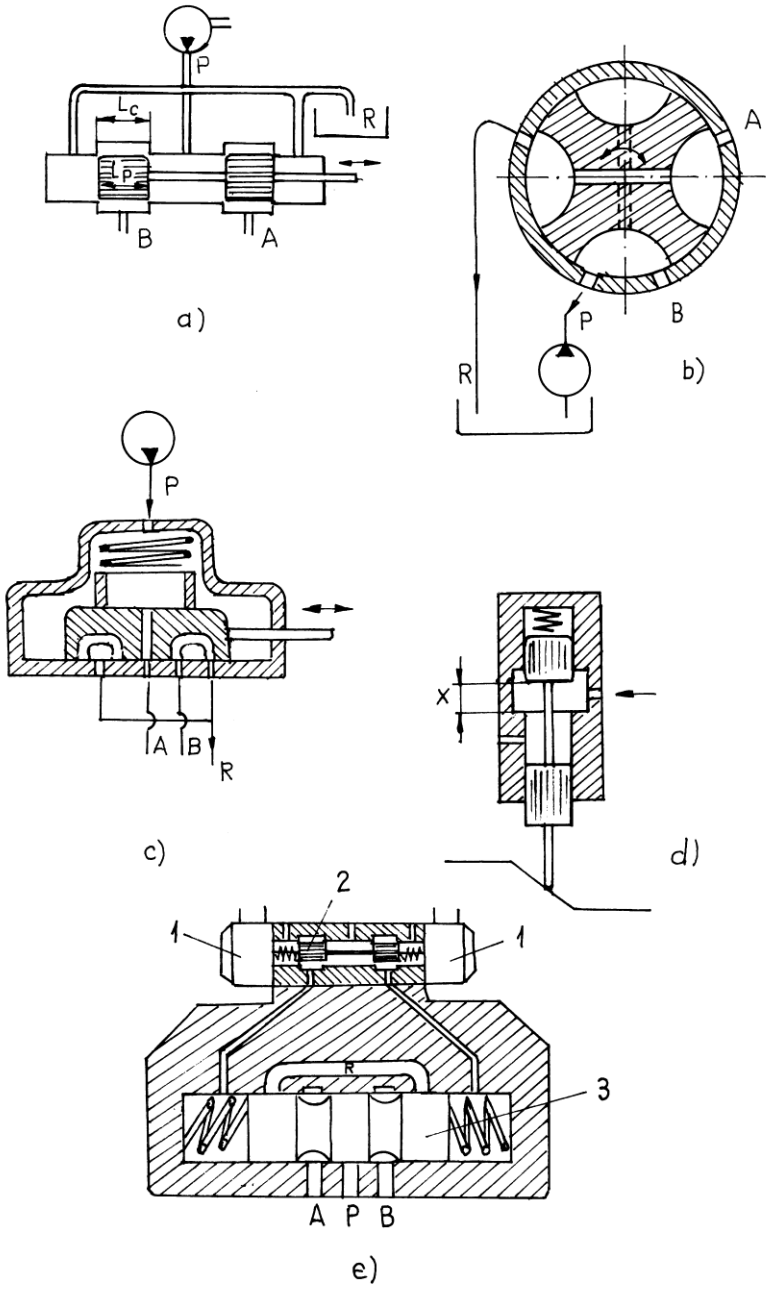


Fig. 6.1

Debitul Q depinde de asemenea de căderea de presiune Δp:

$$Q = \mu \pi d(x - t) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} . \qquad (6.1)$$

$\mu = 0{,}6 - 0{,}65$, coeficientul de debit.

Putem observa dependenţa liniară a debitul faţă de deplasare. În fig.6.2 sunt reprezentate diagramele $Q(x)$ pentru rutele AP, AR, BP and BR la distribuitoarele cu acoperire critică, pozitivă sau negativă.

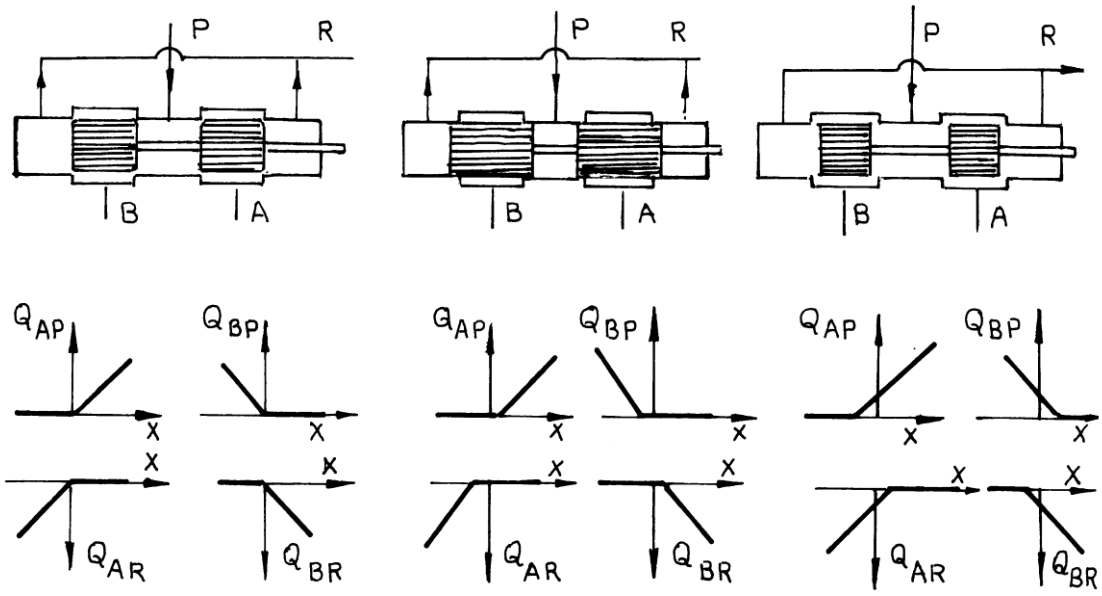


Fig.6.2 a Fig.6.2 b Fig.6.2 c

Pentru anumite deschideri, căderea de presiune depinde de pătratul debitului.

6.1.2. Aparatură pentru controlul debitului

Ne vom referi în acest capitol la reglarea rezistivă a debitului. Această reglare se face cu ajutorul unor rezistenţe hidraulice , fixe sau variabile, care formează, împreună cu alte elemente un dispozitiv numit drosel.

Droselele pot fi discrete sau continue după cum numărul poziţiilor de lucru este finit sau infinit. Mai există aşa numitele drosele digitale care reprezintă o contrucţie complexă de 3-5 drosele identice care asigură, în raport cu un debit de bază, mai multe variante de debite aflate în serie geometrică. Reglarea continuă poate fi realizată simultan cu distribuţia în distribuitoare. (fig.6.1 d).

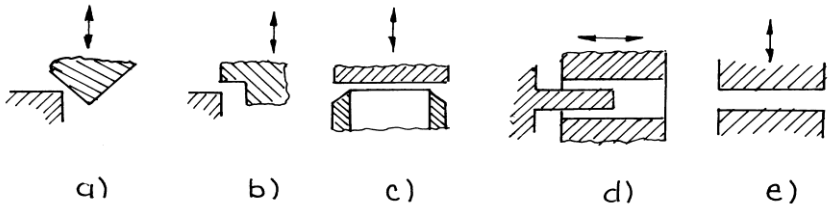


Fig.6.3

Elementul de bază al droselului, rezistenţa hidraulică, poate fi de mai multe feluri: muchie de control (fig.6.3 a, b, c), capilar (fig.6.3 d) sau fantă (fig.6.3 e).

Drosele se montează în circuite hidraulice de puteri mici a căror element generator este o pompă cu debit constant. Montarea se face pe circuitul de alimentare a motorului hidraulic, pe circuitul de retur sau în paralel cu motorul hidraulic (fig. 6.4).

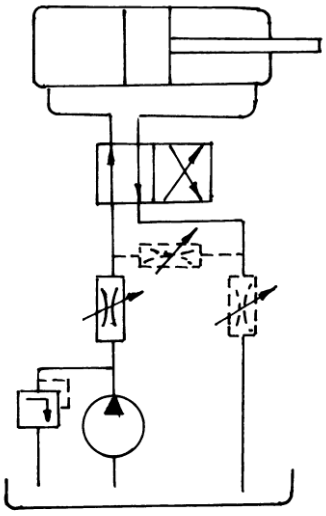


Fig.6.4

În fig. 6.5 este prezentat un drosel de cale care realizează o reglare a debitului număi dacă circuitul se face de la stânga la dreapta [5].

Piuliţa reglabilă 1 se deplasează în corpul 2 modificând spaţiul de droselizare 3. Fluidul circulă pe traseul AB 3 CD. În sens invers, circuitul se face neştrangulat pe traseul DEA, supapa de sens 4 fiind deschisă.

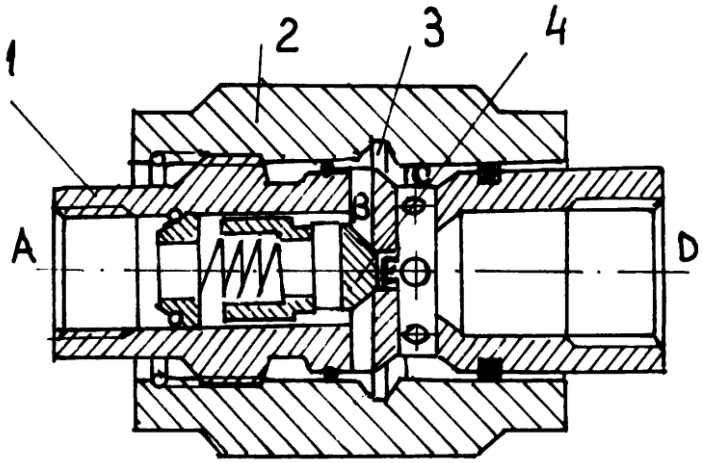


Fig.6.5

Relaţia (1) este valabilă şi la drosele. Se observă că debitul Q depinde de căderea de presiune, nu numai de deschiderea x. În scopul evitării dependenţei inevitabile a debitului de căderea de presiune, droselul se montează împreună cu un regulator. Ansamblul drosel-regulator poate fi de tip restrictor (fig.6.6 a), În care avem regulatorul şi apoi droselul, şi de tip by-pass (fig.6.6 b) în care debitul principal trece prin drosel (pentru a menţine Δp constant, o cantitate mai mare sau mai mică de fluid trece prin regulator în rezervor).

Regulatorul se poate monta şi în paralel cu droselul (fig.6.7).

Notând cu A secţiunea piesei mobile a regulatorului şi cu F_a forţa arcului, putem scrie echilibrul forţelor:

$$p_1 A + F_a = p_0 A. \qquad (6.2)$$

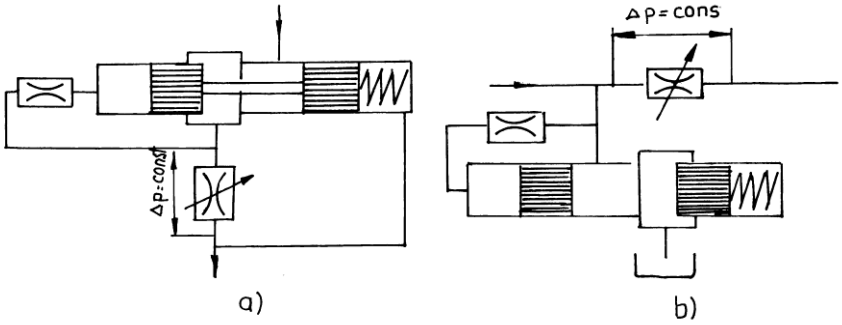


Fig.6.6

De aici rezultă

$$\Delta p = p_0 - p_1 = \frac{F_a}{A} = const. \qquad (6.3)$$

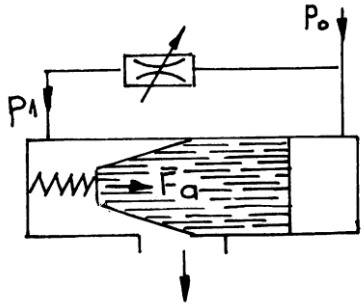


Fig. 6.7

Înainte de a se stabiliza, debitul reglat trece printr-un regim tranzitoriu. Ecuaţia care descrie acest regim tranzitoriu este în general cunoscută:

$$M\frac{d^2x}{dt^2}+c\frac{dx}{dt}+k(x-t)=\sum F_{ext}\ , \qquad (6.4)$$

în care M – masa piesei în mişcare, c – coeficientul de frecare vâscoasă, K – rigiditatea resortului, t – gradul de acoperire şi $\sum F_{ext}$ - suma forţelor exterioare.

Funcţionarea droselului în regim staţionar este definită de mai multe caracteristici:

- caracteristicile de reglare în care debitul Q este exprimat în funcţie de cursa liniară h, cursa unghiulară φ sau numărul de diviziuni ale rotorului de comandă (fig.6.8 a);
- caracteristica forţei de comandă în care forţa necesară comenzii droselului se exprimă în funcţie de cursă şi de presiune (fig.6.8 b);
- caracteristica hidraulică - $\Delta p(Q)$ (fig.6.8 c).

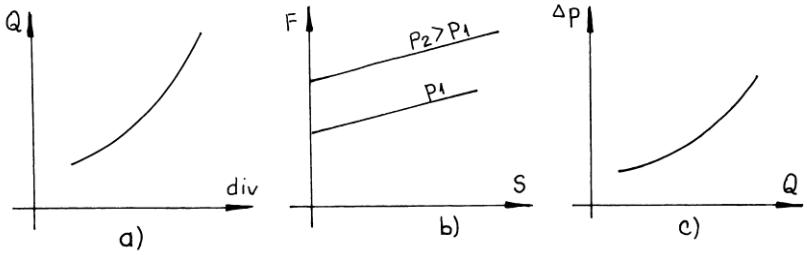


Fig.6.8

6.1.3. Aparatură pentru controlul presiunii

Lucrul mecanic efectuat în sistemele de acţionare hidropneumatică este determinat, pe lângă debit, de către presiune. Presiunea, ca variabilă de efort, trebuie controlată în sistem. Prin controlul presiunii se înţelege o multitudine de funcţiuni: protecţia instalaţiei prin limitarea valorii maxime admisibile, reducerea presiunii pentru a putea fi adaptată particularităţilor diferiţilor consumatori, reglarea presiunii, menţinerea ei constantă indiferent de cerinţele consumatorilor, asigurarea unei intrări succesive în funcţiune a motoarelor hidraulice, crearea unei sarcini suplimentare în instalaţie, interzicerea circulaţiei fluidului.

Elementele sistemelor de acţionare hidropneumatică care realizează controlul presiunii sunt supapele. Ele se montează în serie sau în paralel cu generatorul sau motorul hidropneumatic, în aval sau în amonte de acesta.

După funcţia pe care o îndeplinesc, supapele se pot clasifica astfel:

- supape de siguranţă;
- supape de reducere
- supape de reglare;
- servoregulatoare de presiune;
- supape de succesiune;
- supape de contrapresiune;
- supape de sens etc.

Reglarea presiunii poate fi făcută prin deversarea surplusului de debit la rezervor, prin ştrangulare sau prin modificarea debitului pompei.

Supapele pot fi comandate direct sau pilotat (prin modificarea elementului de referinţă).

În esenţă, supapele cu comandă directă sunt constituite din următoarele componente (fig. 6.9): sesizor de presiune 1; element de referinţă 2 (resort de obicei) şi element de reglare 3 (deschidere variabilă).

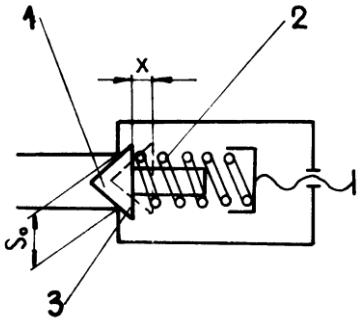


Fig. 6.9

Modul de acţionare a supapei cu comandă directă este următorul: presiunea acţionează asupra sesizorului de presiune; la o anumită valoare

forţa resortului va fi învinsă iar o parte a debitului se va scurge prin orificiul supapei, ceea ce duce la reducerea presiunii în sistem.

În regim staţionar, căderea de presiune din sistem, Δp, depinde de secţiunea variabilă a orificiului de scurgere S_x:

$$\Delta p = C_d \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{S_x^2}. \qquad (6.5)$$

Secţiunea poate fi considerată dependentă liniar de deschiderea x:

$$S_x = k_s x. \qquad (6.6)$$

Scriind echilibrul forţelor pe direcţia supapei, obţinem:

$$S_0 \Delta p + F_H = F_0 + k_R x, \qquad (6.7)$$

în care S_0 - suprafaţa activă; F_0 - forţa de prereglare a resortului, F_H - forţa hidrodinamică datorată curgerii fluidului prin secţiunea de reglare, forţa direct proporţională cu căderea de presiune.

$$F_H = k_H x \Delta p. \qquad (6.8)$$

Din (5), (6), (7) şi (8) obţinem:

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta p}{C_d \rho}} \frac{k_S S_0}{k_R - k_H \Delta p} \left(\Delta p - \frac{F_0}{S_0} \right). \qquad (6.9)$$

După cum se observă caracteristica supapei depinde de o serie de parametrii: constanta resortului k_R, constanta k_S, constanta k_h care este influenţată de forma elementului de sesizoare ş.a. Relaţia (6) este valabilă pentru deschideri x relativ mici. Atunci când supapa are deschidere nominală, variaţia lui Δp cu debitul devine parabolică conform relaţiei (5), în care S_x este constantă. În fig. 6.10 este prezentată caracteristica supapei.

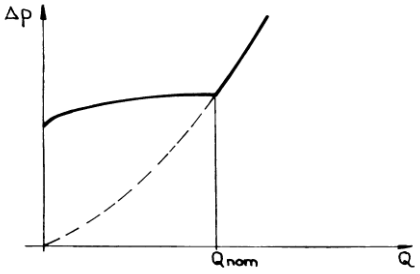


Fig. 6.10

Se observă creşterea lentă a lui Δp, în zona deschiderilor mici, urmată de variaţia parabolică.

Vom prezenta, în continuare, câteva din multitudinea tipurilor de supape cu comandă directă.

Supapa de siguranţă (fig. 6.11).

Rolul supapei de siguranţă este de a proteja instalaţia în cazul creşterilor de presiune.

Supapa de siguranţă este formată din ventilul 1, arcul 2, şurubul de reglare a forţei din arc 3 şi corpul supapei 4.

Funcţionare ei este foarte simplă. La presiune normală, forţa arcului ţine apăsat ventilul pe scaun. Odată depăşită o valoare admisibilă a presiunii, forţa arcului este învinsă şi o parte a debitului de fluid este disipată spre rezervor sau în altă direcţie, provocând scăderea presiunii în instalaţie.

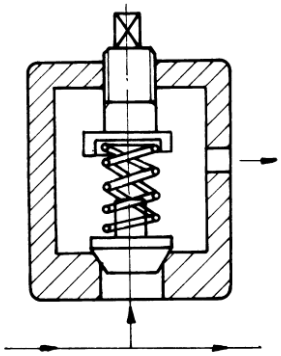


Fig. 6.11

Supapa de sens (fig. 6.12).

Supapa de sens permite trecerea fluidului într-un singur sens, celălalt fiind blocat. Ele se mai numesc şi supape de reţinere. Există şi supape de sens deblocabile care permit la o anumită comandă, trecerea fluidului şi în sens opus.

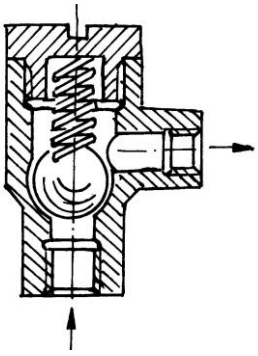


Fig. 3.12

Supapa de reducţie (fig. 6.13).

Acest tip de supapă permite obţinerea unei presiuni constante la ieşire p_2, chiar dacă presiunea la intrare p_1 este variabilă. Condiţia este ca p_1 să fie mai mare ca p_2.

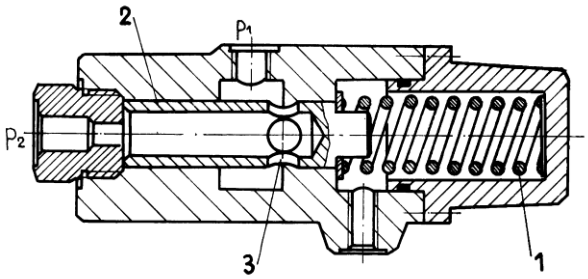


Fig. 6.13

În fig. 6.13 este prezentat un regulator de presiune tip “Progresul”.

Arcul 1 este tarat astfel încât forţa sa să învingă forţa creată de presiunea p_2. Presiunea p_1 fiind mai mare deplasează pistonul 2, obturând parţial sau total orificiul 3, până la echilibrarea forţelor.

La debite şi presiuni mai mari comanda supapei nu mai poate fi făcută direct din considerente de gabarit şi greutate. Sesizarea presiunii este efectuată de către supapă mai mică cu comandă directă care controlează funcţionarea elementului de reglare propriu-zis. Acest ansamblu formează supapa cu comandă indirectă sau pilotată. În fig. 6.14 este prezentată schematic o astfel de supapă.

În momentul în care presiunea în sistem depăşeşte valoarea p_0 pentru care resortul supapei cu comandă directă S_1 se deschide, presiunea în partea superioară a elementului S_2 scade, creându-se posibilitatea ca o parte importantă a debitului să se scurgă prin secţiunea A_2. Putem regla presiunea în întreg sistemul prin reglarea resortului supapei S_1.

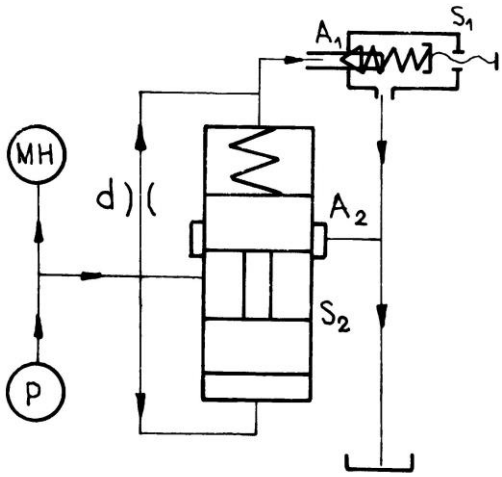


Fig. 6.14

6.2. Aparatură auxiliară

În cadrul unui sistem de acţionare hidropnenumatică există o serie întreagă de elemente, cu rol precis determinat, care concură la realizarea transformării energetice în condiţii cât mai bune. Aparatura auxiliară nu generează energia hidraulică sau pneumatică, nu o transformă în energie mecanică şi nici nu comandă sau reglează funcţionarea sistemului. În schimb permite legătura între diferite elemente, înmagazinează fluidul, îl filtrează şi îl răceşte, acumulează energie, asigură etanşarea sistemului ş.a.

Există o largă categorie de elemente hidropneumatice auxiliare. În cele ce urmează vom vorbi despre conducte, filtre, rezervoare şi acumulatoare.

6.2.1. Conducte

Conducerea mediului hidraulic se efectuează printr-o mare varietate de conducte.

Conductele pot fi rigide sau flexibile (furtune). Conductele rigide de diametre mai mici pot fi răsucite sub formă de spirală, permiţând o anumită flexibilitate. Traseele pe care circulă fluidul pot fi practicate în corpurile elementelor sistemului sau pot fi exterioare. După presiunea la care lucrează avem conducte de joasă, medie, înaltă şi ultraînaltă presiune. Există şi furtune de înaltă presiune prevăzute cu inserţie metalică.

Conducta este caracterizată prin diametrul nominal DN, care reprezintă diametrul secţiunii interioare. Există o relaţie între diametrul nominal, presiunea nominală p_n şi grosimea conductei. Această relaţie este reglementată în standarde şi este dată tabelar.

Există de asemenea relaţii între presiunea nominală şi viteza de curgere, relaţii determinate în special de limitarea pierderilor de presiune.

Conductele se leagă la elementele sistemelor hidropneumatice şi între ele prin intermediul unor racorduri, T-uri, coturi, reducţii. Acestea sunt standardizate şi corespund diametrului nominal al conductelor respective. Marea varietate de legături existente nu ne permite, în economia lucrării de faţă, decât să prezentăm câteva legături.

- racord cu ţeavă rebordurată (fig. 6.15 a);
- racord cu ţeavă rebordurată şi bucşă (fig. 6.15 b);
- racord cu bucşă sferică pe con (fig. 6.15 c);
- racord cu manşon elastic tip ERMETO (fig. 6.15 d).

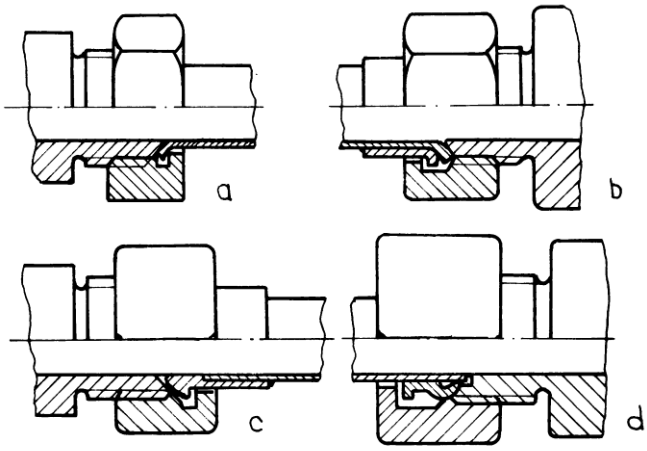


Fig. 6.15

La curgerea fluidului prin conducte şi prin racorduri, robineţi etc., datorită frecării dintre particulele fluide şi dintre acestea şi pereţi se produc pierderi de presiune care pot fi liniare şi locale:

$$p_{lin} = \lambda \frac{1}{D} \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (6.10)$$

$$p_{loc} = \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (6.11)$$

unde λ este coeficientul pierderilor de sarcină liniare, ζ - este coeficientul pierderilor de sarcină locale, l – lungimea conductei, D – diametrul conductei, ρ - densitatea fluidului, v – viteza fluidului.

6.2.2. Filtre

Filtrarea mediului hidraulic sau pneumatic are o deosebită importanţă în buna funcţionare a elementelor sistemului. Filtrele reduce gradul de contaminare a fluidului cu impurităţi sub o anumită limită astfel încât, pe lângă funcţionarea sistemului în bune condiţii, să se evite uzura prematură a elementelor sale.

Impurităţile provenite din mediul exterior sau din cel interior (din fluidul însuşi sau de la elementele componente ale sistemului hidropneumatic) pot fi de natură mecanică sau chimică.

Gradul de contaminare este dat de mărimea, forma şi numărul particulelor impurificatoare. El este influenţat de viteza şi presiunea lichidului.

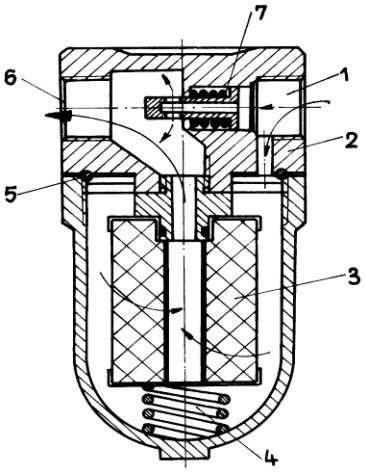


Fig.6.16

În fig. 6.16 este prezentat un filtru compus din: 1 – orificiu de intrare, 2 – capac, 3 – element filtrant, 4 – arc, 5 – inel O, 6 – orificiu de ieşire, 7 – supapă de ocolire (by-pass).[5]

În cazul în care filtrul este înfundat, presiunea creată în sistem deschide supapa by–pass, realizându-se astfel circuitul direct, cu ocolirea elementului filtrant. Există filtre care permit semnalizarea acestei situaţii, putându-se lua măsuri de schimbare sau curăţare a elementului filtrant.

Unele filtre sunt prevăzute cu priză pentru manometru, a cărui indicaţii permit stabilirea gradului de colmatare a elementului filtrant. De multe ori se utilizează filtre duble, în paralel, putându-se schimba astfel elementul filtrant, fără oprirea instalaţiei.

Elementele filtrante pot fi de suprafaţă, atunci când reţin particulele pe suprafaţa lor, sau de adâncime, când particulele sunt reţinute în întreaga masă a elementului. Filtrele de suprafaţă pot fi de hârtie, carton, ţesătură metalică, putându-şi recăpăta de multe ori prin suflare sau prin inversarea sensului de circulaţie al fluidului, capacitatea de filtrare. Filtrele de adâncime sunt constituite din straturi succesive, fiecare strat putând fi alcătuit din hârtie impregnată cu răşini, din bile sau alte elemente metalice sinterizate, material textil pliat etc.

Fineţea filtrării poate fi apreciată în unităţi absolute sau relative. Ca unitate absolută avem diametrul celei mai mari particule aferice care poate trece prin elementul filtrant. Privită astfel, filtrarea poate fi:

- grosieră $200\ \mu m$;
- medie $50-60\ \mu m$;
- fină $10-15\ \mu m$;
- micronică $2-5\ \mu m$;
- sub-micronică $1\ \mu m$.

Fineţea relativă raportează numărul de particule de un anumit diametru care trec prin filtru la numărul total de particule. Filtrele se pot monta pe aspiraţie, pe refulare, sau pe retur.

Montarea filtrelor pe aspiraţie, prezintă avantajul protejării pompei, ca şi al faptului că nu lucrează la presiune. În schimb, introduc rezistenţe suplimentare pe circuitul de aspiraţie, cu efect asupra reducerii sarcinii de aspiraţie a pompei şi asupra condiţiilor de producerea a cavitaţiei.

Montarea filtrelor pe refulare, aşa numitele filtre de presiune, permite protejarea elementelor instalaţiei care comportă o mecanică mai fină (distribuitoare, supape etc.). prezintă dezavantajul că trebuie realizate astfel încât să reziste la presiune, iar pompa nu este protejată direct.

Filtrele de retur, montate de obicei pe rezervor, reprezintă o soluţie foarte răspândită. Presiunea la care lucrează, este relativ scăzută.

Bineînţeles, în cadrul unei instalaţii se pot monta mai multe elemente filtrante, în diferite zone.

Pe lângă protecţia instalaţiei prin curăţirea mediului fluid, filtrele pot contribui la îmbunătăţirea regimului de pulsaţii într-un sistem de acţionare hidrostatic.

6.2.3. Rezervoare

Înmagazinarea mediului hidraulic poate fi făcută la presiune atmosferică, în rezervoare, la joasă presiune, în rezervoare de umplere sau la presiune ridicată, în acumulatoare.

Într-un sistem de acţionare hidrostatică rolul rezervorului este multiplu: înmagazinează mediul fluid, permite decantarea impurităţilor, creează condiţii în vederea răcirii fluidului, constituie un suport pentru diferite elemente ale instalaţiei (de multe ori pompele sunt montate direct pe rezervor).

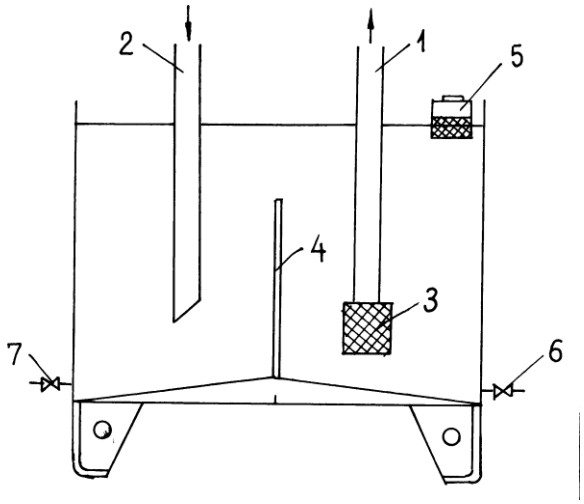


Fig.6.17

În fig. 6.17 este prezentat schematic un rezervor hidraulic. Se observă conducta de aspiraţie 1 şi conducta de refulare 2. La capătul conductei de aspiraţie avem filtrul 3. Cele două camere sunt separate de un perete deversor 4. Umplerea se face prin elementul 5 prevăzut cu filtru . Robineţii 6 şi 7 servesc la eliminarea depunerilor.

După, cum am mai spus, rezervoarele permit răcirea atât prin amestecarea lichidului din instalaţie cu lichidul din rezervor mai rece, cât şi radierea căldurii.

Ţinând cont de bilanţul termic, se poate stabili volumul necesar al rezervorului cu relaţia [8]:

$$V = \sqrt{\left(\frac{Q}{T - T_0}\right)^3} \, 10^{-3} \, \left[m^3\right], \qquad (6.12)$$

În care: T – temperatura de funcţionare stabilizat; T_0 – temperatura mediului exterior;

$$Q = 860\,(1-\eta)P\,, \qquad (6.13)$$

cantitatea de căldură degajată în sistem; P – puterea pompei exprimată în kW; η – randamentul total.

Volumul rezervorului mai poate fi stabilit cu formula:

$$V = (3.....5)Q_{P_{\max}}\,[l]\,, \qquad (6.14)$$

în care $Q_{P_{\max}}$ reprezintă debitul maxim al pompei în l / min.

6.2.4. Acumulatoare

Rolul acumulatorului într-o instalaţie hidraulică este multiplu:

- rezervor de lichid sub presiune;
- furnizor de debite mari în anumite momente;
- compensator al pierderilor de lichid şi al pierderilor volumice datorate dilatărilor.
- generator hidraulic pentru perioade scurte;
- amortizor de pulsaţii;
- absorbitor de şocuri hidraulice;
- recuperator al energiei de frânare.

Înmagazinarea energiei se poate realiza hidromecanic (acumulatoare cu greutăţi – fig. 6.18 a, cu arc – fig. 6.18 b) sau hidropneumatic. La acumulatoarele hidropneumatice gazul comprimat înmagazinează energie. În faza de descărcare, gazul se destinde evacuând lichidul. Acumulatoarele hidropneumatice pot fi cu gaz fără separaţie (fig. 6.18 c) sau cu separaţie de tip piston (fig. 6.18 d), burduf (fig. 6.18 c) sau membrană (fig. 6.18 f).

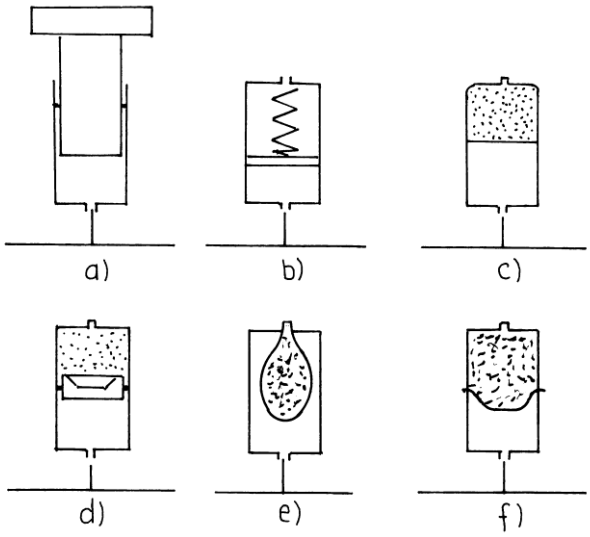


Fig. 6.18

Pentru calculul acumulatoarelor se consideră comportarea gazului politropică ($pV^n = const.$). Datorită faptului că încărcarea acumulatorului se face în timp scurt, exponentul politropic nu depăşeşte valoarea 1,1, aşa încât ipoteza transformării izoterme ($pV = const.$) nu este prea departe de adevăr.

În fig. 6.19 sunt prezentate 3 faze ale funcţionării acumulatorului [8].

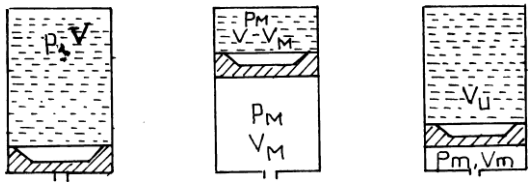


Fig. 6.19

a) Înainte de intrarea lichidului gazul ocupă întreg volumul V (considerăm volumul pistonului neglijabil) la presiunea p.

b) Lichidul refulat de pompă a ocupat volumul maxim V_M la presiunea p_M. Gazul se va afla tot la presiunea p_M ocupând volumul $V - V_M$.

c) În faza de descărcare trebuie să rămână un volum minim de lichid V_m la presiunea p_m.

Cunoscând V, p şi p_M, determinăm V_M din legea transformării izoterme:

$$V - V_M = V \frac{p}{p_M}. \qquad (6.15)$$

Deci:

$$V_M = V\left(1 - \frac{p}{p_M}\right). \qquad (6.16)$$

Scriind legea transformării izoterme pentru faza de descărcare vom avea:

$$V - V_m = V\frac{p}{p_m}, \qquad (6.17)$$

sau:

$$V_m = V\left(1 - \frac{p}{p_m}\right). \qquad (6.18)$$

Volumul util al acumulatorilor va fi dat de relaţia:

$$V_u = V_M - V_m = V\left(\frac{p}{p_m} - \frac{p}{p_M}\right). \qquad (6.19)$$

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 6

1. Sertarul este un distribuitor
   a. cilindric cu miscare de translatie ;
   b. cilindric cu miscare de rotatie ;
   c. plan cu miscare de translatie ;
   d. plan cu miscare de rotatie.

2.Droserul se utilizeaza la
a.reglarea presiunii ; b. reglarea debitului; c reglarea densitatii; d. reglarea viscozitatii.

3.Acumulatoarele nu indeplinesc functia de
a. generator hidraulic ; b, rezervor de lichid ; c. absorbitor de socuri hidraulice; d. regulator de debit.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	**a**
2	**b**
3	**d**

7. Aparatura de măsură

Din punct de vedere cantitativ, aprecierea unei mărimi fizice poate fi făcută fie prin calcul, fie prin măsurare.

Măsurarea unei mărimi fizice constă în compararea şi cu o mărime de aceeaşi natură care, în mod convenţional, constituie unitatea de măsură. Ca rezultat al măsurării se obţine un număr abstract numit valoarea numerică care ne arată de câte ori este cuprinsă unitatea de măsură în mărimea fizică respectivă. Ca urmare, o mărime fizică B se poate exprima întotdeauna printr-un produs simbolic dintre valoarea numerică b şi unitatea de măsură, β:

$$B = b\,\beta. \qquad (7.1)$$

În general, rezultatele măsurătorilor sunt afectate de erori. Astfel, dacă notăm cu b_i valoarea numerică a unei mărimi fizice, obţinută printr-o măsurătoare, i (i= 1, 2, ... n) şi cu b_0 valoarea numerică adevărată a aceleaşi mărimi fizice, definim:

- eroarea absolută:

$$\Delta B_i = (b_i - b_0)\beta = B_i - B_0; \qquad (7.2)$$

- eroarea relativă:

$$\varepsilon_i = \frac{B_i - B_0}{B_0} = \frac{b_i - b_0}{b_0}; \qquad (7.3)$$

care poate fi exprimată şi procentual, sub forma:

$$\varepsilon_i = \frac{B_i - B_0}{B_0} 100 \quad [\%]. \qquad (7.4)$$

Eroarea absolută luată cu semn contrar, reprezintă corecţia măsurătorii K_i, adică:

$$K_i = -\Delta B_i = B_0 - B_i, \qquad (7.5)$$

de unde rezultă valoarea adevărată a mărimii fizice respective sub forma:

$$B_0 = B_i + K_i. \qquad (7.6)$$

Dacă procedeul de măsurare s-a repetat de n ori, se poate calcula o valoare medie:

$$\overline{B} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} B_i, \qquad (7.7)$$

Şi o medie pătratică a erorilor:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(B_i)^2}. \qquad (7.8)$$

Eroarea de măsurare poate fi considerată ca o sumă de erori întâmplătoare, erori sistematice şi, uneori, chiar a unor greşeli (erori grosolane).

Identificarea rezultatelor afectate de erori grosolane se face prin stabilirea unui domeniu de toleranţă:

$$D = [B_{\min}, B_{\max}] = [(\overline{B} - Z\,\sigma), (\overline{B} + Z\,\sigma)], \qquad (7.1\text{-}9)$$

unde Z este un coeficient care depinde de numărul de măsurători, n (astfel, pentru n = 6, Z = 1.73 ; pentru n = 10, Z = 1.96 ; pentru n = 15, Z = 2.13).

Rezultatele măsurătorilor B_i care nu aparţin domeniului D, definit prin relaţia (7.1-9), sunt considerate erori grosolane şi ele sunt eliminate.

7.1. Aparate pentru determinarea proprietăţilor fizice ale fluidelor

Proprietăţile fizice ale fluidelor sunt caracterizate printr-o serie de mărimi fizice ca: densitatea, vâscozitatea, temperatura, coeficientul de compresibilitate izotermă, coeficientul de dilataţie izobară, căldura specifică, tensiunea superficială etc. Dintre acestea, în cele ce urmează, se vor analiza procedeele de măsurare ale densităţii şi ale vâscozităţii fluidelor.

7.1.1. Măsurarea densităţii

Pentru corpuri omogene, densitatea reprezintă masa raportată la unitatea de volum ($\rho = m/V$).

Dintre aparatele pentru măsurarea densităţii enumerăm: aerometrul, balanţa hidrostatică, tubul în formă de U.

a) Aerometrul este un plutitor având greutatea G precizată, care, într-un lichid cu densitatea cunoscută ρ_0, se cufundă până la nivelul A (fig.7.1), iar în lichidul de densitate căutată, ρ, se cufundă până la nivelul B. Utilizând ecuaţia de flotabilitate, obţinem:

$$G = \rho\, g\, V = \rho_0 g\, V_0, \qquad (7.10)$$

de unde:

$$\rho = \rho_0 \frac{V_0}{V} = \rho_0 \frac{4V_0}{4V_0 + \pi\, d^2 h} \qquad (7.11)$$

în care h reprezintă denivelarea AB, d este diametrul porţiunii cilindrice a aerometrului, iar V_0 se determină din relaţia:

$$V_0 = \frac{G}{\rho_0 g}. \qquad (7.12)$$

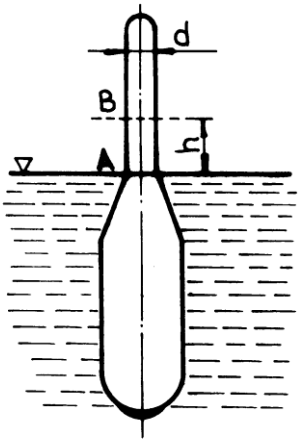


Fig.7.1

b) Balanţa hidrostatică permite determinarea densităţii unui lichid prin măsurarea forţei Arhimedice F care apare prin imersarea unui corp solid, având volumul V cunoscut. În aceste condiţii, densitatea lichidului va fi dată de relaţia:

$$\rho = \frac{F}{gV}. \qquad (7.13)$$

c) Tubul în formă de U (fig.7.2) permite determinarea densităţii ρ a unui lichid prin măsurarea înălţimilor h_0 şi h corespunzător celor două coloane de lichide, dintre care unul are densitatea ρ_0, cunoscută. Utilizând ecuaţia fundamentală a hidrostaticii, obţinem:

$$\rho g h = \rho_0 g h_0,$$

de unde, găsim:

$$\rho = \rho_0 \frac{h_0}{h}. \qquad (7.14)$$

Dacă lichidele sunt nemiscibile pot fi utilizate două vase comunicante, h_0 şi h fiind în acest caz înălţimile celor două coloane de lichid deasupra suprafeţei de separaţie.

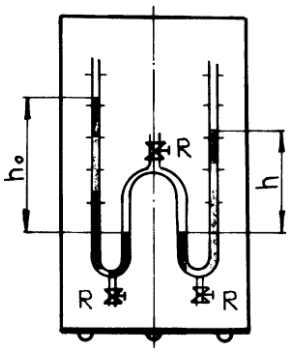


Fig.7.2

7.1.2. Măsurarea viscozităţii

Aparatele destinate măsurării viscozităţii, numite şi viscozimetre, pot fi clasificate după următoarele criterii:

a) după principiul constructive, distingem:
- viscozimetre cu bandă, care au la bază mişcarea laminară între două suprafeţe plane;
- viscozimetre cu tub capilar care se bazează pe mişcarea laminară a fluidului într-un tub capilar;
- viscozimetre cu corp căzător sau în mişcare forţată, care au la bază curgerea laminară în jurul unui corp rigid aflat în mişcare de translaţie;
- viscozimetre cu corp rotitor care au la bază mişcarea laminară din jurul unor corpuri rotitoare;
- viscozimetre cu corp oscilant care se bazează pe mişcarea nepermanentă din jurul unui corp oscilant;
- viscozimetre cu orificii de curgere, destinate de obicei, măsurării unor viscozităţi convenţionale, proporţională cu timpul de curgere a lichidului prin orificiile viscozimetrului în anumite condiţii tipizate;

b) după felul viscozităţii determinate deosebim:
- viscozimetre pentru determinarea viscozităţii dinamice;
- viscozimetre destinate determinării viscozităţii cinematice;
- viscozimetre pentru determinarea viscozităţii convenţionale.

c) după clasa lor de precizie, viscozimetrele pot fi: de laborator (cu o clasă înaltă de precizie) şi tehnice.

În sfârşit, mai trebuie subliniat că în instalaţiile industriale sunt folosite dispozitive care au ca scop atât măsurarea şi indicarea viscozităţii cât şi reglarea acesteia între anumite limite. Astfel de aparate se numesc regulatoare de viscozitate sau viscostate.

În cele ce urmează, se vor analiza principalele tipuri de viscozimetre, utilizate în practică.

a) Viscozimetre cu tub capilar

Aceste aparate sunt destinate măsurării viscozităţii dinamice η. Principiul de funcţionare al acestor viscozimetre constă în determinarea căderii de presiune Δp ce apare la curgerea fluidului, în regim laminar şi permanent, prin tubul calibrat 1 (fig. 7.3 a).

Notând cu d şi l diametrul interior al tubului şi, respective, lungimea sa, conform legii lui Hagen-Poisseuille, viscozitatea dinamică a lichidului se poate determina cu relaţia:

$$\eta = \frac{\pi d^4}{128 Q l} \Delta p , \qquad (7.15)$$

în care debitul de lichid Q este menţinut constant, iar căderea de presiune Δp poate fi determinată prin măsurarea denivelării h dintre suprafeţele libere ale lichidului din tuburile piezometrice 2:

$$\Delta p = \gamma\, h\,.$$

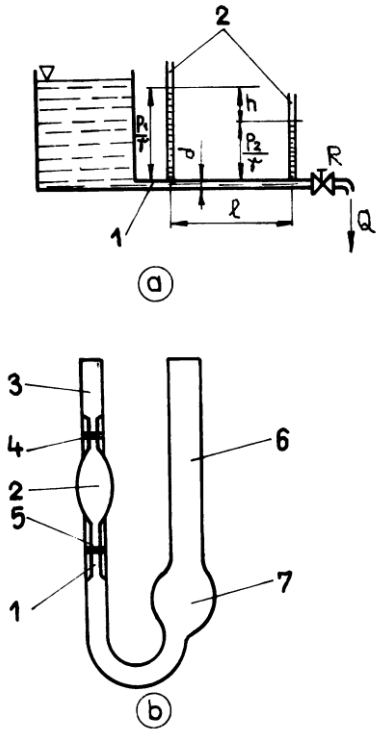


Fig. 7.3

Ca urmare, relaţia (15) devine:

$$\eta = \frac{\gamma\, \pi\, d^4 h}{128\, Q\, l}\,. \qquad (7.16)$$

Subliniem că menţinerea constantă a debitului este esenţială şi ea se realizează fie prin folosirea unor regulatoare de debit, fie prin utilizarea unor pompe volumice cu debit constant.

O variantă a acestui tip de viscozimetru îl reprezintă viscozimetrul Osrwald (fig. 7.3 b) la care curgerea laminară a lichidului are loc gravitaţional printr-un tub capilar vertical 1, având dimensiunile d = 0,4 – 0,5 mm, şi l = 10 cm.

Se umple rezervorul 7 cu lichidul de viscozitate necunoscută utilizând în acest scop o pipetă calibrată.

Se aspiră apoi lichidul în rezervorul 2, situat în tubul 3, până deasupra reperului 4 după care se cronometrează timpul t în care lichidul curge gravitaţional prin tubul capilar, între reperele 4 şi 5.

Se repetă experienţa utilizându-se de data aceasta un alt lichid de viscozitate dinamică η_0 cunoscută şi care are timpul de curgere t_0. Viscozitatea dinamică necunoscută se determină cu relaţia:

$$\eta = \eta_0 \frac{t\,\rho}{t_0\,\rho_0}, \qquad (7.17)$$

unde ρ şi ρ_0 sunt densităţile celor două lichide.

b) Viscozimetre cu corp rotitor

Viscozimetrele de acest tip măsoară viscozitatea fluidului pe vaza momentelor forţelor de frecare care acţionează asupra unui corp solid care se roteşte în masa fluidului.

În fig. 7.4 este prezentat schematic un traductor de viscozitate de acest tip; schema cuprinde: 1 – arbore conducător, 2 – disc conducător, 3 – carcasă, 4 – disc antrenat, 5 – element de etanşare, 6 – arbore antrenat. Între discul conducător 2 şi discul condus 4, apare, datorită forţelor de frecare, un moment ce se transmite prin arborele antrenat 6.

Acest moment este proporţional cu viscozitatea dinamică a fluidului, dacă turaţia arborelui conducător 1 este menţinută constantă.

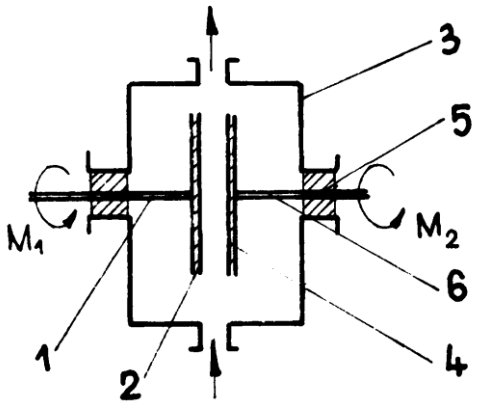


Fig.4.4

c) Viscozimetre cu corp căzător

Principiul de funcţionare al acestui tip de viscozimetre se bazează prin măsurarea rezistenţei opusă de fluid deplasării unui corp în mişcarea de translaţie.

În cazul unei bile sferice de rază r, care se deplasează uniform cu viteza v_0, rezistenţa la înaintare este dată de formula lui Stokes:

$$F = 6\pi\eta r v_0. \qquad (7.18)$$

Cel mai cunoscut viscozimetru cu corp căzător este viscozimetru Höppler, prezentat schematic în fig. 7.5; schema cuprinde: 1 – tub de sticlă specială care se umple cu lichidul de cercetat, 2 – suport prevăzut cu şuruburi de calare, 3 – tub exterior prin care circulă lichid pentru reglarea temperaturii lichidului încercat, 4 – şurub de fixare, 5 – ştuţuri, 6 – termometru, 7 – bilă căzătoare (plunger).

Tubul 1 se află înclinat faţă de verticală cu un unghi de $10^0 30'$ şi se poate roti în jurul axei O.

Determinare viscozităţii se face prin cronometrarea timpului t, de cădere a bilei 7 între cele două repere, trasate pe tubul de sticlă 1; se utilizează apoi relaţia:

$$\eta = k(\rho_b - \rho)t, \qquad (7.19)$$

unde k este constanta aparatului, iar ρ_b şi ρ sunt, respectiv, densitatea bilei şi a lichidului de încercat.

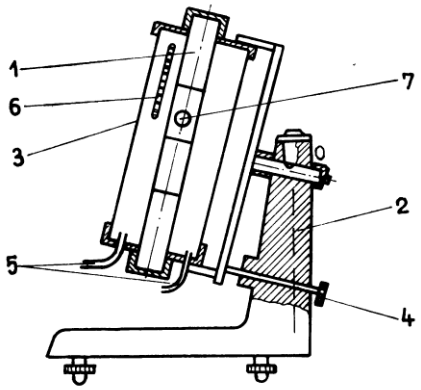


Fig. 7.5

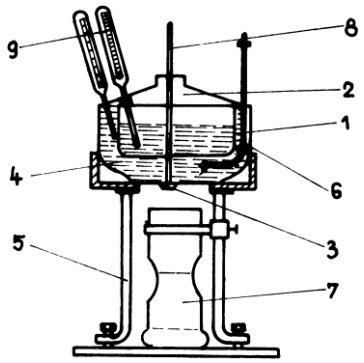


Fig. 7.6

d) Viscozimetre convenţionale

Adeseori, în practică, se foloseşte viscozitatea convenţională a fluidului care este mărimea determinată prin măsurarea timpului de curgere a unui anumit volum de lichid printr-un aparat special, în condiţii convenţional alese. Există mai multe viscozităţi convenţionale (Engler, Saybolt, Redwood, etc.) care se deosebesc atât prin condiţiile de măsurare, cât şi unităţile de măsură.

Unul din cele mai utilizate viscozimetre convenţionale este viscozimetrul Engler, prezentat schematic în fig. 7.6: 1 – vas de alamă în care se introduce lichidul a cărui viscozitate se măsoară, 2 – capac, 3 – orificiu obturat cu tija 8, 4 – baie metalică de încălzire cu rezistenţă electrică, 5 – suport prevăzut cu şuruburi de calare, 6 – agitator, 7 – balon etalonat la $200\,cm^3$, 9 – termometre.

Viscozitatea convenţională Engler – exprimată în grade Engler $\left({}^0E\right)$ - se determină ca fiind raportul dintre timpul de curgere a $200\,cm^3$ din lichidul analizat şi timpul de curgere a $200\,cm^3$ de apă distilată la $20^0 C$ prin orificiul 3.

e) Regulatoare de viscozitate

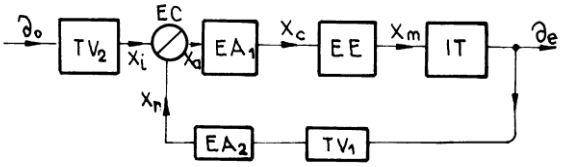


Fig. 7.7

Acestea sunt aparate mai complexe, care pe lângă măsurarea vâscozităţii au rolul de a regla, între anumite limite impuse, viscozitatea fluidului de lucru.

De exemplu, astfel de regulatoare sunt utilizate la bordul navelor pe circuitul de alimentare cu combustibil greu al motorului principal al navei.

Instalaţiile de reglare a viscozităţii lichidelor au structura clasică a sistemelor automate. Elementul lor de bază îl constituie traductorul de viscozitate TV_1 care realizează conversia viscozităţii într-o mărime mecanică (deplasare, moment, forţă, diferenţă de presiune) care, la rândul ei, este folosită ca semnal de reacţie, x_r, în elementul de comparaţie E.C. (fig. 7.7). Mărimea de intrare υ_0 este dată de valoarea prescrisă a viscozităţii care, înainte de a intra E.C. este convertită de către traductorul TV_2 într-o mărime x_i, de aceeaşi natură cu x_r. Semnalul de eroare x_a este amplificat de către elementul de amplificare EA, obţinându-se semnalul de comandă ce acţionează elementul de execuţie EE. Modificarea viscozităţii fluidului se realizează prin încălzirea sa la o temperatură corespunzătoare viscozităţii prescrise, utilizându-se în acest scop încălzitoare (cu abur sau electrice) notate pe schemă cu IT (instalaţie tehnologică).

Mărimea de comandă acţionează prin intermediul elementului de execuţie, EE, asupra instalaţiei tehnologice, care reglează viscozitatea, prin modificarea debitului de abur, modificarea numărului de rezistenţe electrice etc.

7.2. Aparate de măsură a nivelului lichidelor

Măsurarea nivelului lichidelor aflate în rezervoare, bazine etc., se face cu aparate speciale numit nivelmetre şi ele pot fi simple indicatoare sau pot avea şi funcţii de înregistrare şi de reglare.

În cele ce urmează se vor descrie cele mai simple indicatoare de nivel.

a) Sticla de nivel, constituie un tub de sticlă 1 sau din alt material transparent, montat prin două racorduri 2, cu sau fără robinet, în care se observă nivelul lichidului vaselor comunicante (fig. 7.8 a). În cazul în care presiunea din vas este între 1 – 12 bar, tubul, confecţionat din sticlă rezistentă, este prevăzut cu montură metalică. Pentru presiuni mai mari se utilizează:

- plăci de sticlă specială, montate direct pe peretele recipientului la diferite înălţimi ale acestuia;

- tub metalic netrasparent 1, (fig. 7.8 b), în care se află un corp plutitor 2, care, la rândul său, deplasează magnetic corpul plutitor 3 în tubul transparent, exterior 4.

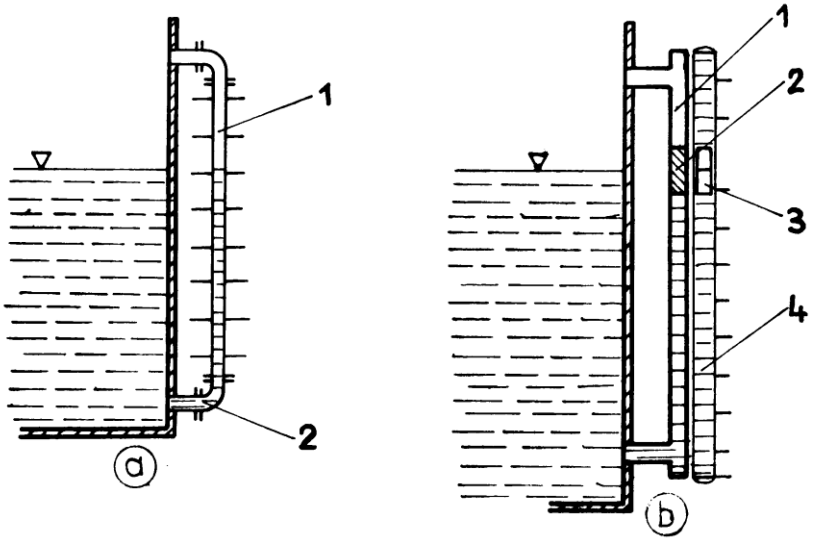


Fig. 7.8

b) Indicatorul de nivel cu plutitor, are ca parte principală un plutitor 1 (fig. 7.9 a), situat în interiorul recipientului aflat în legătură cu elementul indicator 2, situat în tubul exterior 3. pentru presiuni şi temperaturi mari ($p \leq 25\,bar$ şi $t \leq 400^0$), tija plutitorului antrenează magnetic un al doilea plutitor aflat într-un tub transparent exterior.

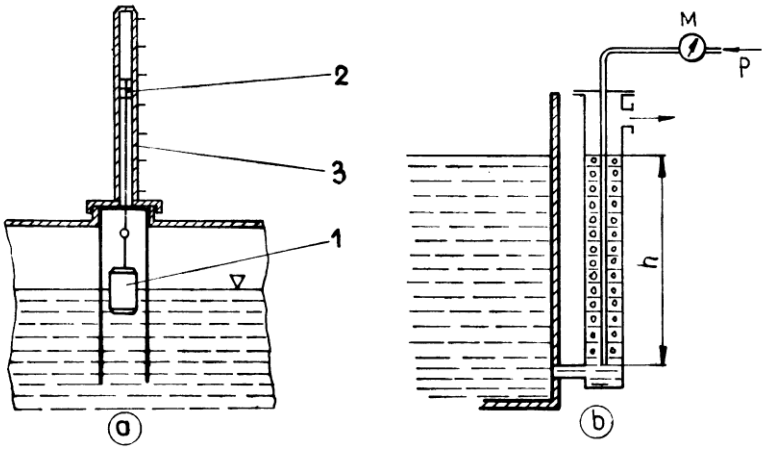


Fig. 7.9

c) Indicatorul de nivel prin barbotare cu gaz, are ca parte constructivă de bază un tub prin care trece cu viteză mică şi constantă un gaz (de obicei aer sau azot) a cărui presiune relativă, p, este indicată de un

manometru sensibil (fig. 7.9 b). Ca urmare, în baza ecuaţiei fundamentale a hidrostaticii, vom obţine nivelul h al lichidului din rezervor:

$$h = \frac{p}{\gamma}, \qquad (7.20)$$

unde $\gamma = \rho g$ este greutatea specifică a lichidului din rezervor.

d) Indicatorul de nivel cu traductor capacitiv, are ca element sensibil un conductor circular din cupru care este introdus în masa lichidului. În funcţie de adâncimea lichidului din vas, capacitatea traductorului variază, ea fiind măsurată cu ajutorul unei punţi de măsură.

7.3. Aparate de măsură a presiunilor

Aparatele destinate măsurării presiunilor se pot clasifica după două criterii de bază şi anume: a) după felul presiunii măsurate şi b) după principiul de funcţionare.

a) După modul de alegere a punctului zero, presiunile pot fi: absolute, când sunt raportate la vidul total (zero absolut) şi relative când sunt raportate la presiunea atmosferică normală (zero relativ). Între cele două presiuni există întotdeauna relaţia de legătură:

$$p_{abs} = p_0 + p_{rel}, \qquad (7.21)$$

unde p_0 este presiunea atmosferică normală $(p_0 = 101325\ Pa)$.

Spre deosebire de presiunile absolute care sunt întotdeauna pozitive, presiunile relative pot fi pozitive sau negative, după cum presiunea absolută corespunzătoare este mai mare sau mai mică decât presiunea atmosferică.

Ca urmare, după felul presiunii măsurate distingem:

- barometre care măsoară presiuni absolute;
- manometre care măsoară presiuni relative pozitive, motiv pentru care aceste presiuni se mai numesc şi presiuni manometrice;
- vacuummetre care măsoară presiuni relative negative, care, în valoare absolută se numesc presiuni vacuummetrice $(p_V = -p_{rel}\ cu\ p_{rel} < 0)$;
- Manovacuummetre care pot măsura atât presiuni manometrice cât şi presiuni vacuummetrice.

b) După principiul de funcţionare distingem:

- aparate de lichid la care presiunea măsurată este compensată de presiunea exercitată de o coloană de lichid;
- aparate cu element elastic la care presiunea măsurată produce deformarea în limite elastice a unui element (tub curbat, membrană, burduf);
- aparate cu traductori care, la rândul lor, pot fi: termici, pneumatici sau electrici.

7.3.1. Aparate cu lichid

Aparatele cu lichid sunt aparate simple a căror funcţionare se bazează pe echilibrarea presiunii măsurate cu presiunea statică a unei coloane de lichid; sunt utilizate pentru măsurarea presiunilor, sau a diferenţelor de presiune de cel mult 1 bar.

Ca lichide sunt utilizate: mercurul, alcoolul etilic, apa şi tetraclorura de carbon. În alegerea lichidului trebuie să se ţină seama de următoarele condiţii de bază: densitatea sa trebuie să fie mai mare decât cea a fluidului a cărui presiune se măsoară; cele două fluide trebuie să fie nemiscibile şi să nu interacţioneze chimic.

În cele ce urmează, vom analiza câteva variante constructive ale acestui tip de aparate destinate măsurării presiunilor.

a) Aparatul cu tub deschis (piezometrul) care este format dintr-un tub transparent racordat cu un capăt la recipientul a cărei presiune se măsoară, celălalt capăt fiind deschis, în contact cu atmosfera (fig. 7.10).

Aparatul poate funcţiona atât ca manometru cât şi ca vacuummetru.

În cazul manometrului, presiunea manometrică a lichidului din rezervor, în punctul A (p_A), se obţine scriind ecuaţia fundamentală a hidrostaticii în planul orizontal N-N (fig. 7.10 a):

$$p_A + \gamma h = \gamma_0 H, \qquad (7.22)$$

sau

$$p_A = \gamma_0 H - \gamma h, \qquad (7.23)$$

unde γ este greutatea specifică a lichidului din rezervor, iar γ_0 este greutatea specifică a lichidului din tub.

Când funcţionează ca vacuummetru (fig. 7.10 b) presiunea relativă din punctul A se determină cu relaţia:

$$p_A = -\gamma h - \gamma_0 H, \qquad (7.24)$$

şi presiunea vacuummetrică din A va fi:

$$p_{VA} = |p_A| = \gamma h + \gamma_0 H. \qquad (7.25)$$

Dacă în rezervor se găseşte un gaz a cărui greutate specifică este neglijabilă în raport cu greutatea specifică a lichidului din tub ($\gamma < \gamma_0$), relaţiile (7.23) şi (7.24) devin:

$$p_A = \gamma_0 H, \qquad (7.26)$$

şi, respectiv

$$p_A = -p_{VA} = -\gamma_0 H. \qquad (7.27)$$

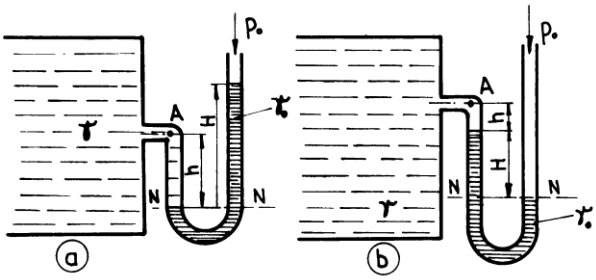


Fig. 7.10

b) Manometru diferenţial este utilizat la măsurarea diferenţei de presiune dintre două vase ce conţin lichide, care pot fi diferite. El reprezintă de fapt un tub de sticlă de forma U, răsturnat, care se racordează la cele două rezervoare (fig. 7.11) prin intermediul robineţilor R_1 şi R_2.

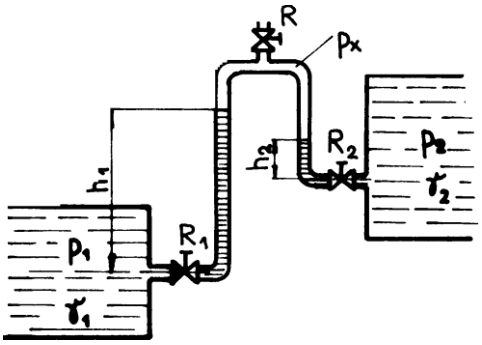


Fig. 7.11

Cu ajutorul robinetului R se reglează presiunea p_x a aerului situat deasupra coloanelor de lichid, de înălţime h_1 şi h_2, din cele două ramuri ale tubului. În baza ecuaţiei fundamentale a hidrostaticii, vom putea scrie relaţia

$$p_x = p_1 - \gamma_1 h_1 = p_2 - \gamma_2 h_2, \qquad (7.28)$$

De unde, obţinem:

$$p = p_1 - p_2 = \gamma_1 h_1 - \gamma_2 h_2, \qquad (7.29)$$

în care γ_1 şi γ_2 sunt greutăţile specifice ale celor două lichide.

c) Micromanometrul cu tub înclinat (fig. 7.12) se utilizează pentru măsurarea presiunilor mici (până la $0.1Pa$) sau a diferenţelor mici de presiune. Este format din rezervorul 1 şi dintr-un tub transparent înclinat faţă de orizontală cu unghiul α, modificabil cu ajutorul dispozitivului 3. Iniţial, nivelul liber al lichidului din rezervor ocupă poziţia N_1. După cuplare, datorită presiunii p, nivelul liber va coborî în rezervor cu Δh şi, concomitent, va urca în tubul transparent cu distanţa l , măsurată pe direcţia tubului.

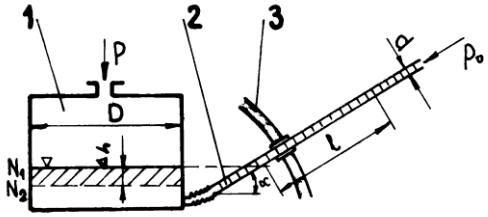


Fig. 7.12

Presiunea p se va determina cu relaţia:

$$p = (\Delta h + l \sin \alpha)\gamma \qquad (7.30)$$

sau, ţinând seama de egalitatea volumelor:

$$\frac{\pi D^2}{4} \Delta h = \frac{\pi d^2}{4} l ,$$

obţinem:

$$p = l \gamma \left(\frac{d^2}{D^2} + \sin \alpha \right) \qquad (7.31)$$

unde γ este greutatea specifică a lichidului din aparat.

De obicei, diametrul tubului este mult mai mic decât diametrul rezervorului ($d \le D$) şi, în consecinţă, raportul d / D este neglijabil, relaţia (11) luând forma:

$$p = \gamma l \sin \alpha . \qquad (7.32)$$

d) Micromanometrele cu lichid de construcţie specială se utilizează la gaze, pentru măsurarea diferenţelor mici de presiune. Variaţia presiunii sau a diferenţei de presiune produce modificarea poziţiei bulei de lichid nemiscibil 3 aflată în tubul transparent 2 (fig. 7.13). Numărul diviziunilor cu care trebuie rotit şurubul micrometric 4 pentru a reduce bula în poziţia iniţială, indică, pe baza unei etalonări, variaţia de presiune.

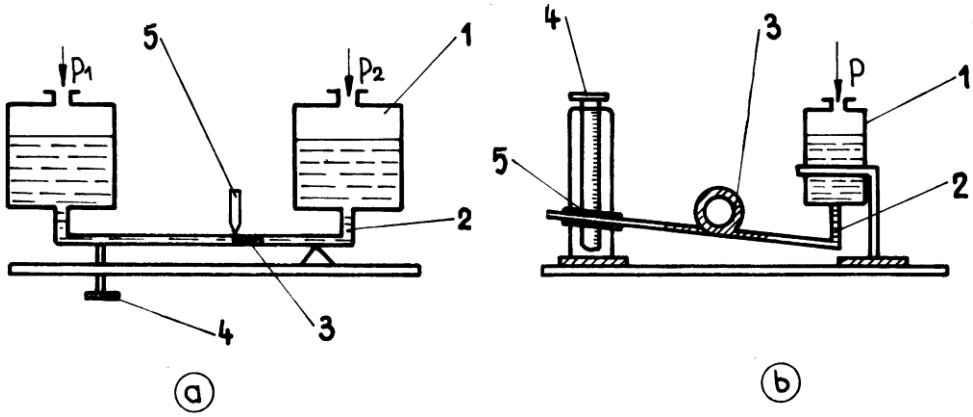


Fig. 7.13

În fig. 7.13 sunt prezentate două variante constructive ale acestui tip de aparat: 1 – rezervor cu lichid; 2 – tub de sticlă, 3 – bulă cu lichid nemiscibil, 4 – şurub micrometric, 5 – reper.

7.3.2. Aparate cu elemente elastice

Manometrele cu elemente elastice, numite şi manometre mecanice, sunt aparate cu o mare fiabilitate , utilizate pentru măsurarea presiunilor în domenii foarte largi. Principiul lor de funcţionare constă în deformarea unor elemente elastice 1 (burduf, membrană sau tub Bourdon). Această deformare proporţională cu presiunea măsurată, p, (fig. 7.14) este amplificată şi transmisă printr-un sistem de pârghii 2 la acul indicator 3 care va indica presiunea pe scala gradată 4. Revenirea la poziţia zero se face sub acţiunea resortului 5.

Domeniile de presiuni recomandate sunt:

- pentru manometre cu burduf (fig. 7.14 a) între 0.5 Pa şi 0.5 MPa;
- pentru manometre cu membrană (fig. 7.14 b): până la 3MPa;
- pentru manometre cu tub Bourbon (fig. 7.14 c) până la 300 MPa.

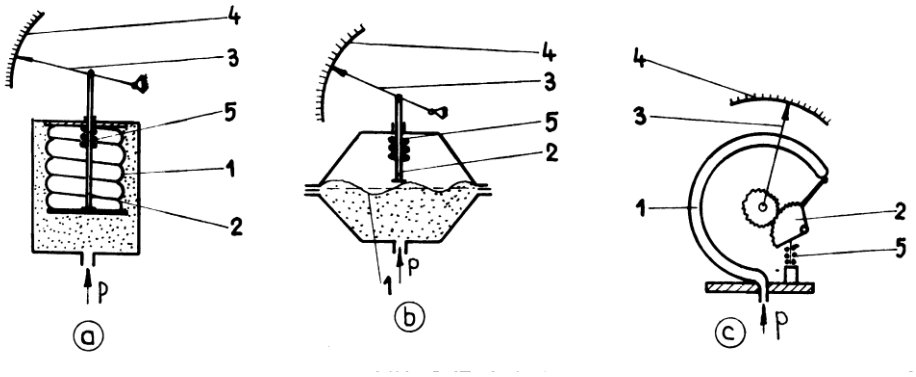


Fig. 7.14

7.3.3. Aparate cu traductori

Aceste aparate se compun dintr-un element sensibil, asupra căruia acţionează presiunea, şi un traductor care converteşte semnalul furnizat de elementul sensibil într-o altă mărime fizică. Aceasta este transmisă unui aparat de măsură care, în prealabil, a fost etalonat. În general, traductorii pot fi: termici, pneumatici sau electrici.

Aparatele cu traductori electrici pot fi utilizate la măsurarea presiunilor mari sau care variază rapid în condiţiile de temperatură ridicată.

Aparatele cu traductori pneumatici sunt utilizate în general pentru măsurarea presiunilor în medii explozive, ele permiţând şi transmiterea informaţiei la distanţă.

7.4. Aparate de măsură a vitezelor

Viteza de deplasare a unui fluid poate fi determinată fie ca valoare locală, fie ca valoare medie pe secţiunea de curgere.

Pentru determinarea vitezelor locale, se folosesc aparate numite anemometre, având diferite principii de funcţionare. Cele mai utilizate sunt: tubul Pitot-Prandl, anemometre mecanice, anemometre termice, anemometre cu laser.

Pentru determinarea vitezei medii pe secţiunea de curgere se utilizează relaţia:

$$v_m = \frac{1}{A}\int_A v\,dt = \frac{Q}{A}, \qquad (7.33)$$

care presupune fie cunoaşterea distribuţiei de viteze în punctele secţiunii de curgere A – care poate fi determinată prin măsurarea vitezei locale într-o reţea de puncte ale secţiunii de curgere – fie cunoaşterea debitului – care poate fi măsurat prin metode specifice ce vor fi prezentate ulterior.

În cele ce urmează sunt prezentate principalele tipuri de anemometre.

7.4.1. Tubul Pitot-Prandtl

Tubul Pitot-Prandtl se bazează pe transformarea energiei cinetice a particulei de fluid în energie potenţială de presiune, în puncte în care viteza acestuia se anulează (puncte de stagnare).

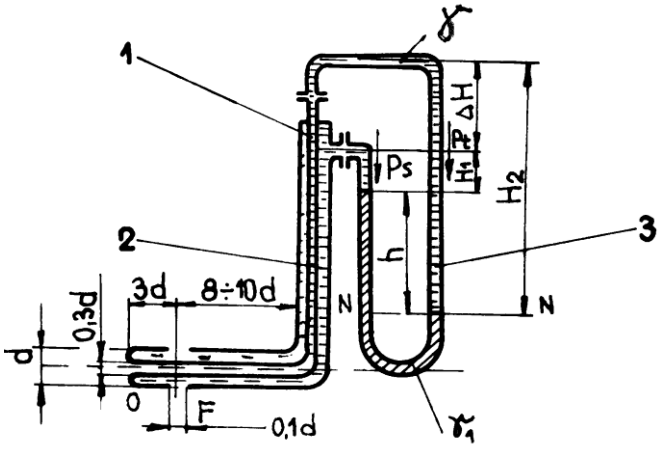


Fig. 4.15

Tubul Pitot-Prandtl este format din două tuburi în formă de L (fig. 7.15). Tubul interior 1 comunică cu fluidul prin orificiul 0 a cărui suprafaţă este dispusă normal pe direcţia de curgere, iar spaţiul dintre cele două tuburi 2 comunică cu fluidul prin fantele laterale F. La capătul celălalt, tubul Pitot-Prandtl este racordat la un manometru diferenţial 3, în formă de U, în care se găseşte un lichid cu greutatea specifică γ_1.

Conform ecuaţiei lui Bernoulli, în punctele orificiului frontal 0, viteza fluidului devenind nulă, se va manifesta presiunea totală (p_t) care se va transmite prin tubul interior 2 la braţul din dreapta al manometrului diferenţial. În dreptul fantelor laterale F, viteza fluidului fiind v se va manifesta presiunea statică (p_s) care se transmite la braţul din stânga al manometrului. Diferenţa dintre cele două presiuni reprezintă presiunea dinamică (p_d):

$$p_d = \frac{\rho v^2}{2} = p_t - p_s\,, \qquad (7.34)$$

de unde obţinem viteza fluidului v:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_t - p_s)}\,, \qquad (7.35)$$

unde ρ este densitatea fluidului a cărui viteză se măsoară.

Pe de altă parte, aplicând ecuaţia fundamentală a hidrostaticii în planul N-N (fig. 7.15), vom scrie:

$$p_t + \gamma H_2 = p_s + \gamma_1 h + \gamma H_1\,, \qquad (7.36)$$

de unde, ţinând seama că:

$$H_2 = h + \Delta H + H_1\,, \qquad (7.37)$$

obţinem:

$$p_t - p_s = \gamma_1 h - \gamma(h + \Delta H) = h(\gamma_1 - \gamma) - \gamma\Delta H\,, \quad (4.4\text{-}6)$$

cu care viteza fluidului devine:

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho}\left[h(\gamma_1 - \gamma) - \gamma\Delta H\right]} = \sqrt{\frac{2g}{\rho}\left[h(\rho_1 - \rho) - \rho\Delta H\right]}\,. \qquad (7.38)$$

Pentru ΔH suficient de mici $(\Delta H \cong 0)$, putem scrie:

$$v = \sqrt{2gh\frac{\rho_1 - \rho}{\rho}}\,, \qquad (7.39)$$

care în cazul gazelor $\rho << \rho_1$, devine:

$$v = \sqrt{2gh\frac{\rho_1}{\rho}} = k\sqrt{h}\,. \qquad (7.40)$$

Subliniem că pentru a se reduce erorile de măsurare este necesar ca prezenţa tubului Pitot-Prandtl să perturbe cât mai puţin curgerea. Ca urmare, este necesar să se respecte următoarele reguli de bază:

- tubul se orientează cu axa sa paralel cu direcţia de curgere, astfel încât suprafaţa orificiului O să fie perpendiculară pe viteza fluidului;
- între diametrul conductei D şi diametrul d al tubului Pitot-Prandtl trebuie să existe raportul $D/d \geq 50$;
- montarea tubului trebuie să se facă la o distanţă de cel puţin 50 D de orice pierdere locală de sarcină (capătul conductei, coturi, robineţi etc.).

7.4.2. Anemometre mecanice

Principiul de funcţionare al acestor aparate se bazează pe dependenţa dintre viteza fluidului şi viteza de rotaţie a unui rotor plasat în fluid. Anemometrele de acest tip sunt calibrate şi ele necesită verificări periodice, deoarece frecările care apar în lagărul rotorului pot să varieze în timp producând erori de măsurare. Aparatul poate fi cuplat cu un contor-numărător permiţând astfel determinarea debitului mediu într-un interval de timp oarecare.

7.4.3. Anemometre termice

Funcţionarea acestor aparate se bazează pe dependenţa existentă între viteza curentului de fluid şi intensitatea schimbului de căldură dintre un conductor de dimensiuni foarte mici şi fluidul în mişcare. Distingem: a) anemometre cu curent electric constant, în care temperatura conductorului variază în funcţie de viteză, modificându-se astfel rezistenţa care este apoi măsurată într-un montaj punte; b) anemometre cu temperatură constantă, la care temperatura conductorului se menţine constantă (deci şi rezistenţa sa electrică) prin varierea intensităţii în funcţie de viteza curentului de fluid.

Anemometrul cu fir cald permite măsurarea vitezelor sau a fluctuaţiilor de viteză. Sonda aparatului (fig. 7.16 a) cuprinde elementul sensibil care este un fir cilindric 1 de tungsten, platină sau aliaj de platină cu 10 – 20% iridiu. Pentru viteze mari se preferă firul de tungsten cu diametru $2-4\mu m$ care are avantajul rezistenţei mecanice mai mari dar şi dezavantajul sudării dificile pe suporţii 2.

Firul de platină poate avea dimensiuni mai mici $(1\mu m)$ şi este învelit într-o cămaşă de argint $10-20\mu m$. Cu 3 am notat corpul sondei. Există diferite tipuri de sonde care se diferenţiază prin modul de montare a firului sensibil pe suporţi. Distingem: sonde cu fir normal: (dispus perpendicular pe direcţia de curgere medie), sonde cu fir înclinat (unghiul de înclinare faţă de direcţia curgerii medii fiind de obicei $\alpha = 45^0$), sonda în formă de x (formată din două fire dispuse în plane perpendiculare).

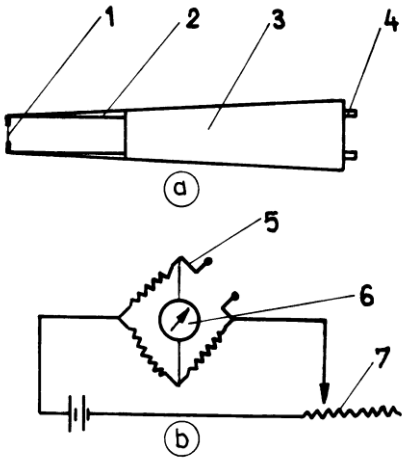


Fig. 7.16

Prin intermediul legăturilor electrice 4 sonda se intercalează într-o punte Wheatstone 5, în care se constituie ce de-a patra rezistenţă (fig. 7.16-b). Celelalte trei rezistenţe sunt constante şi sunt realizate din materiale având un coeficient mic de temperatură. Firul sensibil, introdus în curentul de fluid este încălzit electric, menţinând la o valoare constantă fie intensitatea curentului, fie temperatura firului.

În această ultimă variantă puntea este permanent echilibrată prin reglarea automată a rezistenţei variabile 7 montată în serie cu puntea.

Intensitatea curentului este variată astfel încât temperatura firului să se menţină constantă, ea devenind astfel o măsură a vitezei fluidului care poate fi determinată cu ajutorul galvanometrului 6, etalonat în unităţi de viteză.

Firul cald prezintă o serie de neajunsuri dintre care cele mai neimportante sunt: poate fi rupt cu uşurinţă prin lovituri mecanice; colectează depuneri de praf şi particule de ulei care pot modifica curba de etalonare; nu este potrivit pentru lichide în special cele cu conductivitate electrică ridicată.

Aceste dezavantaje sunt parţial eliminate de sonda cu film cald care reprezintă o mică suprafaţă de nichel (de aprox. 0.3/1 mm) cu o grosime extrem de mică. De fapt acest film reprezintă un strat de depunere pe un substrat de sticlă sau cuarţ izolator.

7.4.4. Aparate optice

Instrumentele de măsură optice de determinare a vitezei au marele avantaj de a nu perturba curgerea prin prezenţa în masa fluidului aflat în mişcare a unui corp solid reprezentând elementul sensibil. Însă problema esenţială a sistemelor optice de măsură este aceea de a se obţine un spaţiu de rezoluţie acceptabil şi, în acelaşi timp, de a furniza un semnal electric de ieşire care să poată fie uşor amplificat.

Dintre procedeele optice cel mai utilizat este anemometrul cu laser, bazat pe efectul Doppler. În esenţă, principiul său de funcţionare este

următorul: raza laser străbătând fluidul în mişcare este împrăştiată de particulele solide, aflate în suspensie în fluid (praf, fum). Frecvenţa luminii împrăştiate depinde de viteza particulelor transportate de fluid, modificarea frecvenţei fiind corelată cu viteza acestora, ceea ce constituie de fapt, efectul Doppler.

7.5. Măsurarea debitelor

Debitul constituie un parametru deosebit de important în funcţionarea instalaţiilor ce folosesc ca agenţi de lucru fluidele.

Principalele metode de determinare a debitelor pot i grupate astfel: metode volumetrice; metode bazate pe strangularea secţiunii curentului (diafragme, duze, ajustaje Venturi etc.); metode bazate pe explorarea câmpului de viteze în secţiunea de curgere prin utilizarea unor aparate de măsură a vitezei locale (tub Pitot-Prandt, anemometru cu fir sau film cald etc.); metode electromagnetice; metode de diluţie; metode cu ultrasunete etc.

În tabelul 7.1 sunt prezentate domeniile de utilizare a diferitelor tipuri de debitmetre după STAS 9280-75.

Table 7.1

Tipul debitmetrului	Domeniul de utilizare		Observaţii
	Domeniul de măsurare	Precizia informativă	
Diafragmă	$5\,10^3.....10^7\ \mathrm{Re}_D$	$\pm\ 0{,}5.....1$	$\mathrm{Re}_D = \frac{vD}{\upsilon}$; unde: D – diametrul interior al conductei; v – viteza medie în secţiunea de curgere; υ - viscozitatea cinematică.
Ajustaj	$2\,10^4.....10^7\ \mathrm{Re}_D$	± 1	
Tub Venturi	$2\,10^4.....10^7\ \mathrm{Re}_D$	$\pm\ 0{,}5.....1$	
Tub Pitot-Prandlt	$v_i < 180\ m/s$	$\pm\ 1.....2{,}5$	v_i - viteza locală.
Anemometru cu fir cald	$v_i = 0{,}3.....50\ m/s$	$\pm\ 0{,}1.....0{,}5$	“
Rotametru	$3.....30\ m^3/h$	$\pm\ 2{,}5$	

Debitmetru ultrasonic	$0{,}002.....0{,}3 m^3/s$	$\pm$ 0,5.....2	
Contor cu membrană	$0{,}05.....600\, m^3/h$	$\pm$ 3	
Contoare rotative	$70.....3000\, m^3/h$	$\pm$ 1	
Debitmetru cu ionizare	$0{,}001.....01 m^3/s$	$\pm$ 2.....5	

7.5.1. Metode volumice

Metoda rezervorului etalonat constă în măsurarea volumului de lichid V care curge într-un interval de timp măsurat, t, într-un recipient etalonat. Debitul este dat de relaţia:

$$Q = \frac{V}{t}. \qquad (7.41)$$

În cadrul acestei metode, mai sunt utilizate şi contoarele volumice care, în principiu, sunt formate din două sau mai multe camera cu volum cunoscut, umplute succesiv cu lichid. Volumul total este determinat de numărul de umpleri al acestor camere.

7.5.2. Metode bazate pe strangularea secţiunii curentului de

În principiu, aceste metode se bazează pe faptul că, prin strangularea secţiunii de curgere, apare o diferenţă între presiunea din amonte şi cea din aval de strangulare care depinde de viteza curentului şi, implicit de debit. De fapt, pe baza acestui principiu orice rezistenţă locală poate fi utilizată în măsurarea debitului.

În mod frecvent, pentru determinarea debitului în conducte, se utilizează diafragme, duze şi tubul Venturi, iar în canale se folosesc deversoare şi canalul Venturi.

a) Tubul Venturi (venturimetrul) este alcătuit dintr-un tub conic convergent 1 continuat cu un tub conic divergent 2 şi este prevăzut cu prize de presiune la care sunt racordate tuburile piezometrice 3 sau un alt manometru diferenţial (fig. 7.17 a). Tubul se intercalează pe conducta 4 a cărei debit se determină.

Scriind ecuaţia lui Bernoulli pentru un fluid ideal între punctele 1 şi 2 situate în secţiunea de intrare de arie A_1 şi, respective, în secţiunea minima de arie A_2, obţinem:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}, \qquad (7.42)$$

căci cotele celor două puncte sunt egale, iar v_1 şi v_2 sunt viteze fluidului în punctele considerate.

Ţinând cont de ecuaţia de continuitate:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 , \qquad (7.43)$$

obţinem:

$$\frac{v_2^2}{2g}\left(1-\frac{A_2}{A_1}\right)^2 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}, \qquad (7.44)$$

sau:

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1-\frac{A_2^2}{A_1^2}}}\sqrt{2g\,\frac{p_1 - p_2}{\gamma}} . \qquad (7.45)$$

De unde obţinem debitul teoretic sub forma:

$$Q = A_2 v_2 = \frac{A_2}{\sqrt{1-m^2}}\sqrt{2g\,\frac{p_1 - p_2}{\gamma}} = \frac{A_2}{\sqrt{1-m^2}}\sqrt{2g\,h} , \qquad (7.46)$$

unde:

$$m = \frac{A_2}{A_1}, \qquad (7.47)$$

se numeşte coeficient de strangulare, iar h reprezintă diferenţa dintre cotele nivelelor libere ale lichidului din tuburile piezometrice 3. În cazul unui fluid real debitul se determină cu relaţia:

$$Q = \mu A_2 \sqrt{2g\,\frac{p_1 - p_2}{\gamma}} = \mu A_2 \sqrt{2g\,h}, \qquad (7.48)$$

unde coeficientul de debit μ ia în considerare atât construcţia debitului m, cât şi pierderile de sarcină care apar.

Pentru venturimetrele standardizate, în literatura de specialitate sunt date diagrame din care se pot obţine valorile coeficientului de debit μ în funcţie de numărul Reynolds $\left(\mathrm{Re}_D = \frac{vD}{\upsilon}\right)$, pentru diferite valori ale coeficientului de contracţie m [1, 10].

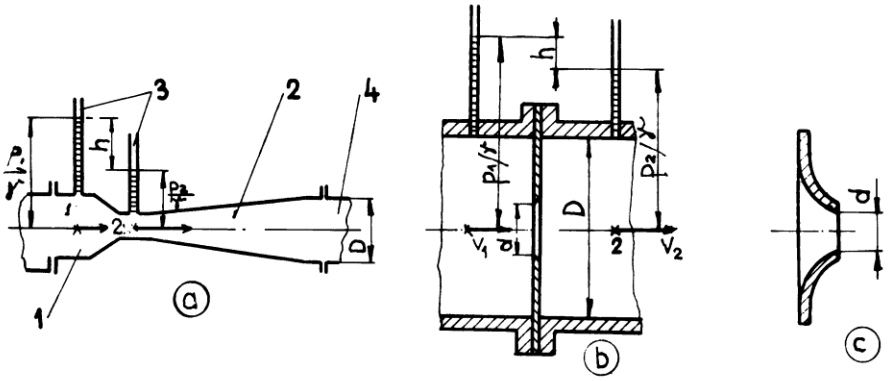


Fig. 7.17

b) Diafragma (fig. 7.17 b) reprezintă un disc cu un orificiu central, cu diametrul mai mic decât cel al conductei $(d < D)$, care se montează coaxial pe traseul conductei, între două flanşe. Căderea de presiune este:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = h, \qquad (7.49)$$

Se măsoară cu două tuburi piezometrice sau cu un manometru diferenţial. Debitul se calculează tot cu relaţia (8), coeficienţii de debit μ determinându-se pentru diafragmele standardizate cu autorul unor diagrame în funcţie de coeficientul de strangulare m şi de numărul $\mathrm{Re}_D[1,10]$.

c) Ajustajul (fig. 7.17 c) înlocuieşte diafragma. Având intrarea profilată se reduc pierderile de sarcină şi, în consecinţă, coeficientul de debit μ al ajustajului va fi mai mare decât cel al diafragmei.

Debitul se calculează cu aceeaşi relaţie (8), iar coeficientul de debit μ se determină din diagramă în funcţie de m şi de Re_D.

Trebuie subliniat faptul că, indiferent de tipul aparatului (tubul Venturi, ajustaj sau diafragmă), condiţiile de montare influenţează foarte mult precizia măsurării, conducând până la erori de 50% în cazul unei centrări defectuare a aparatului.

De asemenea, dispozitivele de strangulare trebuie să se monteze pe o porţiune dreaptă de conductă, avându-se în vedere că atât în amonte cât şi în aval de aparat, să nu existe pierderi locale de sarcină pe o distanţă de cel puţin $(1 \div 25D)$.

d) **Deversorul** permite determinarea debitului curenţilor cu faţa liberă. Deversorul, fig. 7.18 este un perete vertical cu muchie ascuţită care barează curentul de lichid şi peste care apa deversează.

El se poate întinde pe toată lăţimea canalului (în care caz este numit fără contracţie laterală) sau se poate monta un deversor numai pe o parte din lăţimea canalului (vâna de fluid prezentând în acest caz o contracţie laterală).

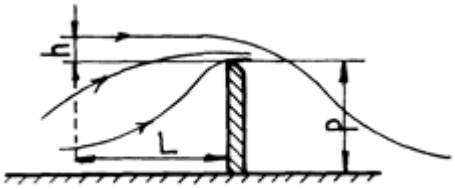


Fig. 7.18

Pentru un deversor dreptunghiular debitul se exprimă în funcţie de înălţimea h a lichidului deasupra crestei deversorului. Această înălţime se măsoară la o distanţă $L \geq 3h_{\max}$ în amonte de creasta deversorului, cu ajutorul unui limnimetru cu ac, cu un plutitor sau prin alte metode. Pentru un deversor dreptunghiular, debitul se va calcula cu relaţia:

$$Q = \frac{2}{3}\mu b h \sqrt{2gh}, \qquad (7.50)$$

unde b este lăţimea deversorului iar μ este coeficientul de debit pentru calculul căruia există o serie de relaţii stabilite de diverşi autori [6], dintre care cea mai cunoscută este cea a lui Bazin:

$$\mu = \left(0{,}6075 + \frac{0{,}0045}{h}\right)\left[1 + 0{,}55\left(\frac{h}{h+p}\right)^2\right]. \qquad (7.51)$$

Pentru deversoare de alte forme(triunghiular, trapezoidal), debitul se obţine utilizând reprezentarea grafică a dependenţei $Q = f(h)$ numită caracteristica de debit a deversorului [6].

e)Canalul Venturi este un canal cu fundul plat, ai cărui pereţi laterali formează un ajustaj convergent-divergent. El permite determinarea debitelor utilizând relaţia:

$$Q = \mu\left(\frac{2}{3}\right)^{3/2} b\,h\sqrt{2g\,h}\,, \qquad (7.52)$$

unde μ este coeficientul de debit ce depinde de gradul de strangulare şi de viteză. Pentru evaluări aproximative se poate adopta $\mu = 1$.

7.5.3. Metode bazate pe explorarea câmpului de viteze din secţiunea de curgere

Aceste metode se bazează pe măsurarea vitezelor locale în secţiunea de curgere, utilizându-se în acest scop tuburi Pitot-Prandtl, morişti hidraulice, sonde cu fir sau film cald.

În conductele circulare este suficient să se determine distribuţia vitezelor după două diametre perpendicular într-o secţiune de curgere aleasă pe o porţiune dreaptă de conduct şi cât mai îndepărtată de pierderi locale de sarcină. Efectuarea acestor măsurători permite reprezentarea grafică a dependenţei v(r), unde r este raza punctului în care s-a făcut măsurătoarea vitezei locale. Debitul se determină calculând integrala:

$$Q = \int_0^{D/2} v(r)\,2\pi\,r\,dr\,. \qquad (7.53)$$

În râuri şi canale, unde construcţia unui deversor nu este posibilă, se utilizează metoda integrării grafice. Pentru alegerea punctelor de măsură se reprezintă la scară secţiunea albiei, punctele de măsură situându-se pe vertical, a căror număr depinde de mărimea şi forma secţiunii. Se recomandă ca numărul punctelor de măsură, n, să satisfacă relaţia:

$$14\sqrt{S} < n < 25\sqrt{S}\,, \qquad (7.54)$$

unde S reprezintă aria secţiunii albiei, exprimată în m^2.

După efectuarea măsurătorilor de viteze locale, debitul se obţine prin calculul grafic al integralei:

$$Q = \iint v\, d\, S\,. \qquad (7.55)$$

7.5.4. Debitmetre cu variaţia secţiunii de trecere

Dintre aceste aparate cel mai reprezentativ este rotametrul care este alcătuit dintr-un tub tronconic, vertical, transparent 1, (fig. 7.19), în care se găseşte un corp liber 2. Curentul ascendent susţine corpul 2 în echilibru, greutatea acestuia , G, fiind echilibrată de forţa exercitată de fluid asupra sa:

$$G = C\frac{\rho v^2}{2} S\,, \qquad (7.56)$$

unde: S – este suprafaţa corpului, ρ - densitatea fluidului, iar C este coeficientul de rezistenţă.

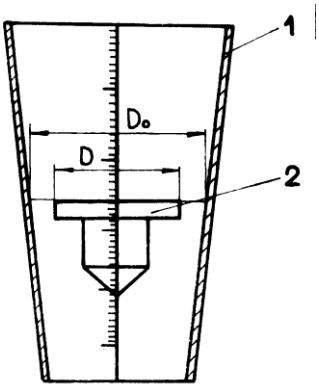


Fig. 7.19

În baza acestei relaţii, rezultă viteza de curgere prin spaţiul $S_0 - S$ dintre tubul 1 şi corpul “plutitor ” 2:

$$v = \sqrt{\frac{2G}{\rho CS}}\,, \qquad (7.57)$$

iar debitul se obţine cu relaţia:

$$Q = (S_0 - S)\sqrt{\frac{2G}{\rho CS}} = \mu (S_0 - S)\sqrt{\frac{2G}{\rho S}}\,. \qquad (7.58)$$

Deoarece secţiunea de curgere $S_0 - S$ variază aproape linear cu poziţia plutitorului, scala aparatului va fi de asemenea liniară. Forma corpului 2 este aleasă în aşa fel încât coeficientul de debit μ să nu fie influenţat de vâscozitatea fluidului.

Avantajele acestui instrument costă în: simplitatea funcţională, posibilitatea citirii directe a debitului, pierderi hidraulice mici.

Dintre dezavantaje evidenţiem că sunt relative fragile şi instalarea lor necesită un tronson vertical de conduct dreaptă.

În tehnică, pe baza aceluiaşi principiu, se utilizează ca indicatori de debit supape cu resort, intercalate în conducte. Supapa este în corelaţie cu debitul şi acţionează un ac indicator ce se deplasează pe un cadran etalonat în unităţi de debit.

7.5.5. Debitmetru cu ultrasunete

Poate fi folosit în măsurarea debitului oricărui fluid. Principiul său de funcţionare se bazează pe faptul că unda sonică, emisă de cristalul emiţător 1, în diagonal faţă de axa conductei, va fi receptată cu întârziere de cristalul receptor 2, această întârziere fiind în funcţie de debitul de fluid (fig. 7.20).

Într-o altă variantă, se utilizează două fluxuri sonice, dintre care unul se propagă în sensul curgerii, iar celălalt în sens invers. Diferenţa dintre timpii de propagare este corelată cu debitul. Aceste aparate nu au inerţie, putând fi folosite în cazul curgerii nepermanente, cu variaţii rapide ale debitului.

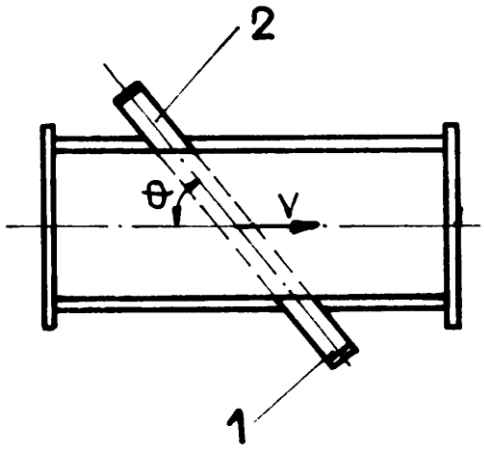


Fig. 7.20

7.5.6. Debitmetru electromagnetic

Principiul său de funcţionare se bazează pe legea inducţiei electromagnetice. El este format dintr-un magnet dispus în jurul unei conducte care produce un câmp magnetic uniform. În interiorul conductei se introduce doi electrozi între care va apare o tensiune electromotoare, proporţional cu debitul de fluid. Metoda prezintă avantajul că se poate aplica oricărui tip de curgere fiind independentă de numărul Re, de presiune şi temperatura fluidului.

7.5.7. Metode de diluţie

Aceste metode constau în injectarea în curentul de fluid a unei cantităţi cunoscute dintr-o substanţă care poate acţiona asupra densităţii, conductibilităţii, radiactivităţii sau temperaturii fluidului.

După omogenizarea amestecului se măsoară variaţia proprietăţii asupra căreia s-a acţionat.

La început, pentru măsurarea debitului în conducte, s-au injectat prin intermediul unei pompe dozatoare, soluţii concentrate de sare.

În ultimul timp, se recurge la ionizarea fluidului cu o sursă de ionizare (de obicei se foloseşte Plutoniu 235) continuă sau periodică. Debitul de fluid se determină în funcţie de frecvenţa de apariţiei a semnalelor care variază cu cantitatea de ioni antrenaţi în curentul de fluid.

Lucrare de verificare – unitatea de învăţare nr. 7

1. Areometrul măsoară:
   a. presiunea; b. debitul; c. viteza; d. densitatea.

2. Tubul Venturi este utilizat pentru măsurarea:
   a. densităţii; b. debitului; c. nivelului; d. presiunii.

Răspunsuri la testele de autoevaluare

1	**d**
2	**b**

Bibliografie

1. Anton, V. and others – “Hidraulica si masini hidraulice”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1978.

2. Benche, V. “Mecanica fluidelor si masini hidraulice”, Universitatea din Brasov, 1978.

3. Dinu, D.and Petrea, F. “Masini hidraulice si pneumatice”, Institutul de Marina Civila, Constanta, 1993.

4. Dinu D. „Mecanica fluidelor pentru navigatori”, Ed. Nautica, 2010.

5. Fatu, D. “Indrumator de exploatare si intretinere a echipamentelor hidraulice”, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1991.

6. Florea,J.and Panaitescu,V.“Mecanica fluidelor “, Ed. Didactica si Pedagogica Bucuresti, 1979.

7. Florea,J.and others “Mecanica fluidelor si masini hidropneumatice Probleme”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1982.

8. Ionescu, D. and others“Mecanica fluidelor si masini hidraulice”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1983.

9. Ionita,I.and Apostolache,J.“Instalatii navale de bord”, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1986.

10. Jinescu, Gh. “Procese hidrodinamice si utlilaje specifice in industria chimica”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1983.

11. Mazilu, I. and Marin, V. “Sisteme hidraulice automate”, Ed. Academiei, Bucuresti 1982.

12. Oprean, A. “Hidraulica masinilor unelte”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1983.

13. Petrea, F. and Dinu, D. “Mecanica fluidelor”, Institutul de Marina Civila, Constanta, 1994.

14. Roman, P. and others “Probleme speciale de hidromecanica”, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1987.

15. Schlichting, H. “Boundary Layer Theory, (Fourth Edition) Mc. Grey Hill Book Company, Inc., New York, 1960.

16. Soare, S. “Procese hidrodinamice”, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1979.

17. Troskolanski, A.T. “Théorie et practique des mesures hydrauliques”, Ed. Dunod, Paris, 1963.

18. Turzo, G. “Mecanica fluidelor si masini hidraulice”, Universitatea din Brasov, 1981.

19. Uzunov, G. and others “Indrumatorul ofiterului de nava”, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1983.

20. Vasilescu, Al. A. and Andrei, V “Mecanica fluidelor si masini hidraulice”, Universitatea din Galati, 1984.

21. Vasilescu, Al. A., Andrei, I. V., Petrea, F. Gh “Probleme de Mecanica fluidelor” (vol I), Universitatea din Galati, 1987.