ROŞCA RADU

ELEMENTE DE MECANICA FLUIDELOR ȘI ACȚIONĂRI HIDRAULICE

Editura "Ion Ionescu de la Brad"



IAŞI - 2015

Referenți științifici:

Prof. Dr. Ioan ŢENU Universitatea de Ştiinţe Agricole şi Medicină Veterinară "Ion Ionescu de la Brad" din Iaşi Prof. Dr. Edward RAKOŞI

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași

Descrierea CIP a Bibliotecii Naţionale a României ROŞCA, RADU Elemente de mecanica fluidelor şi acţionări hidraulice / Radu Roşca. - Iaşi : Editura Ion Ionescu de la Brad, 2015 Bibliogr. ISBN 978-973-147-194-5

ISBN 978-973-147-194-5

© Editura "Ion Ionescu de la Brad" Iași

CUPRINS

CUVÂNT ÎNAINTE	5
Capitolul 1. INTRODUCERE	7
1.1. Generalități	7
1.2. Definirea și clasificarea sistemelor de acționare hidraulică	8
1.3. Lichide folosite în sistemele hidraulice de actionare	10
1.3.1. Proprietățile fizice ale fluidelor	11
1.3.2. Tipuri de lichide utilizate în sistemele hidraulice	20
Capitolul 2. STATICA FLUIDELOR	21
2.1. Presiunea	21
2.1.1. Măsurarea presiunii fluidelor în repaos	24
2.1.2. Măsurarea presiunii fluidelor în mișcare	33
2.2. Presiunea hidrostatică	33
2.3. Legea lui Pascal	36
2.4. Legea lui Arhimede	38
2.5. Ecuațiile lui Euler pentru statica fluidelor	41
Capitolul 3. CINEMATICA ȘI DINAMICA FLUIDELOR	45
3.1. Definiții, clasificări	45
3.2. Ecuația de continuitate	48
3.3. Legea lui Bernoulli	49
3.4. Aplicații ale legii lui Bernoulli	52
3.4.1. Principiul pulverizatorului	52
3.4.2. Măsurarea debitului	53
3.4.3. Calculul debitului prin orificii	54
3.5. Mișcarea fluidelor reale	57
3.5.1. Regimul de curgere	57
3.5.2. Stratul limită	61
3.5.3. Rezistența aerodinamică (hidrodinamică)	62
3.5.4. Pierderile de sarcină	63
3.5.5. Legea lui Bernoulli pentru fluide vâscoase	65
3.5.6. Curgerea fluidului real prin orificii	67
3.5.7. Curgerea prin ajutaje	71
3.5.8. Curgerea permanentă prin conducte	73
3.5.9. Mișcarea nepermanentă prin conductele sub presiune; lovitura de	
berbec	77
3.5.10. Cavitația	78
Capitolul 4. MAŞINI HIDRAULICE	83
4.1. Pompe volumice	83
4.1.1. Pompe cu pistoane	84

4.1.2. Pompe cu palete culisante	92
4.1.3. Pompe cu angrenaje cilindrice	96
4.2. Pompe centrifuge	98
4.3. Parametri caracteristici ai pompelor hidraulice	105
Capitalul 5 MOTOADE HIDDALILICE VOLUMICE	107
5.1 Motoara hidraulica rotativa	107
5.1.1 Motoara hidraulice rapida	107
5.1.2. Motoara hidraulice camiranida	107
5.1.2. Motoare hidraulice lente	107
5.1.5. Motoare indraunce rente	109
bidroulice rotative	111
5.2 Motoora hidroulica liniara	111
5.2. Motoare muraunce minare	112
Capitolul 6. APARATURA DE DISTRIBUȚIE, COMANDĂ ȘI	
CONTROL	117
6.1. Supape	117
6.1.1. Supape de sens unic	117
6.1.2. Supape de trecere	118
6.1.3. Supape de presiune (de siguranță)	119
6.1.4. Supape diferențiale	121
6.1.5. Supape de cuplare	121
6.2. Rezistențe hidraulice	122
6.3. Distribuitoare hidraulice	123
6.4. Elemente proporționale de comandă și control	128
6.5. Acumulatoare hidraulice	131
6.6. Filtre	135
6.7. Rezervoare de lichid	137
6.8. Conducte și elemente de etanșare	137
Capitolul 7. INSTALATII HIDRAULICE ALE TRACTOARELOR	
SI ALTE SISTEME HIDRAULICE	139
7.1. Instalatia hidraulică cu elemente separate	139
7.2. Instalatia hidraulică monobloc, cu reglaie automate	142
7.3. Alte scheme de circuite hidraulice	146
Bibliografie	151
ANEXA 1: Noțiuni de analiză dimensională și teoria similitudinii	152
ANEXA 2: Determinarea sarcinii teoretice a pompei centrifuge	
(ecuația lui Euler)	157
ANEXA 3: Simboluri grafice pentru sisteme hidraulice	160

CUVÂNT ÎNAINTE

Mecanica fluidelor reprezintă o diviziune a Mecanicii teoretice, care studiază mișcările, respectiv repausul fluidelor ideale sau reale, compresibile sau incompresibile, sau interacțiunea dintre fluidele în mișcare sau repaus și corpurile solide cu care acestea vin în contact.

Mecanica fluidelor se împarte în trei părți: statica, cinematica, și dinamica. Statica fluidelor studiază repausul fluidelor și acțiunile exercitate de acestea asupra suprafețelor solide cu care acestea vin în contact. Cinematica fluidelor studiază mișcarea fluidelor fără să se țină cont de forțele care intervin și modifică starea de mișcare. Dinamica fluidelor abordează mișcarea fluidelor considerând forțele care intervin și transformările energetice produse în timpul mișcării.

Denumirea de Mecanica fluidelor a apărut relativ recent (în secolul XX) și este atribuită studiului general al mișcării și al interacțiunii fluidelor cu suprafețele corpurilor solide cu care vin în contact. Inițial cu acest studiu se ocupa **Hidraulica** - cuvânt care derivă din grecescul $\dot{b}\delta\rho \sigma \lambda \dot{b}\varsigma$ (*hydraulikos*), format din $\dot{b}\delta\omega\rho$ (*hydor*, apă) și $\sigma \dot{u}\lambda \dot{b}\varsigma$ (*aulos*, conductă) - reflectând una din primele probleme practice care a preocupat oamenii. Această știință a cunoscut o diversificare și dezvoltare în strânsă legătură cu problemele teoretice privind Aerodinamica (stratul limită, rezistența la înaintare, teoria profilurilor aerodinamice), Hidraulica (mișcarea lichidelor cu suprafață liberă, mișcarea aluviunilor, mișcarea prin medii poroase) și Dinamica gazelor. Datorită complexității fenomenelor apărute în mișcarea fluidelor reale, a apărut necesitatea experimentării pe modele în tunele aerodinamice și apoi pe baza teoriei similitudinii s-au extins rezultatele la problemele tehnice care au fost modelate.

Astăzi Mecanica fluidelor este o disciplină mai mult teoretică, care studiază legile general valabile pentru starea de repaus sau mișcare a fluidelor. Fenomenele proprii lichidelor, gazelor sau aerului sunt studiate respectiv de hidraulică, termotehnică și aerodinamică sau de alte discipline specifice cum ar fi transferul de căldură, construcții hidrotehnice, construcții aerospațiale ș.a.

Mecanica fluidelor studiază fenomenele atât cu metode experimentale cât și teoretice, de cele mai multe ori combinându-le. În studiul teoretic se utilizează teoremele generale ale mecanicii (teorema impulsului, teorema momentului cinetic, teorema energiei cinetice, legi de conservare), utilizând un calcul matematic complex. Metodele experimentale de studiu se aplică pentru verificarea calculelor teoretice, pentru determinarea unor legi generale, determinarea unor corecții utilizând modele fizice la alte scări, rezultatele extinzându-se prin similitudine.

Folosirea energiei mediului fluid pentru aprovizionarea cu apă, acționarea navelor sau a morilor este cunoscută de mult timp. Sistemele hidraulice de acționare și automatizare cunosc în ultimul timp o dezvoltare deosebită, ele întâlnindu-se la mașini-unelte, autovehicule și tractoare, nave, aviație, minerit etc.; utilizarea pe scară

largă a acționărilor hidraulice se datorește avantajelor indiscutabile ale acestora.

Prin prezentarea principiilor și legilor de bază ale mecanicii fluidelor lucrarea de față dorește să asigure o primă luare de contact cu această tematică și cu aplicațiile ei în viața de zi cu zi.

1. INTRODUCERE

1.1. GENERALITĂŢI

fi:

Fluidele sunt corpuri fără formă proprie, care se deformează ușor; acestea pot

- lichide, caracterizate prin faptul că sunt puțin compresibile și formează o suprafață liberă în contact cu un gaz;
- gaze, cate sunt foarte compresibile și nu rămân în repaos decât în spații închise.

Mecanica fluidelor studiază medii continue, omogene și izotrope. Un mediu este continuu și omogen dacă are aceeași densitate în orice punct și este izotrop dacă prezintă aceleași proprietăți în toate direcțiile. Există la fluide linii, puncte, sau suprafețe de discontinuitate, care prezintă condiții specifice la limită.

În studiul mecanicii fluidelor utilizăm diferite modele de fluid, în funcție de ipotezele simplificatoare pentru calcule, cum ar fi: fluid ușor (fără greutate), fluid ideal (fără viscozitate), fluid incompresibil, la care volumul unei mase determinante este constant, fluid real (compresibil și vâscos), fluide vâscoase și incompresibile (lichidele), fluide fără greutate dar compresibile (gazele).

Echipamentele hidraulice utilizează ca mediu de lucru, purtător de energie, un lichid sub presiune (mediu hidraulic).

Sistemele de acționare hidraulică folosesc echipamente hidraulice pentru transformarea energiei mecanice în energie hidraulică; aceasta este transmisă la locul de utilizare unde, prin intermediul altor echipamente hidraulice, este transformată din nou în energie mecanică. Transformarea energiei mecanice în energie hidraulică se realizează prin intermediul unei *pompe*, în timp ce transformarea energiei hidraulice în energie mecanică se realizează prin intermediul unui *motor hidraulic*. Transmiterea energiei hidraulice de la pompă la motor se realizează prin intermediul *unui lichid de lucru*.

Printre principalele avantaje ale sistemelor hidraulice de acționare se pot enumera următoarele:

- posibilitatea de amplasare a motoarelor în orice poziție față de mașina de forță;
- eforturi mici pentru acționarea elementelor de comandă;
- posibilitatea reglării continue și în limite largi a vitezelor de lucru, forțelor, cuplurilor sau poziției elementelor acționate;
- caracteristica motoarelor hidraulice prezintă o scădere a vitezei odată cu creșterea cuplului rezistent, ceea ce asigură o poziționare precisă a elementului comandat;
- prin mărirea presiunii de lucru se poate mări cuplul dezvoltat de către motoarele hidraulice, singurele limitări fiind dictate de evitarea depășirii eforturilor maxime admisibile pentru materialele utilizate; în prezent, presiuni de lucru de ordinul a 400 bari se utilizează în mod curent;
- există posibilitatea amplificării în limite largi a forței, vitezei etc.;
- schimbarea sensului de deplasare a elmentului acționat se realizează ușor;
- în timpul funcționării sistemului, nivelul șocurilor și vibrațiilor este redus;
- datorită proprietăților de ungere ale fluidului de lucru, sistemele hidraulice au

durabilitate mare; se apreciază că aproximativ 80% din defecte se datorează modificărilor proprietăților fluidului de lucru;

• posibilitatea tipizării elementelor componente, cu reducerea corespunzătoare a prețului acestora.

Dintre dezavantajele pe care le implică utilizarea acționărilor hidraulice se pot menționa:

- viteza de circulație a lichidului de lucru prin conducte este limitată de pierderile hidraulice;
- odată cu creșterea temperaturii, lichidul de lucru își modifică proprietățile, ceea ce afectează în sens negativ parametrii de lucru ai instalației;
- motoarele și generatoarele hidraulice funcționează cu pierderi hidraulice relativ mari;
- asigurarea unor viteze mici și foarte mici ale elementelor de execuție se realizează cu dificultate;
- la presiuni mari de lucru, compresibilitatea lichidului de lucru conduce la modificarea legii de deplasare a elementului de execuție;
- pierderile hidraulice pe conducte limitează lungimea acestora;
- în cazul apariției unor neetanșeități în sistem se formează ceață de lichid, inflamabilă, ceea ce mărește pericolul de incendiu;
- contaminarea lichidului de lucru cu impurități conduce la scoaterea rapidă din funcțiune a sistemului;
- întreținerea, depanarea și repararea sistemelor hidraulice necesită personal calificat.

1.2. DEFINIREA ȘI CLASIFICAREA SISTEMELOR DE ACȚIONARE HIDRAULICĂ

Prin *sistem de acționare hidraulică* se înțelege un sistem tehnic format din elemente care realizează transformarea energiei mecanice în energie hidraulică, energie ce este transmisă la locul de utilizare, unde aceasta se transformă din nou în energie mecanică.

Clasificarea sistemelor hidraulice de acționare se poate realiza după următoarele criterii [12, 13]:

- modul în care se realizează circulația lichidului în sistem;
- energia hidraulică preponderentă a lichidului de lucru;
- tipul pompei hidraulice;
- tipul motorului hidraulic;
- tipul mișcării elementului de execuție (liniară, de rotație);
- modul de acționare al elementelor de comandă (manual, mecanic, electric, hidraulic).

După *modul în care se realizează circulația uleiului*, sistemele hidraulice pot

• deschise (fig. 1.1a);

fi

• închise (fig. 1.1b). La *sistemele hidraulice deschise*, pompa (2) aspiră lichidul de lucru din rezervorul (3), iar lichidul refulat de către motorul hidraulic (5) se întoarce de asemenea în rezervorul (3).



a-deschise: b-închise:

1-motor de antrenare; 2-pompă hidraulică; 3-rezervor; 4-aparatură de distribuție, reglare și control; 5-motor hidraulic; 6-organ de execuție.

La *sistemele hidraulice închise*, pompa (2) aspiră uleiul refulat de către motorul (5), pe care îl trimite din nou în motor.

În funcție de *energia preponderentă a fluidului de lucru*, sistemele hidraulice de acționare pot fi:

- hidrostatice;
- hidrodinamice.

Să considerăm un sistem hidraulic având schema de principiu din fig. 1.2; acesta este format din pompă, motor și echipamentul de comandă și reglare (EC).



Fig. 1.2 - Schema de principiu a unui sistem hidraulic [13]

Sub acțiunea forței F_1 , pistonul pompei se deplasează pe distanța dS_1 . De la pompă, prin conducte și echipamentul de comandă și reglare (EC), lichidul ajunge la pistonul motorului hidraulic, care învinge forța rezistentă F_2 și se deplasează pe distanța dS_2 .

Elementul de lichid de masă dm, cuprins în volumul $dV = A_1 \cdot dS_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot dS_1$, are energia potențială:

 $dE_{p1} = h_1 \cdot g \cdot dm = h_1 \cdot g \cdot \rho \cdot dV$.

El primește de la piston energia hidrostatică:

 $d\boldsymbol{E}_{_{h1}}=\boldsymbol{F}_{_{\!1}}\cdot d\boldsymbol{S}_{_{\!1}}=\boldsymbol{p}_{_{\!1}}\cdot \boldsymbol{A}_{_{\!1}}\cdot d\boldsymbol{S}_{_{\!1}}=\boldsymbol{p}_{_{\!1}}\cdot d\boldsymbol{V}\,,$

precum și energia cinetică:

$$dE_{c1} = \frac{dm \cdot v_1^2}{2} = \frac{\rho \cdot dV \cdot v_1^2}{2},$$

unde v_1 este viteza de deplasare a pistonului, iar p_1 este presiunea din pompă.

Energia totală elementului de volum dV este:

$$dE_1 = dE_{p1} + dE_{h1} + dE_{c1}$$

Același element de volum $d\dot{V}$ (lichidul fiind incompresibil), aflat în fața pistonului motorului hidraulic, va avea energia totală:

$$dE_2 = dE_{p2} + dE_{h2} + dE_{b2}$$

Considerând că nu există pierderi de energie în sistem, putem scrie:

$$dE_1 = dE_2 = dE$$
, sau

$$dE = h_1 \cdot g \cdot \rho \cdot dV + p_1 \cdot dV + \frac{\rho \cdot dV \cdot v_1^2}{2} = h_2 \cdot g \cdot \rho \cdot dV + p_2 \cdot dV + \frac{\rho \cdot dV \cdot v_2^2}{2} \text{ sau:}$$
$$h_1 \cdot g \cdot \rho + p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = h_2 \cdot g \cdot \rho \cdot p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} = \text{const.},$$

unde termenul $h \cdot \rho \cdot g$ reprezintă presiunea de poziție, p_1 este presiunea statică, iar $(\rho \cdot v^2)/2$ reprezintă presiunea dinamică.

Considerând că elementele componente se găsesc la aproximativ aceeași înălțime, rezultă că $h_1 = h_2$ și deci obținem:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} = const.$$

Din această relație rezultă modul de clasificare al sistemelor hidraulice în funcție de energia preponderentă în sistem:

- *sisteme hidrostatice*, la care energia energia hidraulică preponderentă este cea datorată presiunii statice. În acest caz în sistem se folosesc pompe și motoare hidraulice volumice (care funcționează pe baza variației volumului ocupat de către lichidul de lucru).
- *sisteme hidrodinamice*, la care energia preponderentă este cea cinetică, datorată presiunii dinamice. În acest caz se folosesc pompe centrifuge și motoare de tip turbină.

1.3. LICHIDE FOLOSITE ÎN SISTEMELE HIDRAULICE DE ACȚIONARE

Lichidele vehiculate în sistemele hidraulice de acționare suferă ciclic variații importante de pesiune, viteză și temperatură. Condițiile dificile de utilizare inpun acestor lichide anumite cerințe specifice:

- proprietăți bune de ungere;
- vâscozitate optimă pe toată plaja temperaturilor de utilizare;
- stabilitate în timp a proprietăților fizice și chimice;
- rezistență mecanică ridicată a peliculei;
- punct de inflamabilitate ridicat;
- compatibilitate cu materialele din componența sistemului hidraulic (în special cu elementele de etanșare);
- compresibilitate și tendință de spumare reduse.

1.3.1. Proprietățile fizice ale fluidelor

Densitatea reprezintă masa unității de volum, fiind calculată cu relația:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \left\lfloor \frac{kg}{m^3} \right\rfloor.$$

Densitatea se modifică în funcție de presiune și temperatură. Pentru lichide se poate considera că modificarea densității cu presiunea este neglijabilă, iar modificarea densității în funcție de temperatură este dată de relația:

$$\rho_{t} = \frac{\rho_{0}}{1 + \beta \cdot (t - t_{0})},$$

unde ρ_t reprezintă densitatea la temperatura t, ρ_0 reprezintă densitatea la temperatura de referință t₀, iar β este coeficientul volumic de dilatare termică.

Pentru gaze (considerate ca fiind gaze perfecte), densitatea depinde de temperatură și presiune, conform ecuației generale de stare a gazului perfect:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T},$$

în care p este presiunea [Pa], R este constanta gazului respectiv (R= $287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ pentru aer), iar T este temperatura absolută [K].

Volumul specific este volumul unității de masă:

$$\mathbf{v} = \frac{1}{\rho} = \frac{\mathbf{V}}{\mathbf{m}} \quad \left[\frac{\mathbf{m}^3}{\mathbf{kg}}\right].$$

Greutatea specifică este greutatea unității de volum:

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \left[\frac{N}{m^3}\right]$$

Evident, între densitate și greutatea specifică există relația:

$$\gamma = \rho \cdot g$$
,

unde g este accelerația gravitațională.

Compresibilitatea este proprietatea fluidelor de a opune rezistență la micșorarea volumului. Lichidele își modifică foarte puțin volumul; pentru o modificare a volumului cu ΔV este necesară o creștere Δp a presiunii, respectându-se legea generală:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\alpha \cdot \Delta p \, ,$$

în care semnul minus indică variații inverse ale volumului și presiunii (scăderea volumului la creșterea presiunii), iar α se numește coeficient de compresibilitate izotermă¹. Compresibilitatea gazelor este mult mai mare decât cea a lichidelor

Dacă forța care acționează asupra fluidului este înlăturată, acesta revine la volumul inițial, fără a suferi deformații remanente; ca urmare, se consideră că fluidele sunt perfect elastice, fiind caracterizate prin intermediul modulului de elasticitate $\varepsilon =$

 $^{^{1}}$ pentru apă $\alpha = 0,476.10^{-8} \text{ [m}^{2}/\text{N]}$

 $1/\alpha$. Pentru majoritatea uleiurilor folosite în sistemele de acționare hidraulică $\varepsilon = 17000...18000 \text{ daN/cm}^2$. Modulul de elasticitate crește liniar cu presiunea, după o relație de forma:

$$\boldsymbol{\epsilon}_{p} = \boldsymbol{\epsilon}_{p0} + p \boldsymbol{\cdot} \boldsymbol{k}_{\epsilon} \textbf{.}$$

Pentru uleiurile minerale, $k_{\epsilon} \cong 12$.

Datorită valorilor ridicate ale modulului de elasticitate pentru lichide se poate considera că la presiuni de până la $2 \cdot 10^4$ kPa lichidele utilizate în sistemele hidraulice sunt incompresibile. Situația se schimbă dramatic atunci când în masa de lichid se găsește aer nedizolvat, caz în care modulul de elasticitate scade foarte mult, cu influențe negative asupra funcționării sistemului.

Vâscozitatea reprezintă proprietatea lichidului de a se opune deplasărilor relative dintre straturile de fluid. Vâscozitatea poate fi demonstrată cu ajutorul următoarei experiențe: se consideră două plăci plane (P₁ și P₂, fig. 1.3), aflate la distanța Δh una de cealaltă și între care se află un lichid. Placa P₁ are suprafață infinită și este imobilă (v₁=0), în timp ce placa P₂ are suprafața S și se deplasează cu viteza v₂, sub acțiunea forței F. Datorită proprietății de adeziune, mișcarea plăcii P₂ se transmite stratului de lichid învecinat; acesta, prin intermediul eforturilor tangențiale τ, antrenează succesiv, la rândul lui, următoarele straturi, a căror viteză descrește liniar, pe măsura apropierii de placa de bază fixă. Stratul inferior de fluid aderă la placa fixă P₁ și rămâne deci în repaos.

Dacă grosimea stratului de lichid este destul de mică, se constată că forța necesară deplasării plăcii mobile este dată de relația lui Newton:

$$\mathbf{F} = \boldsymbol{\eta} \cdot \frac{\mathbf{s} \cdot \Delta \mathbf{v}}{\Delta \mathbf{h}} = \boldsymbol{\eta} \cdot \frac{\mathbf{s} \cdot \mathbf{v}_2}{\Delta \mathbf{h}}$$

unde Δv este diferența dintre vitezele celor două plăci, iar η reprezintă viscozitatea dinamică (absolută). Ca urmare, vâscozitatea dinamică se definește ca fiind:

$$\eta = \frac{F/S}{dv/dh} \qquad \left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right] \quad [Pa \cdot s],$$

unde:

- F forța necesară deplasării stratului de fluid de arie S;
- dv/dh gradientul (variația) vitezei după normala la direcția de curgere.



Fig. 1.3 - Definirea vâscozității

Ca unitate de măsură a vâscozității dinamice se mai folosește și *Poise* [P]:

$$1\frac{\mathbf{N}\cdot\mathbf{s}}{\mathbf{m}^2} = 10\mathbf{P} = 10^3\mathbf{cP}$$

Din cauza vitezelor diferite ale straturilor de învecinate, între acestea apare un efort unitar tangențial (de forfecare); dacă se reprezintă grafic dependența dintre tensiunea tangențială (τ =F/S) dintre straturile de fluid și gradientul de viteză (dv/dh), se obține diagrama 1 din fig. 1.4, acestea fiind fluide newtoniene. Există și fluide care nu respectă legea de mai sus (curbele 2, 3, 4, 5).



Raportul dintre vâscozitatea dinamică și densitatea lichidului se numește *vâscozitate cinematică*:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad \left\lfloor \frac{m^2}{s} \right\rfloor$$

Vâscozitatea cinematică se poate exprima și în *Stokes* [St]:

$$1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s};$$

 $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}.$

Este uzuală și exprimarea vâscozității unui lichid prin comparație cu cea apei; în acest caz se măsoară timpul necesar curgerii unui anumit volum din lichidul încercat printr-un orificiu calibrat (fig. 1.5), valoare ce se raportează la timpul necesar scurgerii aceleiași cantități de apă distilată. Se obține astfel vâscozitatea exprimată în *grade Engler* [⁰E]. Între vâscozitatea exprimată în grade Engler și vâscozitatea dinamică există următoarea relație de transformare:

$$v_{[m/s]}^{2} \cong 7,4.10^{-6} \cdot v_{[E]}^{0}$$
.

Vâscozitatea scade odată cu creșterea temperaturii. Din acest motiv, vâscozitatea ridicată la temperaturi joase conduce la pierderi de sarcină și crează dificultăți la aspirația lichidului în pompă, însoțite de scăderea randamentului pompei. La temperaturi ridicate, scăderea vâscozității conduce de asemenea la scăderea randamentului pompei; în plus, scăderea capacității portante a peliculei de lichid poate conduce la griparea unor elemente componente ale sistemului hidraulic.

La presiunea atmosferică, variația vâscozității cu temperatura poate fi aproximată de relația:

$$\eta_{\mathrm{T}} = \eta_{\mathrm{T0}} \cdot \mathrm{e}^{-\lambda \cdot (\mathrm{T} - \mathrm{T}_{0})},$$

unde λ este o constantă specifică fiecărui lichid.





1-baie de încălzire;
2-rezervor;
3-agitator;
4-suport termometru;
5, 8-termometre;
6-orificiu de scurgere;
7-capac;
9-tijă de încidere a orificiului;
10-trepied;
11-balon Engler.

Influența presiunii asupra vâscozității poate fi considerată liniară, pentru presiuni de până la $5 \cdot 10^4$ kPa (500 bar):

$$v_{\rm p} = v_{\rm p0} \cdot (1 + p \cdot k_{\rm v}),$$

unde k_v depinde de vâscozitatea lichidului.

Adeziunea și coeziunea

În condiții date de temperatură și presiune o masă de lichid are un volum bine definit, deși forma variază după cea a vasului care îl conține. Forțele de *coeziune* care se manifestă între moleculele lichidului sunt forțe de tip Van der Waals și scad în valoare odată cu creșterea distanței dintre molecule. Distanța de la care forțele de coeziune devin neglijabile ($\approx 10^{-7}$ m) definește sfera de acțiune moleculară. Forțele de atracție care se manifestă între molecule de natură diferită (solid-lichid, lichid-gaz) se numesc forțe de *adeziune*. Forțele de adeziune și coeziune determină fenomenele superficiale.

În ceea ce privește adeziunea dintre moleculele unui lichid și suprafața corpului solid cu care vine în contact, dacă atracția intermoleculară a lichidului este mai mică decât cea dintre lichid și perete, atunci lichidul udă peretele sau aderă la acesta; apa, care aderă la un perete de sticlă (fig. 1.6a), este un exemplu de astfel de lichid. În caz contrar se spune că lichidul nu udă pereții (nu aderă la aceștia), mercurul fiind un exemplu de astfel de lichid (fig. 1.6b). La gaze adeziunea este neglijabilă.

Efectul forțelor de coeziune se manifestă diferit în funcție de localizarea moleculei față de suprafața de separare a celor două faze. Astfel, o moleculă aflată în interiorul lichidului va fi supusă unor forțe egale uniform distribuite, a căror rezultantă este nulă (fig.1.7a). Dimpotrivă, efectul forțelor de coeziune se manifestă puternic în regiunea periferică a oricărui fluid.

Toate moleculele aflate sub suprafața aparentă a lichidului, până la o adâncime

egală cu raza sferei de acțiune moleculară, alcătuiesc stratul superficial sau periferic. Moleculele aflate în stratul superficial de separare lichid-gaz sunt supuse la forțe de atracție diferite; aceste forțe nu vor mai fi egale ca mărime, nici uniform distribuite, așa că vor avea o rezultantă diferită de zero, îndreptată înspre interiorul lichidului (fig.1.7b.).



Fig. 1.6 – Interfețe solid – lichid a) lichide care udă suprafața; b) lichide care nu udă suprafața.



Fig. 1.7 –Efectul forțelor de coeziune

Componenta paralelă cu suprafața este responsabilă de comportamentul elastic al suprafeței lichidului. Atracția reciprocă care se manifestă între moleculele stratului periferic are ca efect apropierea cât mai mare a moleculelor între ele, deci are tendința să micșoreze cât mai mult suprafața aparentă. Astfel, suprafața unui lichid se comportă ca o membrană elastică în extensiune, care caută sa revină la forma inițială, având arie cât mai mică. Forța care are tendința să micșoreze cât mai mult aria acestei suprafețe periferice se numește *forță de tensiune superficială*. Existența acestei tensiuni o dovedește și forma sferică a picăturilor mici de lichid, deoarece sfera este corpul care, pentru un volum dat, prezintă o suprafață minimă. Forța de tensiune superficială este o forță de tensiune periferică, prin care un volum dat de fluid tinde să capete o suprafață periferică minimă. Ea se manifestă afât la lichide cât și la gaze.

Coeficientul de tensiune superficială, σ , este forța de tensiune superficială exercitată pe unitatea de lungime de pe suprafață:

$$\sigma = \frac{F}{l} \qquad \left[\frac{N}{m}\right],$$

unde *l* este lungimea conturului din stratul superficial pe care se exercită forța *F*.

Coeficientul de tensiune superficială depinde de natura lichidului și scade cu creșterea temperaturii.

Tensiunea superficială explică multe fenomene caracteristice stării lichide, cum ar fi: formarea picăturilor la scurgerea lichidelor printr-o deschidere mică, formarea spumei, adeziunea lichidelor, capilaritatea etc.

Să considerăm un element din suprafața de separație sub formă de dreptunghi curbiliniu, care are laturile dS_1 și dS_2 (fig. 1.8).

Forțele verticale (normale) ce acționează pe cele patru laturi vor fi:

$$2 \cdot dN_1 = 2 \cdot \sigma \cdot dS_1 \cdot \sin \frac{d\alpha_1}{2},$$

$$2 \cdot dN_2 = 2 \cdot \sigma \cdot dS_2 \cdot \sin \frac{d\alpha_2}{2}.$$

Dar, ținând cont că:

$$dS_{1} = r_{1} \cdot d\alpha_{1}, \quad dS_{2} = r_{2} \cdot d\alpha_{2},$$
$$\sin \frac{d\alpha_{1}}{2} \approx \frac{d\alpha_{1}}{2}, \quad \sin \frac{d\alpha_{2}}{2} \approx \frac{d\alpha_{2}}{2},$$

rezultă:



Fig. 1.8 - Schema pentru determinarea presiunii pe suprafața de separație

Suma forțelor normale trebuie să echilibreze diferența Δp dintre presiunile ce se exercită pe cele două fețe ale suprafeței de separație:

$$2 \cdot dN_1 + 2 \cdot dN_2 = \Delta F = \Delta p \cdot dS_1 \cdot dS_2$$

ceea ce ne conduce, în final, la relația lui Laplace:

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{\sigma} \cdot \left(\frac{1}{\mathbf{r}_1} + \frac{1}{\mathbf{r}_2}\right).$$

Capilaritatea reprezintă consecința tensiunii superficiale pentru tuburi subțiri; aceasta se manifestă atunci când forțele de adeziune la peretele tubului sunt mai mari decât forțele de coeziune dintre molecule.

Să considerăm cazul din fig. 1.9, în care un tub capilar (cu diametrul interior sub 1 mm) este introdus într-un lichid; datorită capilarității, nivelul lichidului în tubul capilar se va afla deasupra nivelului liber al lichidului din vas, h fiind înălțimea de ridicare a lichidului în tubul capilar. În acest caz componenta verticală a tensiunii superficiale care apare la contactul dintre lichid și tub trebuie să echilibreze greutatea coloanei de lichid din tub, adică:

$$2 \cdot \pi \cdot \mathbf{R} \cdot \boldsymbol{\sigma} \cdot \cos \theta = \rho \cdot g \cdot \mathbf{h} \cdot \pi \cdot \mathbf{R}^2,$$

în care R este raza interioară a tubului capilar, σ este coeficientul de tensiune superficială, θ este unghiul de contact al lichidului cu tubul, iar ρ este densitatea lichidului.



Fig. 1.9 – Schemă pentru determinarea înălțimii de ridicare a lichidului în tubul capilar

Rezultă înălțimea de ridicare a lichidului, h:
$$h = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{1 - \sigma \cdot \cos \theta}$$

$$\rho \cdot g \cdot R$$

Pentru apa aflată într-un tub din stică meniscul este tangent la peretele tubului ($\theta = 0^{0}$), $\rho = 1000 \text{ kg/m}^{3}$, $\sigma = 0.0728 \text{ N/m}$ și obținem:

$$h = \frac{1,48 \cdot 10^{-5}}{R}$$
 [m].

Pentru lichide neaderente (mercurul față de sticlă), meniscul este convex iar în tubul capilar se formează o denivelare (h < 0, fig. 1.11).





capilar

Fig. 1.10 – Înălțimea de ridicare a apei într-un tub capilar, în funcție de diametrul acestuia.

Când un lichid curge lent printr-un tub capilar al cărui orificiu inferior are secțiune orizontală, curgerea nu este continuă ci se formează o serie de picături de greutate sensibil constantă și egală; lichidul aderă la marginile orificiului (circumferință) și formează o picătură care funcționează ca o membrană elastică, care

îşi modifică forma și dimensiunile în funcție de greutatea sa. Acest principiu este utilizat pentru determinarea coeficientului de tensiune superficială folosind stalagmometrul Straube (fig. 1.12); acesta este format dintr-un tub capilar orientat vertical, care prezintă la jumătatea sa un rezervor de volum V, delimitat de două repere (1) și (2) ce permit determinarea volumului de lichid curs.

Picătura de lichid formată la capătul tubului capilar se desprinde atunci când greutatea ei (G) egalează forțele de tensiune superficială ce se exercită tangențial pe conturul de contact dintre picătură și extremitatea capilarului (F_s), adică:

 $G = F_s$,

sau:

$\mathbf{m} \cdot \mathbf{g} = 2 \cdot \pi \cdot \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\sigma}$,

în care m este masa picăturii, iar r este raza tubului capilar.



Fig. 1.12 – Stalagmometrul Straube [11]

Relația poate fi scrisă sub forma:

$$\mathbf{V}_{\mathbf{p}} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} = 2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\sigma},$$

unde V_p este volumul picăturii, iar ρ este densitatea lichidului.

Considerând că din volumul V delimitat de rezervorul stalagmometrului se formează, prin curgere, n picături, obținem:

$$\frac{\mathbf{V}}{\mathbf{n}} \cdot \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{g} = 2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\sigma},$$

de unde rezultă coeficientul tensiunii superficiale:

$$\sigma = \frac{\mathbf{V} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g}}{2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{n}},$$

relație ce permite determinarea coeficientului de tensiune superficială

în funcție de numărul de picături formate în urma scurgerii volumului V de lichid.

Pentru a se evita determinarea razei interioare r a tubului capilar, determinarea coeficientului tensiunii superficiale a unui lichid se face prin comparație cu un lichid pentru care acesta este cunoscut și pentru care se poate scrie o relație asemănătoare celei de mai sus:

$$\sigma_0 = \frac{\mathbf{V} \cdot \boldsymbol{\rho}_0 \cdot \mathbf{g}}{2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{n}_0},$$

indicele 0 referindu-se la lichidul de referință (de exemplu apă distilată, pentru care $\rho_0 = 998 \text{ kg/m}^3$, la 20^oC, iar $\sigma_0 = 72.8 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$).

Din cele două relații de mai sus rezultă:

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\sigma}_0 \cdot \frac{\boldsymbol{n}_0 \cdot \boldsymbol{\rho}}{\boldsymbol{n} \cdot \boldsymbol{\rho}_0}.$$

Datorită existenței tensiunii superficiale obiecte cu densitate mai mare decât apa pot pluti pe apă (fig. 1.13a), atât timp cât forța de tensiune superficială F_s este mai mare decât greutatea acestora (fig. 1.13b).

Absobția gazelor

Fenomenul de absorbție a gazelor într-un lichid se produce odată cu creșterea presiunii sau scăderea temperaturii. Apa, în condiții normale de presiune și temperatură, conține 2% aer.

Degajarea gazelor și cavitația

Degajarea gazelor se produce odată cu scăderea presiunii sau creșterea temperaturii din jurul mediului lichid (de exemplu fierberea apei).





Fig. 1.13 – Agrafă de birou plutind pe apă² F_2 – forța de tensiune superficială; F_w -greutatea agrafei.

Cavitația este fenomenul ce se produce la scăderea presiunii până la nivelul presiunii de vaporizare a lichidului, corespunzătoare temperaturii respective (pentru apă, la presiune atmosferică normală – 101325 Pa - , temperatura de vaporizare este de 100° C; pentru o temperatură de 20° C presiunea de vaporizare scade la 2339 Pa). În aceste condiții se formează cavități în interiorul lichidului aflat în curgere, care sunt umplute cu gaze conținute anterior în lichid, cavități ce se reabsorb la creșterea ulterioară a presiunii. Fenomenul este însoțit de procese mecanice (presiuni foarte mari), chimice (se degajă oxigen activ), termice (temperaturi locale ridicate), ce conduc la distrugerea materialului metalic (distrugerea palelor rotoarelor de pompă, palelor rotoarelor de turbină etc.).

Pentru evitarea fenomenului de cavitație se asigură, de regulă în amonte de zona periclitată, o presiune suficient de mare pentru a se evita scaderea presiunii în zona critică până la valoarea presiunii de vaporizare.

Compatibilitatea cu materialele sistemului

Principalele materiale afectate de către lichidele hidraulice sunt elastomerii folosiți în realizarea elementelor de etanșare și a racordurilor elastice.

Utilizarea elastomerilor a fost impusă de înlocuirea uleiurilor vegetale cu uleiurile minerale, deoarece uleiurile minerale dizolvă cauciucul natural, folosit anterior pentru realizarea elementelor de etanșare.

În ceea ce privește materialele metalice, majoritatea lichidelor utilizate în instalațiile hidraulice sunt compatibile cu materialele metalice folosite.

² http://en.wikipedia.org/wiki/Surface_tension

1.3.2. Tipuri de lichide utilizate în sistemele hidraulice

Lichide pe bază vegetală

Acestea sunt formate din ulei de ricin, diluat în vederea acăderii vâscozității.

Lichide pe bază minerală

Aceste uleiuri sunt elaborate pe bază de petrol, fiind standardizate conform STAS 9506-74 și 9691-80. Se simbolizează cu litera H, urmată de o cifră care reprezintă vâscozitatea cinematică la 50°C, în cSt.

Lichide neinflamabile pe bază de apă

Datorită unor proprietăți fizice total necorespunzătoare (vâscozitate redusă, proprietăți de ungere necorespunzătoare), aceste lichide se utilizează doar pentru acționarea unor utilaje calde, mari consumatoare de lichid (prese hidraulice). Se folosesc emulsii de ulei în apă (1...10% ulei mineral), apă în ulei (50...60% ulei), poliglicoli în apă (35...65% apă).

Lichide sintetice

Au apărut din necesitatea creșterii siguranței în exploatare a sistemelor hidraulice și a măririi tempeaturii maxime de funcționare. Dintre lichidele utilizate (cu precădere în aviație), se pot menționa:

- compușii organici halogenați;
- siliconii (ce se pot utiliza la temperaturi de până la 315°C);
- esterii fosfatici;
- silicații.

În tab. 1.1 sunt prezentate unele caracteristici fizice pentru câteva tipuri de uleiuri românești folosite în instalațiile hidraulice.

Tabelul 1.1

	Tipul uleiului						
Caracteristica	H19 ¹	H57 ¹	H12 ²	H38 ²	H9	T75	T80
					EP ³	EP1 ⁴	$EP2^4$
Vâscozitate cinematică la	19	57				40	
50° C, mm ² /s	23	65	12	38	9	47	60
Vâscozitate la 50°C, °E	2,8	7,5	22,3	4,9	1,2	5,5	7,9
	3,2	8,5		5,4	1,5	6,5	
Densitate relativă maximă,							
la 15ºC	0,89	0,9	0,9	0,905	-	0,91	0,91
Presiune maximă de							
utilizare, bar	50	50	300	300	-	-	-
Punct de curgere maxim,	-20	-12	-35	-25	-40	-25	-20
⁰ C							

Caracteristici fizice ale unor uleiuri minerale [13]

1 - solicitări ușoare; 2 - solicitări medii; 3 - solicitări mari; 4 - când uleiul din transmisie este folosit și pentru acționare hidraulică.

2. STATICA FLUIDELOR

Statica fluidelor studiază fluidele în repaus, adică în echilibru static. Condiția ca un fluid să fie în echilibru este ca rezultanta tuturor forțelor care acționează asupra fluidului să fie zero.

2.1. PRESIUNEA

Presiunea este mărimea fizică egală cu raportul dintre mărimea forței F_n ce apasă normal și uniform pe o suprafață și aria S a acestei suprafețe (fig. 2.1a):

$$p = \frac{F_n}{S}$$

Dacă forța nu este uniform distribuită, atunci presiunea se referă la raportul dintre forța elementară dF și aria elementară dS (fig. 2.1b):



Fig. 2.1 – Definirea presiunii

Presiunea este o mărime scalară, nu una vectorială, deoarece are o valoare, dar nu și o direcție asociată în care se exercită; după cum se va arăta mai departe, în interiorul unui fluid, la același nivel, presiunea se exercită cu aceeași valoare în toate direcțiile, fiind perpendiculară pe suprafețele care înconjoară domeniul.

Să considerăm o prismă triunghiulară de fluid, de dimensiuni foarte mici și având lungimea egală cu unitatea, în interiorul unui fluid aflat în repaos (fig. 2.2); p_1 , p_2 și p_3 sunt presiunile ce se exercită pe suprafețele prismei.

Forțele pe suprafețele prismei vor fi:

$$F_1 = p_1 \cdot A\overline{B} \cdot l; \quad F_2 = p_{12} \cdot \overline{B}C \cdot l, \quad F_3 = p_2 \cdot AC \cdot l.$$

Deoarece fluidul se află în repaos, rezultantele forțelor ce acționează pe direcțiile verticală și orizontală trebuie să fie egale, adică:

$$\mathbf{p}_1 \cdot \overline{\mathbf{AB}} = \mathbf{p}_3 \cdot \overline{\mathbf{AC}} \cdot \cos \varphi; \quad \mathbf{p}_2 \cdot \overline{\mathbf{BC}} = \mathbf{p}_3 \cdot \overline{\mathbf{AC}} \cdot \sin \varphi.$$

Dar:

$$\overline{AB} = \overline{AC} \cdot \cos \varphi, \quad \overline{BC} = \overline{AC} \cdot \sin \varphi,$$

de unde rezultă că $p_1 = p_2 = p_3$, rezultat care confirmă faptul că într-un fluid aflat în repaos, la un anumit nivel, presiunea este aceeași în toate direcțiile.

În sistemul internațional de unități de măsură (S.I.), presiunea se măsoară în

pascali (Pa); în practică se mai utilizează și alte unități de măsură:

- atmosfera fizică (atm): 1 atm = 760 mm col. Hg = 101325 Pa;
- atmosfera tehnică (at): 1 at = $1 \text{ kgf/cm}^2 = 98066,5 \text{ Pa};$
- bar (bar): 1 bar = 10^5 Pa = 100 kPa;
- torr (torr): 1 torr = 1 mm col Hg = 133,3 Pa;
- metrul coloană apă (m_{CA}): 1 $m_{CA} = 9806,65$ Pa = 0,1 at.



Fig. 2.2 – Schemă pentru demonstrarea egalității presiunii pe orice direcție

Datorită faptului că trăim într-un mediu (atmosfera) în care presiunea (numită presiune atmosferică sau barometrică) are o valoare diferită de zero, putem exprima valoarea măsurată a presiunii fie în raport cu presiunea barometrică, fie în raport cu vidul absolut. Presiunea raportată la vidul absolut se numește *presiune absolută* (p_a).

Presiunea exercitată de învelişul gazos care înconjoară globul terestru (presiune atmosferică sau presiune barometrică) variază cu: altitudinea (datorită greutății aerului), cu starea vremii (dată de deplasarea maselor de aer atmosferic) și cu poziția geografică de pe globul terestru. Variația densității aerului funcție de presiune a condus la necesitatea de a stabili o presiune de referință numită *presiune normală*, aceasta fiind presiunea corespunzătoare nivelului mării la latitudinea de 45° și temperatura de 0°C și care are valoarea $p_b = 760 \text{ mmHg} = 101325 \text{ Pa}^3$.

Când în instalațiile tehnice presiunea absolută este mai mare decât presiunea atmosferică, diferența dintre acestea poartă denumirea de suprapresiune (p_s - fig.2.3) sau presiune manometrică (p_m). Evident, există relația:

$$p_a = p_b + p_s$$

Când în instalațiile tehnice presiunea absolută este mai mică decât presiunea atmosferică, diferența dintre acestea poartă numele de depresiune, subpresiune, vacuum sau presiune vacuummetrica (p_v). În acest caz este valabilă relația:

$$\mathbf{p}_{\mathrm{a}} = \mathbf{p}_{\mathrm{b}} - \mathbf{p}_{\mathrm{v}}$$

Vidul, exprimat in procente din presiunea atmosferica, este dat de relația:

$$\mathbf{V} = \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{V}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{b}}} \cdot 100 \qquad [\%]$$

Suprapresiunea și depresiunea, fiind exprimate în raport cu presiunea atmosferică, se mai numesc și *presiuni relative* (manometrice).

În cazul fluidelor aflate în mișcare se mai definesc:

³ În realitatea presiunea atmosferică medie la nivelul mării este de 101,1 kPa (nu 101,325 Pa); în regiunile latitudinilor medii, presiunea atmosferică la nivelul mării se situează în general între 95 și 105 kPa.



Fig. 2.3 – Domenii de măsurare a presiunii

1 - domeniul suprapresiunilor; 2 - domeniul depresiunilor; p_a - presiune absolută; p_b - presiune barometrică; p_v - depresiune; p_s - suprapresiune.

• presiunea statică p_{st} - reprezintă presiunea care se exercită pe suprafața plană de separare dintre două mase de fluid aflate în mișcare;

• presiunea totală p_0 - dacă într-un curent de fluid se introduce un obstacol viteza fluidului devine zero, iar întreaga energie cinetică specifică a fluidului se manifestă sub formă de presiune. Presiunea din acest punct de oprire (de stagnare) poartă denumirea de presiune totală; .

• presiunea dinamică p_{din} - este diferența dintre presiunea totală și cea statică dintr-o secțiune transversală printr-un curent de fluid:

$$p_{din} = p_0 - p_{st}, \quad p_{din} = \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

unde w este viteza lichidului, iar ρ este densitatea.

Aparatele pentru măsurarea presiunii se numesc:

- manometre pentru suprapresiuni;
- vacuumetre pentru depresiuni;
- manovacuumetre pentru suprapresiuni și depresiuni.

Din punct de vedere al principiului de funcționare, aparatele pentru măsurarea presiunii pot fi:

• cu lichid: - cu tub în forma de U;

- cu tub și rezervor:

- cu tub vertical;
- cu tub înclinat;

- micromanometre cu compensare (Askania);

- cu două lichide manometrice;
- diferențiale;
- cu element elastic: cu tub Bourdon;
 - cu membrană;
 - cu capsulă;
 - cu burduf;
- cu piston și greutăți: simplu;

- cu piston diferențial;

- cu piston echilibrat;

• electrice: - cu traductoare electrice;

- cu traductoare pneumatice.

2.1.1. Măsurarea presiunii fluidelor în repaos

În funcție de domeniul de presiuni, aparatele de măsură se împart în:

- aparate pentru presiuni uzuale (până la 50 MPa);
- aparate pentru presiuni ridicate (peste 50 MPa);
- aparate pentru vacuum:
 - grosier (între 1 mbar și 1000 mbar);
 - mediu (între 10⁻³ mbar și 1 mbar);
 - înaintat (între 10^{-7} mbar și 10^{-3} mbar);
 - ultra-vacuum (sub 10⁻⁷ mbar).

Deoarece măsurarea unei presiuni presupune, de obicei, deplasări mici ale elementului sensibil, mărirea preciziei se obține cu ajutorul unui sistem de amplificare a deplasării.

a) Manometre cu lichid

Funcționează pe principiul diferenței dintre presiunile hidrostatice ale coloanelor de lichid.

Manometrul cu tub U

În cea mai simplă variantă acesta este realizat sub forma unui tub din sticlă având forma literei U (fig.2.4).

Unele tipuri de manometre (cu destinație industrială) au o construcție mai complicată, fiind formate din două tuburi din sticlă (2, fig.2.5), montate pe un suport rigid (1). Cele două tuburi comunică între ele la partea inferioară; la partea superioară, fiecare racord al unui tub este prevăzut cu câte un robinet de izolare (5); cele două racorduri ale manometrului pot fi puse în legătură unul cu celălalt, pentru egalizarea presiunilor din cele două ramuri, prin intermediul robinetului de egalizare (6). Tot ansamblul este montat într-o carcasă metalică (4), prevăzută cu un geam pentru vizualizarea celor două tuburi din sticlă.

În mod obișnuit, unul din capete tubului U este pus în legătură cu atmosfera, în timp ce presiunea de măsurat se aplică la cel de al doilea capăt (fig. 2.6 b, c); presiunea de măsurat p_a este proporțională cu diferența dintre nivelele lichidului din cele două ramuri:

- suprapresiune (fig. 2.6b): $p_a = p_b + \rho \cdot g \cdot h^4$,
- depresiune (fig. 2.6c): $p_a = p_b \rho \cdot g \cdot h$,

unde p_b este presiunea barometrică, ρ este densitatea lichidului din manometru, g este accelerația gravitațională, iar h este diferența de nivel. În cazul în care manometrul se folosește pentru determinarea diferenței de presiune (cazul din fig.2.6 d), aceasta se determină cu relația:

$$p_{a1} - p_{a2} = \Delta p = \rho \cdot g \cdot h \; . \label{eq:particular}$$

Cele mai utilizate lichide sunt:

⁴ vezi "2.2. Presiunea hidrostatică"

- apa ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$);
- alcoolul ($\rho = 800 \text{ kg/m}^3$);
- benzenul ($\rho = 890 \text{ kg/m}^3$);
- mercurul ($\rho = 13550 \text{ kg/m}^3$).





Fig. 2.4 – Manometru cu tub U: 1 - suport; 2 - tub U.

Fig. 2.5 – Manometru cu tub U⁵: 1- suport rigid; 2 - tuburi din sticlă; 3 - scală gradată; 4 carcasă metalică; 5 - robinete de izolare; 6 - robinet de egalizare.





Unul din principalele inconveniente ale acestui tip de manometru constă în faptul că trebuie citite nivelele lichidului în cele două ramuri ale tubului U, ceea ce poate deveni anevoios atunci când presiunea variază rapid; aparatele cu rezervor și tub vertical (fig. 2.7) elimină acest inconvenient. Presiunea se determină în acest caz cu ajutorul relației:

$$\mathbf{p}_{a} = \mathbf{p}_{b} + \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}_{1} \cdot \left(1 + \frac{\mathbf{d}^{2}}{\mathbf{D}^{2}}\right),$$

⁵ http://www.termo.utcluj.ro/termoluc/Lucr02/L2.html

⁶ ibid.

în care h_1 este nivelul lichidului manometric față de reperul zero al scării. În practică se alege D>>d, astfel încât influența raportului d^2/D^2 sa poată fi neglijată.

Pentru măsurarea presiunilor reduse, de ordinul milimetrilor coloană apă, se folosesc manometre cu tub înclinat (micromanometre) și manometre cu două lichide.

Micromanometrele

Spre deosebire de aparatele cu rezervor și tub vertical, la aceste aparate tubul este înclinat față de orizontală cu un unghi α (fig. 2.8), putându-se obține deplasări mari ale lichidului manometric din tub la presiuni reduse. Din fig. 2.8 se observă că $h_1 = 1 \cdot \sin \alpha$ și din relația pentru manometrul cu rezervor și tub vertical obținem (neglijând d^2/D^2):

$$p_a = p_b + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_b + \rho \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha$$
,

valorile sin α fiind înscrise pe sectorul circular (1, fig. 2.9) al aparatului (sub forma de raport), în timp ce lungimea l se citește pe tubul din sticlă gradat (4).



Orizontalitatea aparatului se reglează cu ajutorul șuruburilor (7) și (8), fiind vizualizată cu ajutorul unor nivele cu bulă de aer.

Manometrul cu două lichide este un manometru cu tub U la care peste lichidul cu densitate mare din tub se adaugă, în fiecare braț, o coloană de lichid cu densitate mică (de exemplu petrol peste apă). Denivelarea Δh_1 dintre cele două brațe obținută în acest caz este:

$$\Delta \mathbf{h}_1 = \frac{\Delta \mathbf{p}}{(\boldsymbol{\rho}_1 - \boldsymbol{\rho}_2) \cdot \mathbf{g}},$$

fiind deci cu atât mai mare cu cât diferența dintre densitățile celor două lichide este mai mare. Pentru presiuni măsurate mici se obțin astfel denivelări mai mari decât în cazul manometrului simplu cu tub U, iar precizia măsurătorii crește.

b) Manometre cu element elastic

Aparatele cu element elastic sunt utilizate pe scară largă în cele mai diverse ramuri ale tehnicii, având un domeniu foarte întins de măsurare, de la presiuni de ordinul milimetrilor coloană de apă pâna la mai mult de 10.000 bar. Aceste manometre sunt robuste, construcția elementului de măsurare precum și manipularea fiind simple, iar precizia satisfăcătoare. Elementul elastic poate fi de tip tub Bourdon (simplu, dublu curbat, elicoidal, spiralat etc.), membrană, capsulă sau burduf. Principiul de funcționare al acestor aparate se bazează pe deformarea elementului elastic sub acțiunea presiunii. Majoritatea acestor aparate au elementul elastic de tip *tub Bourdon* (fig. 2.10); suprapresiunea determină deplasarea capătului liber al tubului (1), transmițând mișcarea prin intermediul unei tije (2) și al unui sector dințat (3) la pinionul (6) pe care se află un ac indicator (5), care se deplasează în fața unei scări gradate (7).

În funcție de presiunea maximă măsurată, tubul elastic poate avea diferite forme ale secțiunii (fig. 2.11). Pentru a se evita modificarea în timp a caracteristicii elastice a tubului Bourdon este indicat ca acest tip de manometru să nu fie utilizat la presiuni ce depășesc trei sferturi din presiunea maximă indicată.



Fig. 2.10 – Manometru cu tub Bourdon 1 – tub Bourdon; 2 – tijă; 3 – sector dințat; 4 – arc; 5- ac indicator; 6 – pinion; 7- scară gradată.

Fig. 2.11 – Secțiunea transversală a tubului Burdon *Manometrele membrană* (fig. 2.12) au elementul sensibil format dintr-o membrană de oțel gofrată (1). Sub acțiunea suprapresiunii, membrana se deformează, iar mișcarea se transmite de la discul (3), montat în centrul membranei, la tija (2) și apoi către mecanismul (4) ce acționează acul indicator (5). Pentru creșterea sensibilității manometrului se utilizează două membrane, îmbinate pe contur (fig. 2.13).

Manometrele cu burduf utilizează drept element sensibil un burduf metalic din oțel inoxidabil (1, fig. 2.14), care se deformează sub acțiunea presiunii aplicate; prin intermediul tijei (2) deformația se transmite sistemului de indicare a presiunii.





indicator

p=0



Fig. 2.13 – Dublarea sensibilității manometrului cu membrană prin utilizarea a două membrane

Fig. 2.14 – Principiul de funcționare al manometrului cu burduf:

1- burduf elastic; 2 – tijă.

c) Aparate cu piston și greutăți

้ร

Aparatele cu piston și greutăți se utilizează în special ca aparate etalon datorită performanțelor deosebite ale acestora. Principiul de funcționare se bazează pe legea lui Pascal⁹, presiunea lichidului manometric din interiorul cilindrului (1, fig. 2.15) fiind echilibrată de presiunea dată de piesele calibrate (2), care se așează pe talerul (3) al pistonului (4).

La echilibru, valoarea presiunii este dată de relația:

⁸ www.termo.utcluj.ro/termoluc/Lucr02/L2.html

⁹ vezi 2.3.

$$p = \frac{G}{A_a} = \frac{2 \cdot G}{\pi \cdot \left(r_1^2 + r_2^2\right)},$$

unde G este suma forțelor corespunzătoare greutăților pistonului cu taler și a pieselor calibrate așezate pe acesta [N], A_a este aria activă a pistonului [m²], iar r₁ și r₂ sunt razele pistonului și cilindrului [m].



Fig. 2.15 – Principiul de funcționare al manometrului cu piston și greutăți

d) Aparate cu traductoare electrice

La aceste aparate mărimea mecanică primară (presiunea) este transformată în semnal electric de către un *traductor de presiune*.

Multe traductoare de presiune utilizează *mărci tensometrice*. Marca tensometrică (fig. 2.16) constă dintr-un suport izolator (de obicei din hârtie), pe care este amplasat un fir metalic. Pentru ca traductorul să aibă o sensibilitate corespunzătoare, lungimea firului metalic trebuie să fie relativ mare - de ordinul a 10 cm. Pentru a se reduce baza de măsură (lățimea) traductorului, firul metalic este așezat, pe suportul de hârtie, sub formă de grătar.

Firul metalic este realizat din constantan (aliaj Cu - Ni), manganin (aliaj Cu - Mn - Ni), cromel (aliaj Ni - Fe - Cr).



Fig. 2.16 - Mărci tensometrice [3]

Traductorul se fixează cu ajutorul unui adeziv pe piesa a cărei deformație trebuie măsurată. Ca urmare, firul metalic al mărcii tensometrice se deformează odată cu piesa, variația rezistenței fiind data de relația [3]:

$$\Delta \mathbf{R} = \mathbf{k} \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{\varepsilon}$$

unde:

- ΔR variația rezistenței [Ω];
- k constanta traductorului;
- R rezistența traductorului în stare nedeformată (inițială) [Ω];
- ε deformația relativă a piesei, $\varepsilon = \Delta l/l$;
- Δl variația lungimii piesei;

1 - lungimea inițială a piesei [m].

Se observă că relația de mai sus permite determinarea directă a deformației piesei. Pentru determinarea forței, se utilizează legea lui Hooke:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$
,

unde:

- σ tensiunea normală în piesă, $\sigma = F/A$, [Pa];
- F forța [N];
- A aria secțiunii [m²];
- E modulul de elasticitate al materialului din care este confecționată piesa [Pa].

Acest tip de traductoare rezistive permite măsurarea unor deformații relative de ordinul a $2 \cdot 10^{-6} \dots 5 \cdot 10^{-3}$; rezistența inițială a traductorului are valori cuprinse între 120 și 500 Ω . Constanta traductorului este de 1,9...3,5.

În fig. 2.17 se prezintă diferite variante de utilizare a mărcilor tensometrice pentru realizarea unui traductor indirect de presiune.

Pentru traductorul din fig. 2.17a, presiunea fluidului de lucru se aplică, prin racordul (1), asupra membranei metalice (2), care se deformează. Deformația membranei se transmite lamelei elastice (3), pe care sunt fixate mărcile tensometrice (4). Se obține astfel un semnal electric proporțional cu deformația membranei, deci proporțional cu presiunea fluidului. Fig.2.17c prezintă un traductor de presiune cu tub elastic și mărci tensometrice. Traductorul este format dintr-un tub metalic relativ subțire, fixat pe corpul metalic (1); pe tubul metalic sunt aplicate mărcile tensometrice (2) și (4). Sub acțiunea presiunii fluidului, tubul metalic se deformează, deformațiile find preluate de marca tensometrică (2). Marca tensometrică (4) este utilizată pentru compensarea influenței temperaturii.

La traductorii de presiune absolută produși de către firma SMARTEC (fig. 2.18), elementul sensibil îl constituie o membrană din teflon (1, fig. 2.19), pe care sunt aplicate mărcile tensometrice rezistive (4), care se deformează o dată cu membrana, modificându-și astfel rezistența electrică.

Traductorii de presiune absolută sunt prevăzuți cu o cameră vidată (3, fig. 2.19), în raport cu care se obține semnalul de presiune absolută; teoretic, în această cameră presiunea absolută ar trebui să fie nulă, lucru practic imposibil de realizat. Pentru traductorii SMARTEC, presiunea din camera vidată nu depășește $25 \cdot 10^{-3}$ torr (3,32 $\cdot 10^{-3}$ kPa, adică aproximativ 0,01% din presiunea atmosferică normală).

Traductorul din fig. 2.20 este utilizat pentru suprapresiuni mari (1000...1600

bar).





Fig. 2.17 - Traductoare de presiune cu mărci tensometrice:

a - schema de principiu a traductorului cu membrană;

- b traductor cu membrană:
 - 1 racord;
 - 2 membrană metalică;
 - 3 lamelă elastică;
- 4 mărci tensometrice;
- c traductor cu tub elastic:
 - 1 corp metalic;
 - 2, 4 mărci tensometrice;
 - 3 borne



Fig. 2.18 – Traductori de presiune SMARTEC



Fig. 2.19 - Construcția senzorului de presiune SMARTEC

1-membrană; 2-racord pentru aplicarea semnalului de presiune; 3-cameră vidată; 4-mărci tensometrice rezistive.



Fig. 2.20 - Traductor de presiune cu mărci tensometrice pentru presiuni mari:

- 1 racord presiune;
- 2 membrană;
- 3 mărci tensometrice.

La alte variante constructive de traductori mărimea primară (presiunea) este

transformată într-o mișcare de translație sau rotație (de exemplu cu ajutorul unei membrane elastice sau al unui burduf elastic), care este apoi transformată în semnal electric cu ajutorul unui traductor adecvat (fig.2.21 și fig.2.22). Tensiunea U_e la ieșirea bornelor traductorului este data de relația:



Fig. 2.21 – Traductoare rezistive potențiometrice: **a**-pentru deplasări liniare; **b**-pentru deplasări unghiulare; 1- suport izolator; 2 – fir metalic; 3 – cursor.



Fig. 2.22 – Schema circuitului electric la utilizarea traductorului potențiometric:

U – tensiunea de alimentare ; U_E – tensiunea la ieșirea traductorului ; R-element rezistiv ; C-cursor ; CE – circuit electric de măsură;

R_{in} - rezistența internă a circuitului

electric; x_0 – lungimea elementului rezistiv;

x – deplasarea cursorului.

Există și variante care utilizează traductoare electromagnetice pentru transformarea semnalului mecanic în semnal electric (fig.2.23).



Fig. 2.23 – Traductor electromagnetic de presiune:

1 - capsulă cu membrane elastice;

- 2 miez magnetic;
- 3 bobine;
- d deformația membranei elastice.

2.1.2. Măsurarea presiunii fluidelor în mișcare

Presiunea statică a fluidului care curge printr-o conductă se determină prin intermediul orificiului (A, fig.2.24) practicat în peretele lateral al conductei, în timp ce presiunea totală se determină cu ajutorul tubului Pitot (B).

În practică, în conductă se introduc sonde (fig.2.25) care pot măsura presiunea statică, presiunea totală sau presiunea dinamică. În acest ultim caz, prin utilizarea unui manometru cu tub U (fig.2.26) se poate determina direct presiunea dinamică cu relația:



 $p_{d} = p_{0} - p_{s} = \rho \cdot g \cdot \Delta h \,.$

Fig. 2.25 - Sonde pentru măsurarea presiunilor fluidelor în mișcare: a-sondă pentru presiunea statică p.; b-sondă pentru presiunea totală p.; c-sondă combinată.



2.2. PRESIUNEA HIDROSTATICĂ

După cum s-a menționat anterior, statica fluidelor studiază fluidele aflate în echilibru static. Un lichid aflat în echilibru se găsește doar sub acțiunea propriei sale greutăți; din acest motiv, straturile de lichid aflate în contact exercită presiuni unul asupra celuilalt. Presiunea exercitată la un anumit nivel în interiorul lichidului se numește *presiune hidrostatică*.

Să considerăm un fluid în interiorul căruia delimităm fictiv un volum

elementar de formă paralelipipedică (fig. 2.27). Lichidul fiind în echilibru, rezultanta tuturor forțelor care acționează asupra acestui volum de lichid este zero, adică:

 $\mathbf{p} \cdot \mathbf{dS} + \mathbf{dG} - (\mathbf{p} + \mathbf{dp}) \cdot \mathbf{dS} = \mathbf{0}.$



Fig. 2.27 – Schemă pentru determinarea presiunii hidrostatice

Greutatea volumului elementar de fluid va fi: $dG = g \cdot dm = \rho \cdot g \cdot dS \cdot dz$,

unde ρ este densitatea fluidului, iar dz este înălțimea acestuia.

Înlocuind greutatea în relația inițială obținem:

$$\mathbf{p} \cdot \mathbf{dS} + \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{dS} \cdot \mathbf{dz} - (\mathbf{p} + \mathbf{dp}) \cdot \mathbf{dS} = 0$$

sau, după simplificări:

 $dp = \rho \cdot g \cdot dz$.

Dacă poziționăm axa verticală O-z astfel încât originea să se afle la suprafața fluidului și presupunem că la suprafața fluidului presiunea este p_0 putem calcula presiunea p la o adâncime oarecare h:

$$\int_{p_0}^p dp = \int_0^h \rho \cdot g \cdot dz,$$

iar în final obținem presiunea la adâncimea h (presiunea hidrostatică):

 $\mathbf{p} = \mathbf{p}_0 + \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h} \, .$

Relația obținută ne conduce la următoarele concluzii:

- presiunea hidrostatică nu depinde de forma vasului;
- presiunea hidrostatică este aceeași în toate punctele aflate la aceași adâncime;
- dacă presiunea la suprafața lichidului (p₀) se mărește, presiunea hidrostatică se mărește.

Exercitându-se asupra unei suprafețe presiunea hidrostatică produce o forțe hidrostatice, a căror rezultantă se aplică în **centrul de presiune**. Ca exemplu în fig. 2.29 se prezintă cazul unui perete vertical, aflat sub acțiunea presiunii hidrostatice.

Forța hidrostatică elementară dF ce acționează pe suprafața elementară dA va fi [14]:

$$dF = p \cdot dA = \rho \cdot g \cdot z \cdot dx \cdot dz$$

Forța hidrostatică rezultantă va fi:

$$\mathbf{F} = \int_{0}^{\mathbf{H}} \left(\int_{0}^{\mathbf{L}} \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{z} \cdot d\mathbf{x} \right) d\mathbf{z},$$

adică:

$$\mathbf{F} = \frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}^2 \cdot \mathbf{L} \,.$$



Fig. 2.29 – Perete vertical aflat sub acțiunea presiunii hidrostatice¹⁰

Poziția centrului de presiune C rezultă din ecuațiile de echilibru de momente față de axele z și x:

• fața de axa z, momentul forței elementare dF este dF·x, iar cel al forței rezultante este $F \cdot x_c$; rezultă deci:

$$\int_{0}^{H} \left(\int_{0}^{L} \rho \cdot g \cdot z \cdot x \cdot dx \right) dz = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot H^{2} \cdot L \cdot x_{c},$$

de unde obținem:

$$\mathbf{x}_{c} = \mathbf{L}/2;$$

 $^{^{10}\} http://www.unibuc.ro/prof/scradeanu_d/docs/2012/apr/22_23_00_153_HIDROSTATICA.pdf$

• față de axa x, momentul forței dF este dF·z, iar cel al forței rezultante este F· z_c ; ca urmare obținem:

$$\int_{0}^{H} \left(\int_{0}^{L} \rho \cdot g \cdot z \cdot dx \right) z \cdot dz = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot H^{2} \cdot L \cdot z_{c},$$

de unde rezultă:

$$z_c = \frac{2 \cdot H}{3}$$

Aplicație: Determinarea presiunii atmosferice la o anumită înălțime

Se pornește de la relația prezentată anterior:

$$\mathrm{lp} = -\rho \cdot \mathrm{g} \cdot \mathrm{dz}\,,$$

în care semnul "-" s-a introdus deoarece, în acest caz, z este înălțimea față de suprafața solului (nu adâncimea).

Considerând aerul un gaz ideal putem utiliza ecuația generală de stare:

$$\mathbf{p}\cdot\mathbf{v}=\mathbf{R}\cdot\mathbf{T}$$

în care v este volumul specific, R=287 J/kg·K (constanta aerului considerat gaz perfect), iar T este temperatura absolută.

Dar v = $1/\rho$ și obținem relația pentru densitate:

$$\rho = \frac{p}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}},$$

rezultând deci:

$$\mathrm{d}\mathbf{p} = -\frac{\mathbf{g} \cdot \mathbf{p}}{\mathbf{R} \cdot \mathbf{T}} \cdot \mathrm{d}\mathbf{z}$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{p}} = -\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{R}\cdot\mathrm{T}}\cdot\mathrm{d}z\,.$$

Prin integrare obținem:

$$\ln\frac{p}{p_0} = -\frac{g\cdot z}{R\cdot T},$$

în care $p_0=101325$ Pa, iar z este înălțimea deasupra solului.

Rezultă în final:

$$\mathbf{p} = \mathbf{p}_0 \cdot \mathbf{e}^{-\mathbf{g} \cdot \mathbf{z}/(\mathbf{R} \cdot \mathbf{T})}$$

relație care permite calculul presiunii p la înălțimea z, ținând cont de faptul că temperatura aerului scade cu 6.5° C/1000 m.

2.3. LEGEA LUI PASCAL

După cum s-a arăta anterior presiunea hidrostatică este dată de relația:

$$\mathbf{p} = \mathbf{p}_0 + \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}$$

Să presupunem că presiunea p_0 crește cu Δp_0 ; conform relației de mai sus
presiunea la nivelul h va fi în acest caz:

$$\mathbf{p} + \Delta \mathbf{p} = (\mathbf{p}_0 + \Delta \mathbf{p}_o) + \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}$$

Scădem prima relație din cea de a doua și obținem:

$$\Delta p = \Delta p_0.$$

Ținând cont de cele de mai sus, **legea lui Pascal**¹¹ arată că variația de presiune produsă într-un punct al unui lichid aflat în echilibru în câmp gravitațional se transmite integral în toate punctele acelui lichid. Particularizând, rezultă că presiunea exercitată la suprafața unui lichid aflat în repaos se va transmite în toate direcțiile și cu aceași intensitate, în tot lichidul cât și asupra pereților vasului care îl conține.

Dintre aplicațiile practice ale acestui principiu se pot aminti presa hidraulică și acționarea hidraulică a frânelor unui autovehicul.

Schema de principiu a unei *prese hidraulice* este prezentată în fig 2.30; un piston cu secțiunea transversală *s* este utilizat pentru a exercita o forță *f* asupra unui lichid. Creșterea presiunii de la suprafața lichidului (p=f/s) este transmisă prin tubul de legătură unui cilindru prevăzut cu un piston mai mare, de secțiune *S*. Ca urmare a faptului că presiunea este aceeași în întreaga masă de lichid rezultă:

$$p = f / s = F / S$$

de unde rezultă forța F cu care acționează pistonul având diametrul mai mare:

$$F = f \frac{S}{s}$$

Presa hidraulică este deci un dispozitiv de amplificare a forței cu un factor de multiplicare egal cu raportul ariilor suprafețelor celor două pistoane.







Fig. 2.31 – Principiul de funcționare al frânei 1-pedală; 2-pompă de frână; 3-conductă de legătură; 4-cilindru de frână; 5-tambur; 6-sabot

În fig. 2.31 este prezentată schema de principiu a sistemului de frânare a roții

¹¹ Blaise Pascal (n. 19 iunie 1623, Clermont-Ferrand, Franța - d. 19 august 1662, Paris) - matematician, fizician și filosof francez având contribuții în numeroase domenii ale științei, precum construcția unor calculatoare mecanice, considerații asupra teoriei probabilităților, studiul fluidelor prin clarificarea conceptelor de presiune și vid..

unui autovehicul. Apăsarea pedalei (1) creează o forță f ce acționează asupra pistonului pompei de frână (2); astfel se mărește presiunea lichidului din întregul sistem. Creșterea de presiune se transmite până la cilindrul de frână (4), iar pistoanele acestuia deplasează saboții (6). Saboții sunt astfel aplicați pe tamburul (5), iar forța de frecare creată asigură frânarea roții.

Cu notațiile din fig. 2.31, forța cu care pistoanele cilindrului de frână (4) acționează asupra capetelor saboților (6) va fi:

$$F_p = f \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2 = F \cdot \frac{L}{l} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

unde F este forța de apăsare a pedalei de frână (1), d este diametrul pistonului din pompa de frână (2), iar D este diametrul pistonului din cilindrul de frână (4).

2.4. LEGEA LUI ARHIMEDE¹²

Conform acestei legi, orice corp scufundat într-un fluid aflat în repaos este împins de către o forță verticală, de jos în sus, egală cu greutatea volumului de fluid dislocuit de către corpul respectiv.

Asupra corpului scufundat în fluid (fig. 2.32) acționează, pe direcție verticală, forțele de presiune F_1 și F_2 . Forța ascensională ce acționează asupra corpului va fi, evident, $F_a = F_2 - F_1$

Folosind relațiile dintre forțe și presiuni obținem:

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{p}_1 \cdot \mathbf{S}, \quad \mathbf{F}_2 = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{S},$$

de unde rezultă:

$$\mathbf{F}_{\mathbf{a}} = (\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_1) \cdot \mathbf{S} \,.$$





Ținând cont de relațiile determinate pentru presiunea hidrostatică, obținem: $F_a = \rho \cdot g \cdot h \cdot S,$

unde ρ este densitatea lichidului, iar h este înălțimea corpului.

Observăm că $h \cdot S = V$, adică volumul corpului, care este egal cu volumul de

¹² Arhimede din Siracuza (n. aprox. 287 î.Hr. în Siracusa, pe atunci colonie grecească, d. 212 î.Hr.) a fost unul dintre cei mai de seamă învățați ai lumii antice. Realizările sale se înscriu în numeroase domenii științifice: matematică, fizică, astronomie, inginerie, filozofie. A pus bazele hidrostaticii și a explicat legea pârghiilor. I s-au atribuit proiectele unor noi invenții (mașini de asalt, șurubul fără sfârșit etc).

lichid dislocuit, $\rho \cdot h \cdot S = \rho \cdot V_L = m_L$ este masa volumului de lichid dislocuit, iar $\rho \cdot g \cdot h \cdot S = g \cdot m_{L} = G_{L}$ este greutatea volumului de lichid dislocuit, ceea ce ne conduce la concluzia că forța ascensională este egală cu greutatea volumului de lichid dislocuit.

Pentru corpuri având o formă oarecare, forta ascensională se calculează cu relația:

$$F_a = \rho \cdot g \cdot V ,$$

în care V este volumul corpului $[m^3]$, ρ este densitatea lichidului $[kg/m^3]$, iar g este acceleratia gravitatională $[m/s^2]$.

Legea lui Arhimede se aplică tuturor fluidelor (gaze sau lichide), pentru corpuri scufundate complet sau incomplet (în acest ultim caz fiind luat în calcul doar volumul scufundat al corpului).

În funcție de relația dintre forța ascensională și greutatea corpului sunt posibile următoarele cazuri:

- $F_a < G \hat{i}n$ acest caz greutatea aparentă a corpului scufundat este $G_a = G F_a$;
- $F_a = G \hat{i}n$ acest caz corpul rămâne în echilibru în interiorul fluidului;
- $F_a > G \hat{i}n$ acest caz corpul se va ridica la suprafața fluidului; pe măsură ce corpul iese din fluid, forta ascensională scade deoarece scade volumul de fluid dislocuit, iar în momentul în care forța ascensională ajunge să fie egală cu greutatea corpului, acesta va pluti la suprafata lichidului.

În acest ultim caz, pentru nave, punctul în care se aplică forta ascensională se numeste centru de carenă (B, fig. 2.33) și este diferit de centrul de greutate (C); având în vedere că volumul părții aflate în apă depinde de gradul de încărcare al navei, poziția centrului de carenă depinde de cât de mult se scufundă nava în apă.¹³



Fig. 2.33 – Modificarea poziției centrului de carenă în functie de greutatea încărcăturii¹⁴

În cazul înclinării navei sub acțiunea valurilor, forma secțiunii de navă aflată în apă se modifică, ceea ce are ca efect modificarea poziției centrului de carenă din B_0 în B_1 (fig. 2.34). Ca urmare forța ascensională și forța de greutate nu se vor mai afla pe aceeași axă, apărând astfel un cuplu de forțe care are tendința de a roti nava în sensul restabilirii poziției sale inițiale.

¹³ PESCÁJ, pescaje, s. n. Adâncimea de cufundare în apă a unei nave, măsurată până la linia de plutire, care variază în raport cu încărcătura. – Cf. it. **pescagione**. ¹⁴ http://maritime.org/doc/dc/part1.htm

Punctul M se numește metacentru, acesta găsindu-se la intersecția dintre axa verticală ce trece prin B_1 și axa de simetrie a navei, pe care se află centrul de greutate G. Poziția metacentrului față de centrul de greutate depinde de caracteristicile constructive ale navei și de condițiile de navigație, aceasta fiind stabilă atunci când metacentrul se află deasupra centrului de greutate (fig. 2.35a), deoarece cuplul de forțe format de greutatea G și forța ascensională F_a readuc vasul în poziția inițială. Dacă metacentrul se află sub centrul de greutate (fig. 2.35b) – de exemplu ca urmare a înclinării exagerate a acesteia (ruliu¹⁵), cuplul de forțe format de greutate și forța ascensională va roti în continuare nava, aceasta răsturnându-se.



Aplicația 1

Conform legendei, Arhimede a folosit efectul forței ascensionale pentru a determina dacă o coroană regală era realizată din aur pur sau dintr-un aliaj de aur și argint. Pentru aceasta el a cântărit coroana aflată în aer și apoi a determinat greutatea coroanei scufundate în lichid (greutatea aparentă). Între cele două greutăți există relația:

$$\mathbf{F}_{\mathbf{a}} = \mathbf{G} - \mathbf{G}_{\mathbf{a}} ,$$

unde F_a este forța ascensională, G_a este greutatea în apă și G este greutatea în aer.

¹⁵ RULÍU, *ruliuri*, s. n. Oscilație de înclinare a unei nave în jurul axei sale longitudinale, provocată de acțiunea valurilor înalte, când direcția de înaintare a navei este paralelă cu valurile. [Acc. şi: *rúliu*] – Din fr. roulis.
¹⁶ http://maritime.org/doc/dc/part1.htm

¹⁷ http://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Metacenter

Folosind relația determinată anterior pentru forța ascensională, obținem:

$$\rho_{\rm L} \cdot \mathbf{V} \cdot \mathbf{g} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} - \mathbf{m}_{\rm a} \cdot \mathbf{g}$$

în care m_a este masa coroanei aflate în apă, iar m este masa coroanei aflate în aer. Rezultă volumul coroanei:

$$V = \frac{m - m_a}{\rho_L}$$

și apoi densitatea materialului acesteia ($\rho_c = m/V$):



$$\rho_{\rm C} = \frac{\mathbf{m} \cdot \boldsymbol{\rho}_{\rm L}}{\mathbf{m} - \mathbf{m}_{\rm a}}.$$

O valoare a densității diferită de 19300 kg/m³ ar fi indicat că în construcția coroanei nu a fost folosit aurul pur.

Aplicația 2¹⁸

Să se determine raportul dintre volumul vizibil (V_v) și volumul scufundat (V_s) al unui iceberg, știind că: $\rho_{gheata} = 985 \text{ kg/m}^3$ și pentru apa oceanică $\rho_a = 1080 \text{ kg/m}^3$.

Din condiția de plutire $F_A = G$ rezultă:

$$\boldsymbol{\rho}_{a} \cdot \mathbf{V}_{s} \cdot \boldsymbol{g} = \boldsymbol{\rho}_{gheata} \cdot (\mathbf{V}_{v} + \mathbf{V}_{s}) \cdot \boldsymbol{g},$$

adică:



$$\rho_{a} = \rho_{gheata} \cdot \left(1 + \frac{V_{v}}{V_{s}}\right).$$

Rezultă deci:

$$\frac{V_{v}}{V_{s}} = \frac{\rho_{a}}{\rho_{gheata}} - 1 = 0,096 \text{ (sau 9,6\%)}.$$

2.5. Ecuațiile lui Euler pentru statica fluidelor

Se consideră o particul infinitezimală, paralelipipedică, de dimensiuni dx, dz, dy și densitate ρ și se figurează toate forțele exterioare ce acționează asupra particulei (fig. 2.36).

Forțele de suprafață sunt forțe de presiune, datorate acțiunii fluidului asupra particulei considerate. Știind că forțele de presiune sunt proporționale cu mărimea

¹⁸ http://www.unibuc.ro/prof/scradeanu_d/docs/2012/mai/31_09_49_03Cap2_Caiet_de_hidraulica_2012.pdf

suprafețelor elementare considerate și că presiunea este în funcție de coordonatele punctului în spațiu, p = p(x,y,z), atunci forțele de presiune pe fețele determinate de planurile sistemului de referință se pot scrie sub forma: $p \cdot dydz$, $p \cdot dxdz$, $p \cdot dxdy$.

Pe fețele opuse ale paralelipipedului la presiunile inițiale se adaugă creșterile parțiale datorate variațiilor obținute prin deplasarea pe cele trei direcții, obținându-se presiunile:



Forțele masice elementare sînt date de relația generală $dF_m = f_m \cdot dm = \rho \cdot f_m \cdot dx \cdot dy \cdot dz$, în care f_m este forța masică unitară; pentru cele trei direcții rezultă:

 $dF_{mx} = \rho \cdot X \cdot dx \cdot dy \cdot dz, \quad dF_{my} = \rho \cdot Y \cdot dx \cdot dy \cdot dz, \quad dF_{mz} = \rho \cdot Z \cdot dx \cdot dy \cdot dz \,.$

Particula fiind în repaos, condiția de echilibru impune ca suma forțelor, după fiecare axă, să fie zero; pentru axa Ox obținem:

$$\mathbf{p} \cdot \mathbf{dy} \cdot \mathbf{dz} - \left(\mathbf{p} + \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{dx}\right) \cdot \mathbf{dy} \cdot \mathbf{dz} + \mathbf{p} \cdot \mathbf{X} \cdot \mathbf{dx} \cdot \mathbf{dy} \cdot \mathbf{dz} = 0.$$

Relații similare se obțin și pentru axele Oz și Oy; după prelucrarea relațiilor și simplificări rezultă:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \cdot X, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \rho \cdot Y, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho \cdot Z.$$

Cele trei ecuații exprimă condițiile de echilibru ale volumului de fluid considerat, între forțele de presiune și forțele masice. Acestea sunt ecuațiile generale ale hidrostaticii, ecuații cu derivate parțiale de ordinul I, stabilite de Euler pentru echilibrul fluidului.

În câmp gravitațional cele trei componente ale forței masice unitare sînt X=0, Y=0 (deoarece nu există atracție pe orizontală în câmpul gravitațional), Z=-g.

Multiplicăm cele trei ecuații, respectiv prin dx, dy, dz, le adunăm și obținem:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dy + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz\right) = \rho \cdot \left(X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz\right),$$

sau:

$$dp = \rho \cdot (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz).$$

Membrul stâng al egalității reprezintă diferențiala totală a presiunii p; deoarece membrul stâng al egalității este o diferențială totală, expresia are sens dacă paranteza din membrul drept este o diferențială totală a unei funcții U(x,y,z), pentru care X, Z, Y sînt derivate parțiale:

$$X = -\frac{\partial U}{\partial x}, \quad Y = -\frac{\partial U}{\partial y}, \quad Z = -\frac{\partial U}{\partial z}$$

Înlocuind componentele X, Z, Y în relația de mai sus obținem:

 $\frac{\mathrm{d}p}{\rho} + \mathrm{d}U = 0,$

aceasta fiind relația fundamentală a staticii sub formă diferențială.

Relația fundamentală sub formă integrală (pentru fluide incompresibile, pentru care $\rho = ct$.) va fi:

$$\frac{p}{\rho} + U = ct.$$

După cum s-a menționat anterior, în câmp gravitațional cele trei componente ale forței masice unitare sunt X=0, Y=0, Z=-g, ceea ce ne conduce la:

$$-g = -\frac{dU}{dz}$$

 $g \cdot dz = dU$,

sau:

de unde rezultă:

 $U = g \cdot z + ct.$

Relația fundamentală a staticii devine:

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot z = ct$$

sau:

$$p + \rho \cdot g \cdot z = ct.$$

Aplicând relația de mai sus pentru cazul din fig. 2.37, pentru cele două puncte A și B ale fluidului obținem:

$$p_{A} + \rho \cdot g \cdot z_{A} = p_{B} + \rho \cdot g \cdot z_{B}$$

sau:

$$p_B = p_A + \rho \cdot g \cdot (z_A - z_B).$$

Dacă $p_A = p_0$ (presiunea la suprafața lichidului) rezultă:
 $p_B = p_0 + \rho \cdot g \cdot h,$

adică relația presiunii hidrostatice, prezentată anterior.



Fig. 2.37 – Presiunea hidrostatică

3. CINEMATICA ȘI DINAMICA FLUIDELOR

3.1. DEFINIȚII, CLASIFICĂRI

Cinematica fluidelor studiază comportarea acestora în timpul curgerii, fără a lua în considerație forțele care produc mișcarea. **Dinamica fluidelor** studiază mișcarea fluidelor și interacțiunea acestora cu corpurile cu care vin în contact, ținând cont de forțele ce intervin și de transformările energetice. Din punct de vedere istoric teoria clasică a dinamicii fluidelor s-a dezvoltat prin studiile teoretice efectuate asupra unui fluid lipsit de vâscozitate, denumit *fluidul ideal* sau *pascalian*. Fluidele ideale sunt medii omogene fără vâscozitate, care nu opun rezistență la deformare.

Practica a infirmat rezultatele bazate pe modelul de fluid ideal; de exemplu s-a constatat că în realitate consumul de energie necesar transportării sau amestecării fluidelor este mult mai mare decât cel calculat în ipoteza fluidului ideal.

Fluidele reale sunt cele care opun rezistență la deformare (la curgere) din cauza forțelor de frecare dintre straturi. Intensitatea acestor forțe se exprimă prin vâscozitatea dinamică a fluidului.

În cinematica fluidelor se consideră că acestea sunt formate dintr-un număr foarte mare de **particule de fluid**. Particula de fluid este un element de volum din interiorul fluidului, mult mai mare decât dimensiunea unei molecule; în aceste condiții interacțiunile dintre moleculele dintr-o particulă de fluid nu sunt se transmit în exteriorul acesteia. Particulele de fluid păstrează toate caracteristicile întregului fluid și interacționează între ele ca entități independente. Prin *linie de curgere* se înțelege traiectoria unei particule de fluid.

În funcție *de modul de variație în timp* a parametrilor mișcării fluidului, curgerea poate fi:

- permanentă (staționară): viteza particulelor depinde doar de poziția lor și nu variază în timp ca direcție și mărime;
- nepermanentă (nestaționară): viteza particulelor depinde de poziția lor și se modifică în timp.

Linia de curent este curba imaginară tangentă în fiecare punct la vectorul viteză al fluidului în acel punct (fig. 3.1).



Fig. 3.1 – Linii de curent

Forma liniilor de curent poate varia de la un moment de timp la altul atunci când curgerea este nestaționară. În cazul în care câmpul vitezelor nu depinde de timp (adică viteza într-un punct nu se modifică în timp, deși în puncte diferite vitezele pot fi diferite) sau, altfel spus, curgerea este *staționară*, forma liniilor de

curent nu se modifică în timp (liniile de curent rămân "înghețate"). În curgerea staționară, două linii de curent nu se intersectează niciodată. Aceasta implică faptul că, în cazul curgerii staționare, dacă la un anumit moment o particulă de fluid se află pe o linie de curent dată, ea va rămâne pe acea linie de curent. Prin urmare doar în cazul unei curgeri staționare linia de curgere și linia de curent coincid.

Tubul de curent este format din toate liniile de curent ce trec la un moment dat prin punctele unei curbe închise (L, fig. 3.2), care nu este linie de curent. Fluidul nu traversează tubul de curent prin suprafața sa laterală.

În funcție de *modul de desfășurare a mișcării*, curgerea poate fi:

- uniformă liniile de curent sunt paralele, cu viteză constantă în timp şi nu se intersectează;
- neuniformă liniile de curent au o formă oarecare, iar viteza variază ca direcție și mărime.



Fig. 3.2 – Tub de curent

În funcție de *structura fizică a curgerii*, mișcarea fluidului real poate fi:

- laminară;
- turbulentă.

Curgerea unui fluid se numește *laminară* dacă liniile de curent sunt paralele între ele. Așa cum spune și numele, curgerea laminară este una în care fluidul curge în straturi paralele între ele, astfel încât particulele de fluid aflate întrun strat nu trec în alte straturi. Curgerea laminară are loc la viteze relativ mici.

Curgerea turbulentă are loc la viteze mari; particulele ce formează diferitele straturi se amestecă între ele și au traiectorii neregulate (fig. 3.3).



Fig. 3.3 – Tipuri de curgere

a-laminară; b-turbulentă.

Pentru aprecierea curgerii din acest punct de vedere se folosește criteriul

Reynolds, mărime adimensională numită astfel în onoarea fizicianului american Osborne Reynolds (1842-1912), care a studiat curgerea lichidelor prin conducte. Relația de calcul a numărului (criteriului) Reynolds este:

$$\operatorname{Re} = \frac{\operatorname{L} \cdot \operatorname{w} \cdot \rho}{\eta},$$

în care L este dimensiunea caracteristică (de exemplu diametrul conductei) [m], w este viteza de deplasare [m/s], ρ este densitatea fluidului [kg/m³], iar η este vâscozitatea dinamică [Pa.s].

În cazul lichidelor s-a constat experimental că dacă Re<2000 curgerea este laminară, iar dacă Re>3000 ea este turbulentă. În domeniul 2000<Re <3000 curgerea este instabilă, putând trece de la un regim la altul (fig. 3.4). Pentru curgerea printr-o conductă cu secțiune rotundă regimul laminar de curgere se manifestă pentru Re<2300, iar curgerea turbulentă apare pentru Re>4000.



Fig. 3.4 – Regimuri de curgere

Debitul reprezintă cantitatea de substanță care străbate o secțiune în unitatea de timp.

Debitul masic printr-o secțiune a unui tub de curent este definit prin:

$$Q_{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad \left[\frac{kg}{s}\right],$$

unde Δm este masa de fluid care străbate o anumită arie în timpul Δt .



Fig. 3.5 – Perimetrul udat a) $P_u = ABC$; b) $P_u = ABCD$; c) $P_u = \pi \cdot D$.

Debitul volumic este dat de relația:

$$Q_{m} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad \left[\frac{m^{3}}{s}\right]$$

unde ΔV este volumul de fluid care străbate o anumită arie în timpul Δt .

Perimetrul udat este lungimea conturului secțiunii transversale a unui tub de curent mărginit de pereți rigizi (fig. 3.5).

Raza hidraulică este raportul dintre aria secțiunii transversale și perimetrul udat:

$$\mathbf{R} = \mathbf{A}/\mathbf{P}_{\mathrm{u}}.$$

3.2. ECUAȚIA DE CONTINUITATE

Ecuația de continuitate reprezintă principiul conservării cantității de fluid aflată în curgere. Prin cantitate se poate înțelege volum, masă, greutate.

Să considerăm un fluid în curgere staționară, din care separăm un tub de curent mărginit de surprafața S și de secțiunile 1 și 2 (fig. 3.6) [14].



Fig. 3.6 – Schemă pentru ecuația de continuitate¹⁹

Lichidul deplasându-se prin tubul de curent, la momentul t+ Δ t lichidul va fi delimitat de secțiunile 1' și 2'; lichidul fiind incompresibil și omogen, masa de lichid dintre secțiunile 1 și 2 trebuie să fie aceeași cu masa de lichid dintre secțiunile 1' și 2', adică:

$$m_{11'} + m_{1'2} = m_{1'2} + m_{22'},$$

adică:

 $m_{11'} = m_{1'2}$.

Masa poate fi scrisă ca produs între densitate și volum, adică:

$$\boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{v}_1 \cdot \Delta \mathbf{t} \cdot \mathbf{S}_1 = \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{v}_2 \cdot \Delta \mathbf{t} \cdot \mathbf{S}_2,$$

sau:

 $\mathbf{v}_1 \cdot \mathbf{S}_1 = \mathbf{v}_2 \cdot \mathbf{S}_2,$

deoarece densitatea nu se modifică, lichidul fiind incompresibil și omogen; S_1 și S_2 sunt ariile secțiunilor 1 și 2. Această relație se numește **ecuația de continuitate.**

Debitele volumice prin cele două secțiuni sunt:

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1$$
, $Q_2 = S_2 \cdot v_2$,

și, din ecuația de continuitate, obținem $Q_1 = Q_2 = Q$

Ecuația de continuitate permite și determinarea vitezelor, atunci când se

¹⁹ http://www.unibuc.ro/prof/scradeanu_d/docs/2014/apr/25_11_44_434_HIDROCINEMATICA_2.pdf

cunoaște debitul:

$$v_1 = \frac{Q}{S_1}, \quad v_2 = \frac{Q}{S_2}.$$

Se poate face observația că, de exemplu, când secțiunea de curgere se micșorează, viteza fluidului trebuie să crească astfel încât să se transporte același debit.



Pentru un tub de current ramificat (fig. 3.7), ecuația de continuitate devine:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3,$$

sau:
$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 + v_3 \cdot S_3.$$

Fig. 3.7 – Tub de curent ramificat [14]

3.3. LEGEA LUI BERNOULLI

Aceasta este valabilă în cazul fluidelor ideale (fără vîscozitate și incompresibile).

Să considerăm curgerea unui fluid printr-un tub de curent de secțiune variabilă (fig. 3.8).



Fig. 3.8 – Schemă pentru determinarea legii lui Bernoulli

Prin secțiunea A_1 intră o masă de fluid m; fluidul fiind incompresibil, aceeași masă de fluid va ieși din tubul de curent prin secțiunea A_2 .

Într-un interval de timp Δt , fluidul care intră va parcurge distanța x₁, iar fluidul care iese va parcurge distanța x₂. Volumele de fluid corespunzătoare vor fi:

$$x_1 \cdot A_1$$
, $x_2 \cdot A_2$.

Fluidul fiind incompresibil, cele două volume trebuie să fie egale, adică:

$$\mathbf{V} = \mathbf{x}_1 \cdot \mathbf{A}_1 = \mathbf{x}_2 \cdot \mathbf{A}_2$$

sau:

$$\mathbf{V} = \mathbf{v}_1 \cdot \Delta \mathbf{t} \cdot \mathbf{A}_1 = \mathbf{v}_2 \cdot \Delta \mathbf{t} \cdot \mathbf{A}_2$$

Energia cinetică a masei m de fluid în secțiunea de intrare este:

$$\mathbf{E}_{c1} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{v}_1^2.$$

Energia potențială a masei m de fluid în secțiunea de intrare este:

$$\mathbf{E}_{\mathbf{p}\mathbf{1}} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}_{\mathbf{1}}.$$

Lucrul mecanic efectuat de fluid în secțiunea de intrare la deplasarea pe distanța x_1 , suficient de mică pentru a considera că secțiune este constantă, este:

$$\mathbf{L}_1 = \mathbf{F}_1 \cdot \mathbf{x}_1 = \mathbf{p}_1 \cdot \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{x}_1 = \mathbf{p}_1 \cdot \mathbf{V} = \mathbf{p}_1 \cdot \frac{\mathbf{m}}{\rho},$$

în care p_1 este presiunea în secțiunea de intrare, iar ρ este densitatea fluidului (constantă, deoarece fluidul este considerat incompresibil).

Relații similare pot fi scrise pentru secțiunea de ieșire:

$$\mathbf{E}_{c2} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{v}_2^2, \quad \mathbf{E}_{p2} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}_2, \quad \mathbf{L}_2 = \mathbf{p}_2 \cdot \frac{\mathbf{m}}{\rho}.$$

Aplicând legea de conservare a energiei putem scrie:

$$E_{c1} + E_{p1} + L_1 = E_{c2} + E_{p2} + L_2$$

adică:

$$\frac{1}{2} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{v}_1^2 + \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}_1 + \mathbf{p}_1 \cdot \frac{\mathbf{m}}{\rho} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{m} \cdot \mathbf{v}_2^2 + \mathbf{m} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}_2 + \mathbf{p}_2 \cdot \frac{\mathbf{m}}{\rho},$$

de unde obținem:

$$\frac{1}{2} \cdot v_1^2 + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{1}{2} \cdot v_2^2 + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

sau:

$$\frac{\mathbf{v}^2}{2} + \mathbf{g} \cdot \mathbf{h} + \frac{\mathbf{p}}{\mathbf{\rho}} = \mathbf{ct}.$$

relație care reprezintă legea lui Bernoulli. Aceasta mai poate fi scrisă și sub forma:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h + p = \text{ct.}$$

Primul termen al relației se numește presiune dinamică, al doilea termen se numește presiune de poziție, iar al treilea termen se numește presiune statică.

Legea lui Bernoulli mai poate fi scrisă și sub forma:

$$\frac{v^2}{2 \cdot g} + h + \frac{p}{\gamma} = ct$$

în care $\gamma = g \cdot \rho$ este greutatea specifică a fluidului.

În cazul în care secțiunea de intrare și cea de ieșire se află la același nivel $h_1=h_2$ și rezultă:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + p = ct.$$

Deci, conform legii lui Bernoulli, de-a lungul unui tub prin care curge un fluid suma dintre presiunea statică a fluidului și presiunea dinamică este constantă; presiunea statică scade pe măsură ce viteza crește (deoarece crește presiunea dinamică – fig. 3.9).



Fig. 3.9 – Aplicarea legii lui Bernoulli

Măsurarea presiunii statice se poate realiza cu ajutorul unui manometru cu tub U și a unei prize laterale în peretele conductei prin care circulă fluidul (fig. 3.10a); pentru măsurarea presiunii totale (presiunea statică + presiunea dinamică) se folosește o priză aflată în centrul curentului de fluid (fig. 3.10b), iar presiunea dinamică se determină ca diferența între presiunea totală și cea statică, folosind schema de măsurare din fig. 3.10c. De obicei, pentru măsurarea presiunii dinamice (și deci a vitezei de curgere) se folosește o sondă combinată (tub Pitot-Prandtl – fig. 3.11), care folosește orificiul (1) pentru măsurarea presiunii statice și orificiul (2) pentru măsurarea presiunii totale.

În fig. 3.12 este prezentat un tub Pitot-Prandtl utilizat la avioane, pentru determinarea vitezei de deplasare.



Fig. 3.10 – Măsurarea presiunilor

Reprezentarea grafică a relației lui Bernoulli Se observă că în legea lui Bernoulli scrisă sub forma:

$$\frac{\mathbf{v}^2}{2 \cdot \mathbf{g}} + \mathbf{h} + \frac{\mathbf{p}}{\gamma} = \mathbf{ct}$$

fiecare termen are dimensiuni de lungime, ceea ce ne permite reprezentarea grafică a relației. Pentru aceasta considerăm un plan de referință (O-O, fig. 3.13) și o linie de current C-C, pe care se aleg, arbitrar, punctele M_1 , M_2 și M_3 ; particulele care trec prin aceste puncte au parametrii (V1, p1), (V2, p2), (V3, p3).



Fig. 3.13 – Reprezentarea grafică a relației lui Bernoulli [7]

Linia P-P, ce corespunde distanțelor $z+p/\gamma$ se numește linie piezometrică, iar linia E-E (orizontală, deorece suma celor trei termeni este constantă) se numește linie energetică (nivel energetic).

3.4. APLICAȚII ALE LEGII LUI BERNOULLI

3.4.1. Principiul pulverizatorului

Legea lui Bernoulli are nenumărate aplicații practice. Una dintre acestea se referă la funcționarea pulverizatoarelor. În acest caz (fig. 3.14), conducta (1) prin care

circulă aer are o secțiune de ieșire mai mică decât diametrul conductei; ca urmare, în secțiunea de ieșire, viteza curentului de aer crește (pentru a se respecta ecuația de continuitate), ceea ce va conduce la creșterea presiunii dinamice. Ca urmare a legii lui Bernoulli, presiunea statică scade; dacă aceasta scade sub valoarea presiunii atmosferice p_0 , lichidul din rezervorul (3) va fi împins prin tubul (2) în curentul de aer.



Fig. 3.14 – Aplicarea legii lui Bernoulli în cazul pulverizatorului

1-conductă pentru aer;
 2-conductă pentru lichid;
 3-rezervor de lichid.

3.4.2. Măsurarea debitului

O altă aplicație a legii lui Bernoulli o constituie măsurarea debitelor de fluide cu ajutorul tubului Venturi. Acesta se compune din: o porțiune cilindrică la intrare, un ajutaj convergent (confuzor), o porțiune cilindrică mediană, un ajutaj divergent (difuzor) și o porțiune cilindrică la ieșire. Porțiunile cilindrice de intrare și de ieșire trebuie să aibă în mod obligatoriu un diametru D egal cu cel al conductei în care se montează.

Principiul de măsurare a debitului cu ajutorul tubului Venturi rezultă din schema din fig. 3.15.



Scriem legea lui Bernoulli pentru cele două secțiuni considerate (1 și 2):

$$\frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{v}_1^2 + \mathbf{p}_1 = \frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{v}_2^2 + \mathbf{p}_2,$$

de unde rezultă:

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{p}_1 - \mathbf{p}_2 = \frac{\mathbf{p}}{2} \cdot \left(\mathbf{v}_2^2 - \mathbf{v}_1^2\right) = \frac{\mathbf{p}}{2} \cdot \left[\left(\frac{\mathbf{v}_2}{\mathbf{v}_1}\right)^2 - 1\right] \cdot \mathbf{v}_1^2.$$

Ținem cont că $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$ și rezultă:

$$\Delta \mathbf{p} = \frac{\mathbf{\rho}}{2} \cdot \left[\left(\frac{\mathbf{A}_1}{\mathbf{A}_2} \right)^2 - 1 \right] \cdot \mathbf{v}_1^2,$$

de unde obținem:

$$\mathbf{v}_{1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \left[\left(\frac{\mathbf{A}_{1}}{\mathbf{A}_{2}} \right)^{2} - 1 \right]}}$$

Debitul volumic este:

$$Q_{v} = A_{1} \cdot v_{1} = A_{1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \left[\left(\frac{A_{1}}{A_{2}}\right)^{2} - 1\right]}} = k \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}},$$

în care ρ este densitatea fluidului, iar k este o constantă a aparatului. Diferența de presiune între cele două secțiuni se măsoară, de obicei, cu ajutorul unui manometru cu tub U (fig. 3.16), fiind dată de relația:

$$\Delta p = \rho_{\rm L} \cdot g \cdot h \, ,$$

în care ρ_L este densitatea lichidului din manometru.



Fig. 3.16 – Utilizarea manometrului cu tub U

1-tub Venturi; 2-manometru cu tub U.

3.4.3. Calculul debitului prin orificii

Orificiul este o deschizătură practicată în pereții sau fundul unui rezervor în care se află fluid. Conturul orificiului este situat sub nivelul suprafeței libere.

Din punct de vedere al calculului hidraulic al debitelor orificiile pot fi mici sau mari. Un orificiu se numește mic dacă dimensiunea sa pe verticală d nu depășește o zecime din sarcina h măsurată până în centrul orificiului (fig. 3.17). În acest caz se poate considera că parametrii hidrodinamici viteză și presiune nu variază semnificativ în secțiunea transversală a vânei de fluid, în dreptul orificiului, putând deci fi considerați constanți.

Dacă diametrul orificiului este mai mare (d>h/10) viteza și presiunea variază considerabil de la un punct la altul în secțiunea orificiului, care se consideră în acest caz orificiu mare.

În cazul scurgerii unui lichid putem deosebi orificii libere, când evacuarea are loc în atmosferă sau în alt mediu gazos, și orificii înecate, atunci când evacuarea are loc în același lichid sau în alt mediu lichid. În cazul unui **orificiu mic** scriem ecuația lui Bernoulli pentru o linie de curent între punctul (1), de pe suprafața liberă a lichidului, și punctul (2), aflat în centrul orificiului (fig. 3.17):



Fig. 3.17 – Schemă pentru calculul debitului prin orificiu liber [7]

Din ecuația de continuitate rezultă:

$$\mathbf{v}_1 \cdot \mathbf{S}_1 = \mathbf{v}_2 \cdot \mathbf{S}_2 \Longrightarrow \mathbf{v}_1 = \mathbf{v}_2 \cdot \frac{\mathbf{S}_2}{\mathbf{S}_1} = \mathbf{v}_2 \cdot \mathbf{n},$$

unde $n=S_2/S_1$.

Înlocuind relația pentru v_1 în ecuația lui Bernoulli rezultă:

$$\frac{n^{2} \cdot v_{2}^{2}}{2 \cdot g} + z_{1} + \frac{p_{1}}{\gamma} = \frac{v_{2}^{2}}{2 \cdot g} + z_{2} + \frac{p_{2}}{\gamma}$$

și de aici obținem:

$$\mathbf{v}_{2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{g}}{1 - \mathbf{n}^{2}} \cdot \left[\left(\mathbf{z}_{1} - \mathbf{z}_{2} \right) + \frac{\mathbf{p}_{1} - \mathbf{p}_{2}}{\gamma} \right]}.$$

Dacă $S_1 >> S_2$ atunci $v_1 \approx 0$; presupunând că este vorba de cazul unui rezervor deschis $p_1 = p_2$ (presiunea atmosferică) și rezultă, in final:

$$\mathbf{v}_2 = \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}}$$
, $\mathbf{Q}_2 = \mathbf{v}_2 \cdot \mathbf{S}_2$.

În cazul curgerii printr-un orificiu mic înecat (care separă, de exemplu, două rezervoare cu lichid – fig. 3.18), aplicând ecuația lui Bernoulli pentru punctele 1 și 2 și ținând cont că $p_2=p_0+\gamma \cdot h_2$, $p_1=p_0$ (presiunea atmosferică), $z_2-z_1=h_1$, $v_1\approx 0$, rezultă:

$$\mathbf{v}_2 = \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_2)} = \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \Delta \mathbf{h}}$$

Dacă fluidul curge printr-un **orificiu mare**, viteza și presiunea nu mai pot fi considerate constante, depinzînd de cota punctului respectiv din orificiu. Pentru rezolvarea problemei determinării vitezei (și debitului) curgerii, se consideră că suprafața elementară b(z) dz reprezintă un orificiu mic, pentru care se pot aplica relațiile anterioare (fig. 3.19), adică:

$$dQ = v \cdot dS = b(z) \cdot dz \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot z} ,$$

în care b(z) este legea de variație a secțiunii orificiului pe înălțime.

Debitul va fi:

$$Q = \sqrt{2 \cdot g} \cdot \int_{1}^{1+a} \sqrt{z} \cdot b(z) \cdot dz$$





Fig. 3.18 – Curgerea prin orificiu înecat [7]



Pentru un orificiu dreptunghiular, pentru care b(z) = b, rezultă:

$$\mathbf{Q} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g}} \cdot \mathbf{b} \cdot \left[(\mathbf{l} + \mathbf{a})^{3/2} - \mathbf{l}^{3/2} \right].$$

Fig. 3.20 prezintă cazul scurgerii unui lichid dintr-un rezervor, folosind un sifon.



Relația lui Bernoulli, pentru punctele 1 și 3, se scrie sub forma:

$$\frac{\mathbf{p}_1}{\rho} + \frac{\mathbf{v}_1^2}{2} + \mathbf{g}\mathbf{z}_1 = \frac{\mathbf{p}_3}{\rho} + \frac{\mathbf{v}_3^2}{2} + \mathbf{g}\mathbf{z}_3.$$

Ținând cont că $p_1 = p_3$ (presiunea atmosferică), $z_1 = H$, $z_3 = 0$, $v_1 \approx 0$, obținem, în final:

$$\mathbf{v}_3 = \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}} \; .$$

Pentru a obține presiunea în punctul 2 scriem ecuația lui Bernoulli pentru punctele 3 și 2:

$$\frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} + gz_3 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2.$$

Secțiunea de trecere fiind aceeași în cele două puncte rezultă $v_2 = v_3$; ținem cont că $z_2 = H + h$ și $z_3 = 0$ și rezultă:

$$\mathbf{p}_2 = \mathbf{p}_3 - \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot (\mathbf{H} + \mathbf{h}),$$

relație care ne arată că presiunea în sifon (punctul 2) este mai mică decât presiunea atmosferică (p_3).

3.5. MIŞCAREA FLUIDELOR REALE

3.5.1. Regimul de curgere

Curgerea fluidelor reale se poate produce în două regimuri diferite de mișcare, stabilite în raport cu structura fizică a acestora: regimul laminar și regimul turbulent. Existența acestor regimuri diferite de mișcare a fost pusă în evidență de fizicianul englez Reynolds cu ajutorul unei instalații relativ simple, care asigura introducerea într-un curent de fluid a unui alt fluid, colorat (fig. 3.21); Reynolds a stabilit deosebirile calitative între regimurile de curgere laminar și turbulent și a pus în evidență existența unui regim de tranziție, împreună cu parametrii care influențează aceste regimuri.



I-instalația experimentală; II-vizualizarea regimului de curgere

Mișcarea laminară a unui fluid este mișcarea având caracter uniform în care diferitele straturi de fluid se mișcă paralel unele față de altele, fără amestecul particulelor componente ale diferitelor straturi.

Mișcarea turbulentă este mișcarea cu aspect neuniform în care diferitele particule componente se amestecă între ele și se mișcă pe traiectorii neregulate și variabile în timp.

Reynolds a stabilit că factorii care determină cele două regimuri de curgere, laminar sau turbulent, la curgerea lichidului printr-o conductă, sunt viteza medie de curgere v, diametrul conductei D și viscozitatea cinematică v. Pentru caracterizarea regimului de curgere a lichidului se introduce mărimea adimensională numită numărul

²⁰ xa.yimg.com/kq/groups/23251651/566175914/name/Mecanic

lui Reynolds:

$$\operatorname{Re} = \frac{\operatorname{D} \cdot \operatorname{w}}{\operatorname{v}} = \frac{\operatorname{D} \cdot \operatorname{w} \cdot \operatorname{\rho}}{\operatorname{\eta}}$$

în care D este diametrul conductei, w este viteza de deplasare [m/s], ρ este densitatea fluidului, iar η este vâscozitatea dinamică [Pa.s].

Pentru conducte cu altă formă în secțiune decât cea circulară (pătrată, dreptunghiulară, inelară) în locul diametrului se folosește diametrul hidraulic:

$$D_{h} = \frac{4 \cdot A}{P_{u}}$$

în care A este aria secțiunii transversale, iar P este perimetrul udat. Aplicând relația de mai sus pentru o conductă inelară se obține egalitatea $D_h = D$, iar pentru o secțiune de curgere circulară (fig. 3.22) $D_h = 2 \cdot (r_e - r_i)$.

Dacă mișcarea lichidului se realizează pentru o valoare a numărului lui Reynolds mai mică decât o valoare numită critică (pentru curgerea apei prin conducte circulare $Re_{cr} = 2300$), mișcarea este laminară.





S-a stabilit experimental și teoretic că în mișcarea laminară lichidul întâmpină o rezistență proporțională cu viteza medie, iar în regimul turbulent, la numere Reynolds mari, rezistența este proporțională cu pătratul vitezei.

Fluidele reale au vâscozitate, ceea ce face ca straturile de fluid adiacente pereților conductei prin care are loc curgerea să adere la suprafața interioară a conductei. Ca urmare, în cazul unei curgeri laminare (în care straturile de fluid nu se amestecă), viteza de curgere variază parabolic în lungul secțiunii transversale a conductei (fig. 3.23a). Legea de variație a vitezei depinde de tipul curgerii și de rugozitatea pereților interiori ai conductei.

La curgerea turbulentă (fig. 3.23b) în apropierea peretelui conductei, particulele fluide au posibilități reduse de deplasări transversale, deci vitezele nu se pot uniformiza și cresc rapid într-un strat de grosime mică δ . După acest strat, datorită amestecului pronunțat, vitezele se uniformizează, având o creștere mică către maximumul din axa conductei. Odată cu creșterea numărului Re, trecerea particulelor dintr-un strat în altul este mai intensă și curba vitezelor mai aplatizată.

Să considerăm cazul unui fluid ce curge laminar printr-o conductă, din care separăm un cilindru de fluid, de rază r și lungime L, care se deplasează cu viteza u (fig. 3.24).

Asupra cilindrului acționează pe o față presiunea p, iar pe cealaltă față presiunea p- Δ p, mai mică din cauza pierderii liniare de sarcină Δ p (vezi 3.5.4). Pe suprafața laterală a cilindrului acționează eforturile tangențiale τ , ce apar ca urmare a

vâscozității fluidului și a interacțiunii cu straturile alăturate.



Fig. 3.23 – Distribuția vitezelor la curgerea fluidelor reale a-curgere laminară; b-curgere turbulentă.



Fig. 3.24 – Schemă pentru determinarea profilului de viteze la curgerea laminară

Cilindrul deplasându-se cu viteză constantă putem scrie ecuația de echilibru a forțelor pe direcția de curgere, sub forma:

$$2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{L} \cdot \boldsymbol{\tau} + (\mathbf{p} - \Delta \mathbf{p}) \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r}^2 - \mathbf{p} \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r}^2 = 0,$$

sau:

$$2\cdot\boldsymbol{\pi}\cdot\mathbf{r}\cdot\mathbf{L}\cdot\boldsymbol{\tau}-\Delta\mathbf{p}\cdot\boldsymbol{\pi}\cdot\mathbf{r}^{2}=0,$$

de unde obținem:

$$\tau = \frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{r}{2} \, .$$

Pentru fluide newtoniene putem scrie relația care include vâscozitatea dinamică η :

$$\tau = -\eta \cdot \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r},$$

în care semnul minus se folosește pentru că distanța se măsoară de la centrul conductei și nu de la perete.

Combinând cele două ecuații de mai sus rezultă:

$$-\eta \cdot \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r} = \frac{\Delta p}{\mathrm{L}} \cdot \frac{\mathrm{r}}{2},$$

sau:

$$\mathbf{u} = -\frac{\Delta \mathbf{p}}{\mathbf{L}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \int \mathbf{r} \cdot \mathbf{dr} \, ,$$

care ne conduce la relația pentru viteza la o distanță oarecare r față de centrul conductei:

$$u_{\rm r} = -\frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{r^2}{4 \cdot \eta} + C \,. \label{eq:urrel}$$

La perete (r = R) viteza este zero (u = 0), condiție care permite determinarea constantei de integrare:

$$C = \frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{R^2}{4 \cdot \eta}.$$

Viteza la o distanță r față de centrul conductei va fi:

$$\mathbf{u}_{\mathrm{r}} = \frac{\Delta p}{\mathrm{L}} \cdot \frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot \left(\mathbf{R}^{2} - \mathbf{r}^{2} \right),$$

relație care explică profilul parabolic al distribuției de viteze pe secțiune (fig. 3.23a, 3.25).

În centrul conductei r = 0 și rezultă valoarea maximă a vitezei :

$$u_{\max} = \frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot R^2$$

Viteza medie de curgerea fluidului este, în acest caz, dată de relația:

$$\overline{u} = 0, 5 \cdot v_{max}$$
,

iar debitul volumic este:

$$\mathbf{Q}_{\mathrm{v}} = \frac{\Delta \mathbf{p}}{1} \cdot \frac{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{r}_{0}^{4}}{8 \cdot \boldsymbol{\eta}}.$$



Fig. 3.25 – Profilul vitezelor în curgerea laminară

În cazul curgerii cu suprafață liberă (curgere printr-un canal deschis, fig. 3.26) viteza are o distribuție parabolică pe înălțimea canalului, cu un maxim la nivelul suprafeței libere.



Fig. 3.26 – Curgere laminară cu suprafață liberă

În regim turbulent forma diagramei repartiției vitezelor depinde de numărul

Reynolds (fig. 3.23b):

- Re=2700 \rightarrow u/u_{max} = 0,75;
- Re= $10^6 \rightarrow u/u_{max} = 0,86;$
- Re= $10^8 \rightarrow u/u_{max} = 0,9.$

La limită, când Re $\rightarrow \infty$, diagrama de distribuție a vitezelor în secțiunea perpendiculară pe direcția curgeria tinde către cea a fluidului ideal și în acest caz fluidul se comportă ca și cum nu ar avea vîscozitate.

3.5.2. Stratul limită

Stratul limită este acel strat de fluid din imediata apropiere a unui corp aflat în curentul de fluid în care apare o variație importantă a vitezei fluidului, de la zero pînă la valoarea corespunzătoare curgerii exterioare a fluidului u_{∞} (fig. 3.27); în stratul limită forțele de frecare au valori semnificative.



Fig. 3.27 – Formarea stratului limită în cazul unei plăci plane

Grosimea stratului limită nu poate fi precizată în mod riguros, deoarece trecerea de la viteza din stratul limită la viteza curgerii exterioare se face asimptotic. Grosimea stratului limită crește treptat odată cu numărul lui Reynolds.

În interiorul stratului limită tensiunea tangențială de frecare $\tau = \eta \cdot du/dy$ atinge valori foarte mari chiar pentru fluide cu vâscozitate foarte mică, deoarece gradientul de viteză pe direcția normală la suprafață este foarte mare. De aceea în studiul teoretic al curgerii unui fluid cu viscozitate mică se separă câmpul de curgere în două domenii: stratul limită, în care se consideră forțele de viscozitate, și domeniul din exteriorul acestui strat, unde forțele de viscozitate se pot neglija. Această separare aproximativă a câmpului de curgere în două domenii, introdusă de Prandtl, simplifică studiul teoretic al fluidelor reale.

Grosimea stratului limită depinde de regimul de mișcare a fluidului în stratul limită, care poate fi laminar, de tranziție sau turbulent. Regimul de mișcare depinde de numărul lui Reynolds, determinat cu u_{∞} , și de lungimea caracteristică x, măsurată de la capătul corpului (bordul de atac).

Regimul de mișcare în stratul limită este laminar pentru distanțe x mici, deci în apropierea bordului de atac, trece apoi în regim tranzitoriu pentru o valoare critică x_{cr1} (Re_{cr1} – fig. 3.28) și apoi în regim turbulent pentru valori mai mari de x_{cr2} (Re_{cr2}) [1, 15]. Valorile critice ale numărului lui Reynolds depind de forma conturului corpului. În funcție de valoarea numărului Reynolds este posibil ca pe întreaga grosime a stratului limită curgerea să fie laminară.

În afară de numărul lui Reynolds, asupra regimului de mișcare din stratul limită mai influențează gradul de turbulență al curentului exterior, rugozitatea peretelui (în special în zona bordului de atac) și modul de variație a presiunii pe direcția mișcării.



Fig. 3.28 – Regimurile de curgere în stratul limită

Pentru determinarea grosimii stratului limită se folosesc relații determinate pe cale experimentală [15]:

• pentru zona curgerii laminare:

$$\delta(x) = 5 \cdot \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \text{ (pentru } Re_x < 5 \cdot 10^5\text{)},$$

• pentru zona curgerii turbulente:

$$\delta(\mathbf{x}) = 0.38 \cdot \frac{\mathbf{x}}{\sqrt[5]{\text{Re}_{x}}} \text{ (pentru 5.10^{5} \le \text{Re} < 5.10^{7})},$$

ecuații în care numărul Reynolds se calulează cu relația:

$$\operatorname{Re}_{x} = \frac{x \cdot u_{\infty} \cdot \rho}{\eta}$$

3.5.3. Rezistența aerodinamică (hidrodinamică)

Asupra oricărui corp ce se deplasează într-un fluid acționează o forță de rezistență la înaintare datorată atât frecării dintre fluid și corp, cât și diferențelor de presiune la care este supus corpul; această forță este denumită rezistență aerodinamică (sau hidrodinamică).

Forța de rezistența aerodinamică se calculează cu relația generală:

$$\mathbf{F}_{\mathbf{a}} = \frac{1}{2} \cdot \mathbf{c}_{\mathrm{D}} \cdot \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{u}^{2},$$

în care c_D este coeficientul de rezistență aerodinamică, ρ este densitatea fluidului, A este aria suprafeței transversale a corpului, perpendiculară pe direcția de deplasare, iar u este viteza de deplasare.

Coeficientul de rezistență aerodinamică depinde în principal de forma corpului (fig. 3.29).

3.5.4. Pierderile de sarcină

În cazul curgerii lichidelor reale frecările vâscoase, efectele de turbulență precum și diversele organe intercalate pe traseul de curgere cauzează pierderi de energie; se deosebesc **pierderi liniare** sau distribuite, produse pe o anumită lungime de traseu de curgere, și **pierderi locale**, care sunt produse de diversele elemente hidraulice ce formează circuitul (robineți, vane, coturi etc.). Ca exemplu în fig. 3.30 prezintă cazul pierderilor liniare de presiune la curgerea unui lichid printr-o conductă, observându-se existența unei căderi de presiune Δp pe lungimea L a conductei (presiune mai mare în amonte și mai mică în aval).





Folosind schema din fig. 3.31 căderea de presiune Δp se poate calcula având în vedere egalitatea dintre forța de presiune și forța datorată eforturilor tangențiale τ_w ce apar la frecarea fluidului de peretele conductei:

$$\Delta \mathbf{p} \cdot \frac{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{d}^2}{4} = \boldsymbol{\tau}_{\mathrm{w}} \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{L} \,,$$

de unde rezultă:

$$\Delta p = \tau_{w} \cdot \frac{4 \cdot L}{d},$$

în care L este lungimea conductei, iar d este diametrul său interior.

Deoarece efortul tangențial nu poate fi măsurat, în general se folosesc relații empirice pentru calculul pierderilor de sarcină. Relația generală de calcul a pierderilor de sarcină este:

$$h_{v} = \xi_{r} \cdot \frac{v^{2}}{2 \cdot g},$$

în care v este viteza de curgere, iar coeficientul coeficientul de rezistență ξ depinde de tipul curgerii (laminară sau turbulentă) și de tipul rezistenței:

• pierderi liniare (frecare cu pereții conductei):

$$\xi_{\rm r} = \lambda \cdot \frac{\rm L}{\rm D};$$

pierderi locale (cot în conductă, armătură etc.): ξ_r = ξ₁.
 Pentru un circuit cu *m* elemente hidraulice pierderea totală de sarcină va fi:

$$\Delta p = \rho \cdot \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} + \sum_{i=1}^{m} \xi_{1i} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \right)$$

Coeficientul pierderilor de sarcină liniare λ depinde de regimul de curgere și

de rugozitatea (mărimea asperităților) peretelui conductei; spre exemplu, pentru curgere laminară prin conducte circulare (Re<2000), se poate utiliza relația:



Fig. 3.30 – Pierderi liniare de presiune într-o conductă

Fig. 3.31 – Schemă pentru calculul pierderilor liniare de presiune

În cazul curgerii turbulente (Re>4000) calculul coeficientului pierderilor de sarcină liniare λ se face pe baza rugozității relative a peretelui interior al conductei k/D, unde k reprezintă înălțimea asperităților; în tabelul 3.1 sunt prezentate unele relații de calcul pentru coeficientul pierderilor de sarcină liniare, iar unele valori ale înălțimii asperităților sunt prezentate în tabelul 3.2.

Tabelul 3.1

Relații pentru calcului coeficientului pierderilor de sarcina liniare [8]		
Regimul de curgere	Domeniul	Relația de calcul
laminar	Re<2000	$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$
turbulent neted	4000 <re<10·d k<="" td=""><td>$\lambda = \frac{0,3164}{\mathrm{Re}^{0,25}}$</td></re<10·d>	$\lambda = \frac{0,3164}{\mathrm{Re}^{0,25}}$
turbulent mixt	10·D/k <re<560·d k<="" td=""><td>$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\text{k}}{\text{D}}\right)^{0.25}$</td></re<560·d>	$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\text{k}}{\text{D}}\right)^{0.25}$
turbulent rugos	Re>560·D/k	$\lambda = \left(2 \cdot \lg \frac{3.7 \cdot D}{k}\right)^{-2}$

Pierderile locale ξ_l se găsesc în cataloage sau fișele produselor respective; pentru cazul creșterii bruște a secțiunii de curgere (fig. 3.32) coeficientul pierderii locale se determină cu relația [14]:





Fig. 3.32 – Conductă cu variație bruscă a secțiunii.

Inalțimea asperităților (rugozitatea) de pe suprafața interioară a conductelor		
Materialul	k [mm]	
Ţevi din aluminiu, plumb	0,001 - 0,002	
Ţevi din PVC, alte materiale plastice	0,0015	
Oţel inoxidabil	0,015	
Ţevi comerciale din oţel carbon	0,045 - 0,09	
Tevi galvanizate din oțel	0,15	
Ţevi din oțel, cu rugină	0,15 - 4	
Ţevi noi din fontă turnată	0,25 - 0,8	
Ţevi vechi din fontă turnată	0,8 - 1,5	
Conducte din beton	0,3 - 3	

Tabelul 3.2Înălțimea asperităților (rugozitatea) de pe suprafața interioară a conductelor

Pentru cazul curgerii inverse (de la secțiunea 2 către secțiunea 1), coeficientul pierderii locale se determină cu relația:

$$\xi_1 = 0, 5...0, 6 \cdot \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)$$

În tabelul 3.3 sînt prezentate relațiile de calcul pentru rezistențele locale pentru anumite cazuri specifice.

3.5.5. Legea lui Bernoulli pentru fluide vâscoase

Legea lui Bernoulli, pentru fluide vâscoase incompresibile, se scrie sub forma:

$$\frac{1}{2} \cdot v_1^2 + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{1}{2} \cdot v_2^2 + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_v,$$

în care termenul $g \cdot h_v$ se referă la pierderile de sarcină.

Scriind relația lui Bernoulli astfel încât termenii să reprezinte dimensiuni liniare (înălțimi), rezultă:

$$\frac{1}{2 \cdot g} \cdot v_1^2 + h_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot v_2^2 + h_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_v.$$

În fig. 3.33 este prezentată reprezentarea grafică a acestei forme a legii lui Bernoulli; se observă că energia E' a punctului 2 este mai mică decât energia E a punctului 1 din cauza pierderilor h_{v1-2} ce apar pe traseul dintre cele două puncte.

După cum s-a menționat anterior (vezi 3.5.1) în cazul curgerii fluidului real prin conducte, din cauza vâscozității fluidului și a interacțiunii cu straturile alăturate, viteza variază în lungul secțiunii transversale a conductei și din acest motiv legea lui Bernoulli se scrie sub forma :

$$\frac{1}{2 \cdot g} \cdot \alpha_1 \cdot v_1^2 + h_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \alpha_2 \cdot v_2^2 + h_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_v,$$

în care v este viteza medie a fluidului în secțiunea respectivă, iar α este numit coefficient Coriolis, având următoarele valori [8]:

- pentru curgerea laminară prin conducte circulare $\alpha = 2$;
- pentru curgerea turbulentă prin conducte circulare $\alpha = 1,05...1,1;$

Tabelul 3.3

hr Singularitatea $h_{r}^{\prime}=\zetarac{V^{2}}{2g}$, $\zeta=0.5+0.3\cos\delta+0.2\,\cos^2\delta$ Intrare cu muchii ascuțite $h'_{\boldsymbol{r}} = \zeta \frac{V_2^2}{2a}$, $\zeta = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)^2$ Lărgire bruscă $h_r' = \zeta \frac{V_2^2}{2a}$, $\zeta = \left(\frac{n^{1,8} - 1}{1,43n^{1,8} + 1}\right)^2, \quad n = \frac{A_1}{A_2} \le 100$ Îngustare bruscă $h'_{\mathbf{r}} = \zeta \frac{V_2^2}{2g}, \quad \zeta = \left(\frac{n^{1,8}-1}{1,43n^{1,8}+1}\right)^2 \cdot f(\delta),$ 81 $n = \frac{A_1}{A_2} \leq 100, \ f(\delta) = \begin{cases} \sin \delta, \ 0 < \delta < \pi/2\\ 1, \qquad \pi/2 < \delta < \pi \end{cases}$ Confuzor $h'_{r} = \zeta' \frac{V_{1}^{2}}{2g}$, 14-€18 € $\zeta' = 3.2 \left(\frac{n-1}{n} \right)^2 \cdot tg^{1,25} \frac{\delta}{2}$, $n = \frac{A_2}{A_1}, \quad 0 < \delta \leq \frac{\pi}{4}$ Difuzor $h'_{r}=\zeta rac{V^{2}}{2g}$, $\zeta = \left(\frac{A}{\varepsilon A_1} - 1\right)^2, \quad \varepsilon = 0.63 + 0.37 \left(\frac{A_1}{A}\right)^3$ Diafragmă $h'_r = \zeta \frac{V^2}{2g}$, $\zeta = \frac{\delta^{\circ}}{90^{\circ}} \left[0, 13 \pm 0, 16 \left(\frac{D}{R} \right)^{3,5} \right], \quad 1 \leq \frac{R}{D} \leq 5$ Curbă $h'_r = \zeta \frac{V^2}{2\sigma}$, $\zeta = 0.95 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2.05 \sin^4 \frac{\delta}{2}$, $\delta \leqslant \frac{\pi}{2}$ Cot brusc

Relații pentru calculul rezistențelor locale [10]



• pentru curgerea turbulentă cu suprafață liberă (prin canale deschise) $\alpha = 1, 1, \dots, 1, 2$.

De obicei curgerea lichidelor prin conducte circulare are loc în regim turbulent și ca urmare se poate considera că $\alpha \approx 1$.

3.5.6. Curgerea fluidului real prin orificii

Spre deosebire de cazul curgerii fluidului ideal (vezi 3.4.3), în cazul curgerii fluidelor reale vâna de fluid ce iese din orificiu se contractă, secțiunea acesteia fiind mai mică decât secțiunea orificului (fig. 3.34).



Fig. 3.34 – Contractarea venei de lichid

A₁-aria secțiunii orificiului; A-aria secțiunei vânei de lichid.

Pentru determinarea vitezei la ieșirea din orificiul mic se aplică legea lui Bernoulli pentru fluide reale, considerând punctele 0 și 1 (fig. 3.35):

$$\frac{\mathbf{v}_{0}^{2}}{2g} + \frac{\mathbf{p}_{0}}{\gamma} + \mathbf{z}_{0} = \frac{\mathbf{v}_{1}^{2}}{2g} + \frac{\mathbf{p}_{1}}{\gamma} + \mathbf{z}_{1} + \xi \cdot \frac{\mathbf{v}_{1}^{2}}{2g}$$

Se fac aceleași simplificări ca și în cazul fluidelor ideale ($p_0 = p_1$, $v_0 \approx 0$, $z_0 - z_1 = h$) și rezultă în final:

$$\mathbf{v}_1 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}} = \mathbf{C}_{\mathbf{v}} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}} ,$$

unde C_v este coeficientul de viteză; pentru orificiile circulare $C_v \approx 0.98$.

Debitul de lichid scurs va fi:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{v}_1 = \frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A}_1} \cdot \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{v}_1 = \mathbf{C}_s \cdot \mathbf{C}_v \cdot \mathbf{A}_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}} = \mathbf{C}_d \cdot \mathbf{A}_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}},$$

în care C_s=A/A₁ este coeficientul de contracție a secțiunii, iar C_d este coeficientul de

debit al orificiului (pentru orificii circulare $C_s = 0,62$); în general, valoarea coeficientului de debit este cuprinsă între 0,60 și 0,75.



Fig. 3.35 – Schemă pentru calculul curgerii prin orificiu mic [7]

În cazul curgerii printr-un orificiu mic se admite că pe secțiunea A_1 a acestuia viteza este constantă; în cazul curgerii printr-un orificiu mare (fig. 3.36) se consideră că suprafața elementară $dA=b(y)\cdot dy$ este echivalentă cu un orificiu mic, pentru care se poate aplica relația anterioară pentru debit:

$$d\mathbf{Q} = \mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{b}(\mathbf{y}) \cdot d\mathbf{y} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{y}}$$

b(y)

h



Debitul prin orificiu va fi:

V

h

$$\mathbf{Q} = \mathbf{C}_{\mathrm{d}} \cdot \int_{\mathbf{h}_{1}}^{\mathbf{h}_{2}} \mathbf{b}(\mathbf{y}) \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{y}} \cdot \mathrm{d}\mathbf{y},$$

dA=b(y)dy

iar integrala se rezolvă în funcție de ecuația are exprimă variația lățimii orificiului, b(y).

Un caz particular al curgerii prin orificii îl consituie curgerea printr-un orificiu amplasat la baza rezervorului, fiind necesară determinarea timpului de golire al rezervorului. Pentru cazul unui rezervor avînd o formă oarecare a secțiunii (fig. 3.37) volumul de lichid evacuat la deschiderea orificiului, într-un interval de timp dt va fi:

$$\mathrm{dV} = -\mathrm{A}(\mathrm{y}) \cdot \mathrm{d}\mathrm{y},$$

iar din relația debitului prin orificiu avem:

$$d\mathbf{V} = \mathbf{Q}(\mathbf{y}) \cdot d\mathbf{t} = \mathbf{C}_{\mathbf{d}} \cdot \mathbf{A}_{1} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{y} \cdot d\mathbf{t}},$$

relații în care A(y) este legea de variație a secțiunii rezervorului, iar A₁ este secțiunea de trecere a orificiului.



Fig. 3.37 – Schema pentru calculul timpului de golire a unui rezervor [7]

Egalând relațiile anterioare obținem, prin separarea variabilelor:

$$dt = -\frac{A(y) \cdot dy}{C_d \cdot A_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot y}}$$

Timpul de golire va fi:

$$\mathbf{t}_{g} = \frac{1}{\mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{A}_{1} \cdot \sqrt{2g}} \cdot \int_{0}^{\mathbf{H}_{0}} \mathbf{A}(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{y}^{-0.5} \cdot \mathbf{dy} \, .$$

Pentru un rezervor de secțiune constantă A (circulară, pătrată, dreptunghiulară etc.) rezultă:

$$\mathbf{t}_{g} = \frac{2 \cdot \mathbf{A} \cdot \sqrt{\mathbf{H}_{0}}}{\mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{A}_{1} \cdot \sqrt{2g}}.$$

Un alt caz particular al curgerii prin orificii îl constituie cazul curgerii sub sarcină variabilă, cu debit afluent constant; în acest caz se consideră un rezervor cu lichid (1, fig. 3.38), prevăzut la partea inferioară cu orificiul de golire (2), iar la partea superioară cu o conductă (3) prin care rezervorul este alimentat cu un debit constant de lichid (debit afluent, Q_0) [7]. Inițial, suprafața liberă a lichidului din rezervor se află la cota H_1 și, în funcție de valoarea debitului afluent constant Q_0 , sunt posibile următoarele situații:

- debitul inițial prin orificiu este egal cu debitul afluent;
- debitul inițial prin orificiu este mai mic decât debitul afluent;
- debitul inițial prin orificiu este mai mare decât debitul afluent.

În cazul în care *debitul inițial prin orificiu este egal cu debitul afluent* putem scrie relația:

$$\mathbf{Q}_1 = \mathbf{C}_{\mathbf{d}} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}_1} = \mathbf{Q}_0$$

în care C_d este coeficientul de debit al orificiului, iar *s* este secțiunea acestuia; nivelul lichidului în rezervor rămâne constant:

$$\mathbf{H}_1 = \frac{\mathbf{Q}_0^2}{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{s}^2 \cdot \mathbf{C}_d^2}$$

Atunci când *debitul inițial prin orificiu este mai mic decât debitul afluent* nivelul lichidului din rezervor va crește de la nivelul H_1 la un nivel H_0 pentru care debitul prin orificiu devine egal cu debitul afluent. În intervalul de timp elementar dt cota lichidului în rezervor va crește cu dH, corespunzător variației de volum $dV=A \cdot dH$. Această variație de volum este dată de diferența dintre debitul afluent Q_0 și debitul ieșit prin orificiu Q(H):

$$dV = Q_0 \cdot dt - Q(H) \cdot dt = Q_0 \cdot dt - C_d \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot dt$$



Pentru cota H_0 pentru care debitul prin orificiu devine egal cu debitul afluent putem scrie, conform celor menționate la cazul anterior:

$$\mathbf{C}_{\mathrm{d}}\cdot\mathbf{s}\cdot\sqrt{2\cdot\mathbf{g}\cdot\mathbf{H}_{\mathrm{0}}}=\mathbf{Q}_{\mathrm{0}},$$

iar variața de volum elementar va fi :

$$d\mathbf{V} = \mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}_{0}} \cdot d\mathbf{t} - \mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}} \cdot d\mathbf{t}$$

Egalând cele două relații ale volumului elementar obținem:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{dH} = \mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}_{0} \cdot \mathbf{dt} - \mathbf{C}_{d} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H} \cdot \mathbf{dt},$$

sau :

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{d}\mathbf{H} = \mathbf{C}_{\mathrm{d}} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g}} \cdot \left(\sqrt{\mathbf{H}_{\mathrm{0}}} - \sqrt{\mathbf{H}}\right) \cdot \mathbf{d}\mathbf{t} ,$$

de unde rezultă:

$$dt = \frac{A \cdot dH}{C_{d} \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot (\sqrt{H_{0}} - \sqrt{H})} = K \cdot \frac{dH}{\sqrt{H_{0}} - \sqrt{H}}$$

și apoi obținem timpul necesar atingerii cotei H a lichidului în rezervor:

$$\int_{0}^{t} dt = \int_{H_{1}}^{H} K \cdot \frac{dH}{\sqrt{H_{0}} - \sqrt{H}},$$

în care K este o constantă

Cu schimbarea de variabilă $\sqrt{H_0} - \sqrt{H} = y$ rezultă:

- $dH = -2 \cdot \sqrt{H} \cdot dy = 2 \cdot \left(y \sqrt{H_0}\right) \cdot dy;$
- limitele de integrare devin $\sqrt{H_0} \sqrt{H_1}$ și $\sqrt{H_0} \sqrt{H}$. Timpul necesar atingerii cotei H va fi:

$$\mathbf{t} = \mathbf{K} \cdot \int_{\sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}_1}}^{\sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}_1}} \frac{2 \cdot \left(\mathbf{y} - \sqrt{\mathbf{H}_0}\right) \cdot d\mathbf{y}}{\mathbf{y}} = 2 \cdot \mathbf{K} \cdot \left(\sqrt{\mathbf{H}_1} - \sqrt{\mathbf{H}} - \sqrt{\mathbf{H}_0} \cdot \ln \frac{\sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}}}{\sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}_1}}\right)$$

Pentru cazul în care *debitul inițial prin orificiu este mai mare decât debitul afluent* nivelul lichidului din rezervor scade de la cota H₀ până la cota H₁ pentru care, din cauza reducerii înălțimii lichidului din rezervor, debitul prin orificiu ajunge la nivelul debitului afluent; din acest moment, datorită egalității dintre cele două debite, nivelul rămâne constant. Utilizând un raționament similar celui din cazul precedent putem afirma că, în intervalul de timp elementar *dt*, cota lichidului din rezervor scade cu *dH*, ceea ce corespunde variației elementare de volum dV=A·dH. Această variație de volum este dată de diferența dintre debitul ieșit prin orificiu Q(H) și debitul afluent Q_0 , adică:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{dH} = \mathbf{C}_{\mathrm{d}} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}} \cdot \mathbf{dt} - \mathbf{C}_{\mathrm{d}} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}}_{1} \cdot \mathbf{dt} ,$$

sau :

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{d}\mathbf{H} = \mathbf{C}_{\mathbf{d}} \cdot \mathbf{s} \cdot \sqrt{2 \cdot \mathbf{g}} \cdot \left(\sqrt{\mathbf{H}} - \sqrt{\mathbf{H}_{1}}\right) \cdot \mathbf{d}\mathbf{t}$$

Intervalul elementar de timp va fi :

$$dt = \frac{A \cdot dH}{C_{d} \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \left(\sqrt{H} - \sqrt{H_{1}}\right)} = K \cdot \frac{dH}{\sqrt{H} - \sqrt{H_{1}}}$$

În final rezultă timpul necesar atingerii unui anumit nivel H al lichidului în rezervor ca fiind:

$$\mathbf{t} = 2 \cdot \mathbf{K} \cdot \left(\sqrt{\mathbf{H}} - \sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}_0} \cdot \ln \frac{\sqrt{\mathbf{H}} - \sqrt{\mathbf{H}_1}}{\sqrt{\mathbf{H}_0} - \sqrt{\mathbf{H}_1}} \right).$$

3.5.7. Curgerea prin ajutaje

Ajutajele sunt tuburi relativ scurte având ca suprafață laterală o suprafață de rotație de lungime $l = (2...3) \cdot d_{med}$. Aceste tuburi se montează în dreptul orificiilor rezervoarelor în scopul măririi debitelor acestora.

Ajutajele pot fi de mai multe categorii [7]:

- după forma geometrică a suprafeței laterale pot fi: cilindrice; tronconice; curbilinii;
- după unghiul dintre axa ajutajului și peretele rezervorului, pot fi: drepte; înclinate;
- după modul în care ajutajul evacuează lichidul din rezervor, pot fi: ajutaje libere (debitează în atmosferă); ajutaje înecate;
- după locul de montare în raport cu peretele orificiului, pot fi: exterioare; interioare.

Fig. 3.39 prezintă cazul unui ajutaj cilindric ce debitează în atmosferă; vâna de fluid care intră în ajutaj prezintă o secțiune minimă, urmată de o creștere de secțiune până la valoarea secțiunii ajutajului între punctele 1 și 2, creștere care este asimilată cu o destindere bruscă de secțiune datorată distanței mici dintre cele două puncte.



Fig. 3.39 – Ajutaj cilindric, cu debitare liberă [7]

Se aplică relația lui Bernoulli între punctele 0 și 2, luînd în considerație pierderile de sarcină la intrarea în orificiul ajutajului și pierderea de sarcină prin desprindere bruscă pe porțiune dintre punctele 1 și 2:

$$\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{r0} + h_{rd}$$

Şi în acest caz se adoptă ipoteze simplificatoare: $p_0 = p_2$, $v_0 \approx 0$, $z_0 = h$, $z_2 = 0$, $v_2 = v$.

Pierderea de sarcină la intrarea în orificiul circular se calculează cu relația:

$$\mathbf{h}_{\mathrm{r0}} = \boldsymbol{\xi}_{\mathrm{r0}} \cdot \frac{\mathbf{v}^2}{2g},$$

iar pentru zona 1-2 (creșterea secțiunii) se folosește relația:

$$\mathbf{h}_{\mathrm{rd}} = \left(\frac{\mathbf{A}_2}{\mathbf{A}_1} - 1\right)^2 \cdot \frac{\mathbf{v}^2}{2\mathbf{g}}$$

$$h = \frac{v^2}{2g} + 0.11 \cdot \frac{v^2}{2g} + 0.37 \cdot \frac{v^2}{2g} = 1.48 \cdot \frac{v^2}{2g}$$

de unde obținem:

$$\mathbf{v} \approx \mathbf{0.82} \cdot \sqrt{2} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h} ,$$
$$\mathbf{Q} = \mathbf{v} \cdot \mathbf{A}_2 = \mathbf{A}_2 \cdot \mathbf{0.82} \cdot \sqrt{2} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}$$

Se observă că, față de cazul curgerii prin orificiu mic, pentru care coeficientul de debit este cuprinsă între 0,60 și 0,75 (vezi 3.5.6), utilizarea ajutajului are ca efect creșterea debitului (coeficient de debit 0,82). Această creștere de debit se explică fizic prin crearea în secțiunea îngustată a vânei de fluid a unei depresiuni care accelerează fluidul prin orificiu, mărind debitul acestuia. Pentru calculul depresiunii din ajutaj se aplică legea lui Bernoulli între punctele 0 și 1:

$$\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{r0}.$$
Ca și în cazurile precedente presupunem că $v_0 \approx 0$, $z_0 = h$, $z_1 = 0$, $v_2 = v$ și obținem:

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + h - \frac{v_1^2}{2g} - h_{r0} \,.$$

Din ecuația de continuitate aplicată punctelor 1 și 2 rezultă:

$$V_1 \cdot \mathbf{A}_1 = \mathbf{V}_2 \cdot \mathbf{A}_2$$

cee ce ne conduce la:

$$v_1 = v \cdot \frac{A_2}{A_1} = v \cdot \frac{1}{C_s} = v \cdot \frac{1}{0,62}$$

Înlocuind în relație viteza v, determinată anterior, rezultă:

$$v_1 = \frac{0.82 \cdot \sqrt{2gh}}{0.62} = 1.32 \cdot \sqrt{2gh}$$
.

Cu această relație obținem presiunea în punctul 1:

 $\mathbf{p}_1 = \mathbf{p}_0 - \mathbf{0}, 74 \cdot \mathbf{\gamma} \cdot \mathbf{h} - \mathbf{\gamma} \cdot \mathbf{h}_{r0},$

valoare care este sub nivelul presiunii atmosferice p_0 . Dacă p_1 este mai mică decât presiunea de vaporizare a lichidului corespunzătoare temperaturii respective fluidul devine bifazic (vapori + lichid), iar curgerea normală prin ajutaj încetează. Spre exemplu, pentru apă $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$, presiunea de vaporizare la 20° C este de 2300 Pa (0,023 bar) și rezultă o înălțime maximă a coloanei de lichid h ≈ 10 m.

3.5.8. Curgerea permanentă prin conducte

În fig. 3.40 este schematizat cazul curgerii permanente printr-o conductă ce se alimentează dintr-un rezervor, la capătul conductei lichidul fiind refulat liber în atmosferă. Se presupune că dimensiunile rezervorului sunt suficient de mari pentru ca modificarea nivelului lichidului să poată fi neglijată.

Aplicând relația lui Bernoulli între punctele 0 și 1 obținem:

$$\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_r,$$

în care h_r reprezintă pierderile de sarcină.





Presupunând că $v_0 \approx 0$, $p_0 = p_1$ (presiunea atmosferică), $v_1 = v$ (viteza prin

conductă), rezultă:

$$z_0 - z_1 = \frac{v^2}{2 \cdot g} + h_r$$
,

sau:

$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g} + h_r.$$

În cazul în care lichidul care circulă prin conductă este descărcat într-un al doilea rezervor, aflat la un nivel inferior față de primul (fig. 3.41), pentru aplicarea legii lui Bernoulli ținem cont că $v_0 \approx 0$, $p_1 = p_0 + \gamma h_1$ și $v_1 = v$; rezultă în final:

$$z_0 - (z_1 - h_1) = \frac{v^2}{2 \cdot g} + h_r,$$

sau:

$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g} + h_r$$



Fig. 3.41 – Curgere permenanentă prin conductă, cu evacuare în rezervor [7]

Pierderile de sarcină h_r care intervin în relațiile anterioare cumulează trei categorii de pierderi:

• pierderea de sarcină locală, la intrarea lichidului în conductă, unde aceasta se comportă ca un ajutaj (vezi 3.5.7):

$$h' = h_{r0} + h_{rd} = 0.11 \cdot \frac{v^2}{2g} + 0.37 \cdot \frac{v^2}{2g} \approx 0.5 \cdot \frac{v^2}{2g};$$

• pierderea de sarcină liniară, pe lungimea conductei (vezi 3.5.4):

$$h''=\lambda\cdot\frac{L}{D}\cdot\frac{v^2}{2\cdot g};$$

• pierderile de sarcină locale (la schimbări de direcție, modificări de secțiune, trecerea prin ventile etc.):

$$h'''=\frac{v^2}{2\cdot g}\cdot\sum \xi_i \ .$$

Ţinând cont că $h_r = h' + h'' + h'''$ obținem:

$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1, 5 + \lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi_i \right),$$

de unde rezultă relația de calcul a vitezei de curgere prin conductă:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{1,5 + \lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi_i}}$$

Debitul volumic de lichid prin conductă va fi:

$$Q_{v} = \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{1,5 + \lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi_{i}}}$$

Pentru conducte lungi (L≥500·D, cazul conductelor de alimentare cu apă) ponderea cea mai importantă o au pierderile de sarcină liniare, celelalte pierderi putând fi neglijate; se obține astfel o relație de calcul mai simplă pentru viteza de curgere:

$$\mathbf{v} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{h} \cdot \mathbf{D}}{\lambda \cdot \mathbf{L}}}$$

În acest caz raportul $\frac{h}{L} \approx \frac{h''}{L} = I_h$ se numește *pantă hidraulică*, iar debitul

volumic se poate scrie sub forma:

$$Q_{v} = \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot D}{\lambda}} \cdot \sqrt{I_{h}} = K(D, \lambda) \cdot \sqrt{I_{h}},$$

în care $K(D,\lambda)$ se numește *modul de d*ebit și se regăsește în cataloage.

Atunci când se cunoaște sarcina h a unei conducte (în funcție de configurația fizică a traseului), impunând debitul volumic necesar Q se poate determina diametrul acesteia.

Un caz particular de curgere permanentă printr-o conductă îl constituie conducta în sifon (fig. 3.42); cele două rezervoare, aflate la cote diferite, sunt puse în legătură printr-o conductă care depășește nivelul primului rezervor.



Fig. 3.42 – Conducta în sifon [7]

1-3-linie piezometrică

Aplicând legea lui Bernoulli între punctele 1 și 2 obținem:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_r$$

Ţinem cont că:

- $z_1 \approx 0$ și deci $p_1 \approx p_0$;
- $v_1 = v_2$ deoarece conducta are diametru constant;
- $z_2 = h_{2.}$

Din relația de mai sus rezultă:

$$\frac{\mathbf{p}_0}{\gamma} = \frac{\mathbf{p}_2}{\gamma} + \mathbf{h}_2 + \mathbf{h}_r,$$

sau:

$$\mathbf{p}_2 = \mathbf{p}_0 - \gamma \cdot \left(\mathbf{h}_2 + \mathbf{h}_r\right),$$

relație care arată că presiunea în punctul 2 este mai mică decât presiunea atmosferică. Ca urmare lichidul se deplasează din rezervorul superior către punctul 2 ca urmare a depresiunii existente în acest punct, iar curgerea către rezervorul inferior are loc ca urmare a diferenței de nivel și a energiei cinetice a lichidului.

Lungimea maximă a conductei se determină aplicând relația lui Bernoulli între punctele 0 și 2:

$$\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_r.$$

Se impun următoarele condiții și simplificări:

- $v_0 \approx 0$, $z_0 = 0$, $v_2 = v$ (viteza de curgere prin conductă), $z_2 = h_2$;
- se iau în calcul doar pierderile liniare de sarcină $h_r = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$;
- $p_2 = p_{vap}$ (presiunea de vaporizare a lichidului pentru apă la 20^oC $p_{vap} = 2340$ Pa);
- viteza de curgere prin conductă este $v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$, în care Q este debitul volumic $[m^3/s]$.

Rezultă:

$$\frac{p_0}{\gamma} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p_{vap}}{\gamma} + h_2 + \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

de unde rezultă lungimea maximă a conductei:

$$L = \frac{2 \cdot g \cdot d \cdot \left(\frac{p_0 - p_{vap}}{\gamma} - \frac{v^2}{2g} - h_2\right)}{\lambda \cdot v^2}.$$

Se poate demonstra că înălțimea maximă de sifonaj, h_s, este dată de relația:

$$h_{s} = \frac{p_{0} - p_{vap}}{\gamma}$$

Pentru valori mai mari ale înălțimii de sifonaj în conductă apare vaporizarea

lichidului.

3.5.9. Mișcarea nepermanentă prin conductele sub presiune; lovitura de berbec

Regimul nepermanent de miscare este un caz frecvent întâlnit în funcționarea instalațiilor hidraulice. El apare la pornirea sau oprirea unei instalații, la schimbarea regimului de funcționare, la avarii, prin obturarea bruscă a curgerii prin organe de închidere cum ar fi: robinete, vane, pale statorice sau rotorice în cazul turbinelor etc. În timpul miscărilor nepermanente sub presiune pot apare solicitări mari ale instalațiilor din cauza suprapresiunilor, care pot depăși de câteva ori sau zeci de ori presiunea existentă în regimul permanent [7].

Lovitura de berbec este un fenomen rapid variabil, caracterizat prin apariția și propagarea sub formă de unde a unor variații mari de presiune în conducte cu lichide ca rezultat al obturării bruște a conductei; fenomenul impune luarea în considerație a compresibilității lichidului

Pentru explicarea fenomenului să presupunem o conductă cu diametru constant, de lungime L (fig. 3.43), conectată la un rezervor; la capătul A al conductei se află o vană de închidere (V).



Fig. 3.43 – Schema pentru explicarea loviturii de berbec [7]

La momentul t_0 vana se închide, iar viteza straturilor de lichid din apropierea vanei se anulează; energia cinetică a lichidului se transformă în lucru mecanic care dilată pereții conductei și comprimă coloana de apă. Comprimarea treptată a coloanei de lichid este echivalentă cu propagarea de la *A* spre B a unei creșteri de presiune Δp , cu viteza (celeritatea) *c*. Timpul în care suprapresiunea Δp parcurge lungimea L a conductei de la A la B este L/c. La sfârșitul acestei faze (t₀, L/c) întreaga coloană de lichid este comprimată și are presiunea $p_0 + \Delta p$ (fig. 3.44).

Din cauza diferenței de presiune existente ($p_0 + \Delta p$ în conductă, p_0 în rezervor) apare o curgere inversă a lichidului (undă reflectată), dispre vană către rezervor (intervalul L/c, 2L/c); la sfârșitul acestei faze lichidul se află la presiunea p_0 (curgerea inversă anulează creșterea de presiune Δp) și se deplasează spre rezervor cu viteza - v_0 corespunzătoare curgerii libere prin conductă.

La sfârșitul timpului 2L/c, din cauza curgerii invers cu viteza -v₀, în zona vanei se crează o depresiune – Δp , care se propagă prin conductă cu viteza c. La sfârșitul acestei perioade (2L/c, 3L/c) unda de presiune se află în A, cu presiunea p₀ – Δp . În acest moment presiunea p₀ din rezervor fiind mai mare, apare curgerea lichidului dinspre rezervor spre vană (de la B la A), iar la sfârșitul intervalului (3L/c, 4L/c) lichidul ajunge la parametrii inițiali (presiunea p₀ și viteza de curgere liberă v₀); din acest moment procesul se repetă, perioada acestuia fiind 4L/c (dacă se neglijează pierderile).



Fig. 3.44 – Variația presiunii în dreptul vanei

Celeritatea (viteza) undei de presiune se determină cu relația:

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon \cdot d}{E \cdot e}}},$$

în care:

•
$$c_0 = \sqrt{\frac{\epsilon}{\rho}}$$
 este viteza sunetului prin lichidul respectiv;

- ρ este densitatea lichidului;
- ε este coeficientul de elasticitate al lichidului;
- E este modulul de elasticitate al materialului conductei;
- e este grosimea peretelui conductei.

Pentru apă $\varepsilon = 20,6\cdot 10^8$ Pa, $\rho = 1000$ kg/m³ și rezultă c₀ = 1435 m/s, iar în tabelul 3.4 sunt prezentate valorile modulului de elasticitate pentru unele materiale utilizate în construcția conductelor.

Tabelul 3.4

Modului de clusticitate al allor inateritate					
Materialul	oțel	fontă	beton	polipropilenă	cupru
E [Pa]	$2,1\cdot 10^{11}$	$1,1.10^{11}$	$1,96 \cdot 10^{10}$	$1,52 \cdot 10^9$	$1,17 \cdot 10^{11}$

Modulul de elasticitate al unor materiale

Suprapresiunea ce apare ca urmare a șocului hidraulic (loviturii de berbec) se poate calcula cu relația:

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{c} \cdot \mathbf{v}_0,$$

în care v_0 este viteza de curgere liberă a lichidului.

Aparația loviturii de berbec poate fi evitată dacă închiderea vanei se face întrun timp mai mare decât 2L/c.

3.5.10. Cavitația

Cavitația este fenomenul de formare a unor bule de vapori într-un lichid atunci când presiunea acestuia scade sub presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii la care se află lichidul (fig. 3.45).

Osborne Reynolds a pus în evidența în 1894 fenomenul de cavitație la curgerea unui lichid printr-un tub Venturi din sticlă; în zona îngustată a acestuia, dacă

debitul este suficient de mare, presiunea statică a lichidului scade (legea lui Bernoulli) sub presiunea de saturație și în curentul de lichid apar bule de vapori (fig. 3.46).



Fig. 3.45 - Diagrama de fază a apei: apariția cavitației la scăderea presiunii²¹



Fig. 3.46 – Fenomenul de cavitație într-un tub Venturi din sticlă²²

În practică fenomenul cavitației poate apare în numeroase cazuri: la rotirea în apă a unei elici (fig. 3.47a) sau a unui rotor de pompă (fig. 3.47b), la deplasarea unei aripi portante prin apă (fig. 3.47c), la curgerea unui lichid printr-o zonă îngustată a unei conducte etc.

Curgerea cavitațională este caracterizată prin numărul cavitațional o:

$$\sigma = \frac{p - p_v}{0.5 \cdot \rho \cdot u^2},$$

în care p și u sunt presiunea și respectiv viteza lichidului, iar p_v este presiunea de saturație a lichidului, corespunzătoare temperaturii la care se află acesta. Cavitația apare atunci când este îndeplinită condiția:

$$\sigma \leq -C_{p, \min},$$

²¹ www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a476522.pdf

²² ibid.

în care coeficientul de presiune minimă este dat de relația:

$$C_{p,\min} = \frac{p_{\min} - p}{0.5 \cdot \rho \cdot u^2},$$

 p_{min} fiind presiunea minimă din lichid.







 $b)^2$



Fig. 3.47 – Apariția fenomenului de cavitație a-elice; b-rotor de pompă; c) aripă portantă; d) aplicarea principiului aripii portante.

Pentru valori mari ale presiunii, respectiv pentru viteze mici, numărul cavitațional are valori mari și fenomenul de cavitație nu apare; la atingerea unei anumite valori limită a presiunii (valoarea critică a numărului cavitațional) fenomenul de cavitație începe să se manifeste prin formarea în lichid a unor bule de vapori (fig. 3.48).

Bulele cavitaționale formate în zonele de presiune redusă sunt transportate de către lichidul aflat în curgere către zone cu presiuni mai ridicate, unde are loc condensarea bruscă a vaporilor sau lichefierea bulelor de gaz, ceea ce determină implozia bulelor prin colapsarea bruscă a pereților cavităților catre interior. Aceasta

²³ ibid.

²⁴ http://www.tequipment.com

²⁵ http://cav.safl.umn.edu/Images/Slideshow%20Images/Gallery/safl-18-hydrofoil.jpg

implozie are loc dinspre peretele supus la o presiune mai mare spre peretele opus, prezența unui perete solid în vecinatătea bulei conducând la colapsarea asimetrică a acesteia, cu apariția unui microjet care strabate cavitatea (fig. 3.49. Valorile extrem de mari ale presiunii și vitezei în lichidul aflat în jurul bulei în timpul imploziei, undele de șoc produse în punctul final al colapsului precum și impactul microjeturilor de lichid care străbat interiorul bulei asupra suprafețelor aflate în imediata apropiere a bulei au ca efect apariția unor distrugeri cavitaționale (fig. 3.50), într-un interval de timp mai scurt sau mai lung, în funcție de intensitatea fenomenului²⁶.



La proiectarea sistemelor hidraulice se aplică soluții constructive care să conducă la evitarea apariției condițiilor favorabile scăderii presiunii statice până la valoarea presiunii de vaporizare. De asemenea se recomandă ca în construcția componentelor expuse riscului de apariție a cavitației să se utilizeze materiale rezistente la eroziunea cavitațională (oțeluri inoxidabile).

Pe lângă efectele mecanice pe care le are cavitația asupra componentelor respective, formarea de bule de vapori în lichid are efecte negative și asupra procesului

²⁶ www.termo.utcluj.ro/mf/luc5.pdf

²⁷ http://scripts.cac.psu.edu/users/r/f/Frfk102/FPROF/VonKarmanA/Cavitation Course.pdf

²⁸ http://www.ewp.rpi.edu//hartford/ganzs/Project/FW_Project_Report Cavitation.pdf

de funcționare al mașinii hidraulice: scăderea debitului, sarcinii, presiunii și randamentului etc.



Fig. 3.50 - Uzuri cavitaționale pe un rotor de pompă²⁹

Există și aspecte favorabile ale cavitației; de exemplu, atunci când bulele de vapori înconjoară întregul corp aflat în mișcare prin lichid (supercavitație, fig. 3.51), forța de frecare dintre corp și lichid se reduce semnificativ, ceea ce permite creșterea vitezei de deplasare.



Fig. 3.51 – Supercavitația³⁰

 ²⁹ http://authors.library.caltech.edu/25019/1/figs/fig604.jpg
 ³⁰ http://www.mne.psu.edu/cimbala/me320web_Spring_2015/pdf/Cavitation_photographs.pdf

4. MAŞINI HIDRAULICE

Mașinile hidraulice fac parte din clasa mașinilor care realizează un transfer de energie de la o formă de energie, denumită *energie primară*, la o altă formă de energie, denumită *energie secundară*. Mașinile hidraulice sunt acele mașini la care cel puțin una dintre cele două forme de energie este *energia hidraulică*. Mașinile hidraulice se numesc *mașini de forță* (de exemplu: turbine hidraulice, turbine eoliene) atunci când *efectuează lucru mecanic*, respectiv se numesc *mașini de lucru* (de exemplu: pompe, ventilatoare) atunci când *consumă lucru mecanic*.

În **funcție de sensul în care se realizează transferul de energie**, mașinile hidraulice se clasifică în trei mari grupe [10, 12, 16]:

- Generatoare hidraulice, la care energia secundară este energie hidraulică, iar energia primară este o energie de alt tip; generatoarele hidraulice cedează energie curentului de fluid. Pompele, elevatoarele, ejectoarele, ventilatoarele și suflantele sunt generatoare hidraulice.
- **Motoare hidraulice**, la care energia primară este energie hidraulică, iar energia secundară este o energie de alt tip. Motoarele hidraulice preiau energie de la curentul de fluid. Turbinele hidraulice, roțile de apă și turbinele eoliene sunt motoare hidraulice.
- **Transformatoare hidraulice**, care realizează conversia unor parametri ai aceleiași forme de energie, prin intermediul energiei hidraulice; turbotransmisiile (turbocuplele, turboambreiajele) sunt transformatoare hidraulice.

În **funcție de natura fluidului vehiculat**, mașinile hidraulice pot fi:

- Mașini hidraulice care vehiculează lichide (pompe, turbine hidraulice).
- Mașini hidraulice care vehiculează **gaze** (ventilatoare, suflante, turbine eoliene).

După cum s-a menționat anterior (vezi 1.2) în funcție de energia preponderentă în sistem sistemele hidraulice se împart în:

- *sisteme hidrostatice*, la care energia energia hidraulică preponderentă este cea datorată presiunii statice. În acest caz în sistem se folosesc pompe și motoare hidraulice volumice (care funcționează pe baza variației volumului ocupat de către lichidul de lucru).
- *sisteme hidrodinamice*, la care energia preponderentă este cea cinetică, datorată presiunii dinamice. În acest caz se folosesc pompe centrifuge și motoare de tip turbină.

4.1. POMPE VOLUMICE

În cazul pompelor volumice creșterea presiunii lichidului de lucru se realizează prin modificarea volumului ocupat de către acesta. Aceste pompe sunt caracterizate prin circulația discontinuă a lichidului din racordul de aspirație în cel de refulare, lichidul trecând printr-o cameră de volum variabil. În faza de aspirație, această cameră este pusă în legătură cu racordul de aspirație, volumul camerei crescând în timp ce presiunea scade. Când volumul camerei devine maxim, aceasta este închisă (prin mijloace mecanice), fiind apoi conectată la racordul de refulare. În continuare, volumul camerei scade, realizându-se astfel suprapresiunea necesară evacuării lichidului în racordul de refulare. Presiunea minimă din cameră este limitată (teoretic) doar de presiunea de vaporizare a lichidului la temperatura de lucru a pompei; presiunea maximă este limitată doar de rezistența mecanică a organelor pompei.

Utilizarea unei singure camere conduce la o aspirație și refulare intermitente; prin utilizarea mai multor camere, care funcționează defazat, neuniformitatea debitării lichidului scade.

Teoretic, o cameră aspiră și refulează, în cadrul unui ciclu, un volum de lichid egal cu diferența dintre volumul său maxim și cel minim:

$$\Delta \mathbf{V} = \mathbf{V}_{\text{max}} - \mathbf{V}_{\text{min}}.$$

Debitul teoretic mediu de lichid refulat este dat de relația:

$$Q_{tm} = \Delta V \cdot \frac{n}{60} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right],$$

unde n este turația arborelui pompei.

4.1.1. Pompe cu pistoane

Schema de principiu a unei pompe cu piston este prezentată în fig. 4.1.



Fig. 4.1 - Pompa cu piston [13]

1-cilindru;
 2-piston;
 3-bielā;
 4-arbore cotit;
 5-racord de aspirație;
 6-supapă de aspirație;
 7-supapă de refulare;
 8-racord de refulare;
 S-cursa pistonului;
 D-diametrul pistonului.

La această pompă, camera de volum variabil este reprezentată de spațiul din stânga pistonului; volumul acestei camere este dat de relația:

$$\mathbf{V} = \frac{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{D}^2}{4} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{V}_0,$$

unde x este deplasarea pistonului față de punctul mort interior (PMI), iar V_{θ} este volumul spațiului mort.

Debitul teoretic instantaneu este:

$$Q_{t} = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} \cdot \omega,$$

unde α este unghiul de rotație al manivelei arborelui cotit, iar ω este viteza sa unghiulară.

Pentru exprimarea volumului în funcție de unghiul de rotație se observă din

figură că:

$$x = r + l - l \cdot \cos \beta - r \cdot \cos \alpha$$
,

unde *l* este lungimea bielei, *r* este raza manivelei arborelui cotit, iar β este unghiul de înclinare al bielei.

Din considerente geometrice putem scrie:

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta$$
,

de unde rezultă:

$$\sin\beta = \frac{r}{1} \cdot \sin\alpha$$
 sau $\sin\beta = \lambda \cdot \sin\alpha$,

unde λ este raportul dintre raza manivelei si lungimea bielei.

Având în vedere cele de mai sus, rezultă:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} ,$$

iar deplasarea pistonului devine:

$$\mathbf{x} = \mathbf{r} + \mathbf{l} - \left[\mathbf{r} \cdot \cos \alpha + \left(\mathbf{l} - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Dezvoltând în serie termenul $(1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{1/2}$ și reținând doar primii doi termeni (restul termenilor având valori mici, se pot neglija) rezultă:

$$\mathbf{x} = \mathbf{r} + \mathbf{l} - [\mathbf{r} \cdot \mathbf{cos} + \mathbf{1} - 0.5 \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha].$$

Ținând cont că $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$, rezultă următoarea relație pentru deplasarea pistonului:

$$\mathbf{x} = \mathbf{r} \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

Debitul teoretic al pompei va fi:

$$Q_{t} = \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot \frac{dx}{d\alpha} \cdot \omega = \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot r \cdot \omega \cdot \frac{d}{d\alpha} \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right],$$

relație din care rezultă legea de variație a debitului:

$$Q_{t} = \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot r \cdot \omega \cdot \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right]$$

Legea de variație a debitului instantaneu este prezentat în fig. 4.1a. Datorită prezenței supapelor, curgerea inversă a lichidului nu este posibilă, astfel încât, în realitate, legea de variație a debitului prin racordul de admisie este cea din fig. 4.2b. Se observă din această figură caracterul discontinuu al curgerii lichidului.

Debitul mediu al pompei va fi dat de relatia:

$$Q_{tm} = \frac{1}{2\pi} \int_{0}^{\pi} \frac{\pi \cdot D^{2}}{4} \cdot \mathbf{r} \cdot \omega \cdot \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right] \cdot d\alpha.$$

După prelucrare, relația debitului mediu devine:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\omega} \cdot \frac{1}{\pi}, \quad \text{sau} \quad Q_{tm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \mathbf{S} \cdot \frac{\mathbf{n}}{60}.$$

În mod uzual, distribuția este asigurată de supape de sens unic, necomandate,

dar există și soluții constructive care utilizează supape comandate.



Gradul de neuniformitate al debitării se definește ca fiind:

$$\delta = \frac{Q_{t \max} - Q_{t \min}}{Q_{tm}} \, .$$

Pentru pompa cu un singur cilindru rezultă un grad de neuniformitate $\delta = \pi$. Reducerea gradului de neuniformitate al acestui tip de pompă (între anumite limite) se poate obține prin utilizarea hidrofoarelor pe racordurile de admisie și refulare.

O altă posibilitate de reducere a gradului de neuniformitate constă în utilizarea pompei cu dublu efect, la care ambele fețe ale pistonului sunt active (fig. 4.3).

Debitul volumic mediu al pompei cu piston cu dublu efect este dat de relația:

$$\mathbf{Q}_{\rm tm} = \frac{\pi}{4} \cdot \mathbf{l} \cdot \left(2 \cdot \mathbf{D}^2 - \mathbf{d}^2 \right) \cdot \frac{\mathbf{n}}{60} \quad \left[\frac{\mathbf{m}^3}{\mathbf{s}} \right].$$

Se observă că pompa din fig. 4.3c este prevăzută cu două pistoane, care funcționează în opoziție de fază, fiind acționate prin intermediul unui mecanism cu excentric.

Cea mai utilizată modalitate de reducere a neuniformității debitării constă în utilizarea pompelor policilindrice. În funcție de soluția constructivă adoptată, aceste pompe pot fi:

- cu cilindri imobili;
- cu cilindri având mișcare de rotație.

În funcție de poziția axelor cilindrilor față de axa arborelui de antrenare, pompele cu cilindri imobili pot fi:

- cu cilindri în linie, la care axele cilindrilor se găsesc într-un plan care conține și axa arborelui de antrenare;
- cu axele cilindrilor dispuse concentric în jurul axei arborelui de antrenare și paralele cu aceasta (cu pistoane axiale);
- cu cilindri în stea, la care axele cilindrilor sunt dispuse radial față de axa arborelui





Fig. 4.3 - Pompa cu piston cu dublu efect [13]

a-schema de principiu; b-diagrama de variație a debitului; c-secțiune prin pompă; D-diametrul pistonului; d-diametrul tijei; l-cursa pistonului.

Aplicând același criteriu de clasificare și în cazul pompelor cu cilindri mobili, obținem următoarele tipuri de pompe:

- cu axele cilindrilor dispuse radial față de axa arborelui de antrenare;
- cu axele cilindrilor concentrice cu axa arborelui de antrenare (cu disc înclinat);
- cu axele cilindrilor dispuse înclinat față de axa arborelui de antrenare (cu bloc înclinat).
- a) Pompe cu cilindri în linie

Aceste pompe au cilindrii dispuși într-un plan ce conține și axa arborelui de antrenare. Acționarea pistoanelor se realizează prin intermediul unor biele și a unui arbore cotit ale cărui coturi sunt decalate unghiular în funcție de numărul de cilindri.

b) Pompe cu cilindri imobili și pistoane axiale (cu disc fulant)

Construcția acestui tip de pompă este prezentată în fig. 4.4. Se observă că cilindrii sunt dispuși în blocul (4), pe un cerc concencentric cu axa arborelui de antrenare. Blocul cilindrilor este fix, în timp ce discul fulant (7) se rotește odată cu arborele, asigurând astfel deplasarea pistoanelor (5) în cilindri. Cursa unui piston este dată de relația:

$S = D \cdot tg\alpha$,

unde D este diametrul cercului pe care se găsesc axele cilindrilor, iar α este unghiul de înclinare al discului fulant față de verticală.

Debitul mediu teoretic al pompei este dat de relația:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \frac{n}{60} \cdot tg\alpha ,$$

unde d este diametrul unui piston, iar z este numărul de cilindri.



Distribuția este realizată prin intermediul unor supape de sens unic. Contactul dintre pistoane și discul fulant este asigurat de arcuri; ca urmare, cursa de aspirație este realizată datorită arcurilor, în timp ce cursa de refulare are loc datorită discului fulant.

c) Pompe cu cilindri radiali, imobili

Schema de principiu a unei astfel de pompe este prezentată în fig. 4.5. Pistoanele, dispuse radial, execută cursa de admisie (deplasare către axa pompei) datorită arcurilor ce se găsesc în spatele lor, în timp ce cursa de refulare are loc sub acțiunea excentricului (10); acesta este decalat cu distanța e față de centrul carcasei pompei. Lichidul hidraulic este aspirat prin racordul (1), ajungând în spațiul de aspirație (9); de aici, lichidul pătrunde în cilindru (trecând prin canalele executate în tachet și piston) în momentul în care fanta de aspirație (7) ajunge în dreptul tachetului (6). În timpul cursei de refulare uleiul trece pe lângă supapa de refulare (4), ajunge în canalul de refulare (3) și de aici în racordul de refulare (2).

Debitul teoretic mediu al pompei se determină cu ajutorul relației:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z \cdot \frac{n}{60} \quad \left[\frac{m^3}{s}\right],$$

în care d este diametrul unui piston, z este numărul de cilindri, n este turația pompei, iar e este excentricitatea.

d) Pompe cu cilindri radiali, mobili

Schema de principiu a unei pompe cu cilindri radiali mobili este prezentată în fig. 4.6. Aceasta este formată dintr-o carcasă cilindrică (1), fixă, în interiorul căreia se găsește amplasat excentric blocul cilindrilor (2), ce are mișcare de rotație. Datorită dispunerii excentrice a blocului cilindrilor, pistoanele (3) se deplasează radial, realizând pomparea lichidului. Admisia și refularea au loc prin canalele (4) și (5), distribuitorul fix (6) realizând separarea celor două spații.



Fig. 4.5 – Pompa cu cilindri radiali imobili [17] 1-racord de admisie ; 2-racord de refulare ; 3-canal de refulare ; 4-supapă de refulare ; 5-piston ; 6tachet ; 7-fantă de aspirație ; 8-carcasă ; 9-spațiu de aspirație ; 10-excentric.



Fig. 4.6 –Pompa cu cilindri radiali mobili [17] 1-carcasă ; 2-blocul cilindrilor ; 3-piston ; 4-racord de aspirație ; 5-racord de refulare ; 6-distribuitor.

Debitul mediu teoretic al pompei este dat de relația:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z \cdot \frac{n}{60} \quad \left\lfloor \frac{m^3}{s} \right\rfloor,$$

în care z este numărul de cilindri, iar e este excentricitatea.

e) Pompa cu cilindri axiali rotativi (cu disc înclinat)

În fig. 4.7 este prezentată schema de principiu a unei pompe cu disc înclinat.

La acest tip de pompă, blocul cilindrilor (2) este montat pe arborele de antrenare (1), rotindu-se odată cu acesta. Cilindrii sunt dispuși pe un cerc, concentric cu axa arborelui de antrenare.

Pistoanele (4) sunt montate pe discul înclinat fix (5), prin intermediul unui lagăr axial (7), care permite rotirea pistoanelor odată cu blocul cilindrilor. Deplasarea pistoanelor în interiorul cilindrilor are loc datorită înclinării discului (5); prin reglarea unghiului de înclinare α , se modifică cursa pistoanelor și deci și cantitatea de ulei refulată.

Distribuția uleiului către cilindri se realizează prin intermediul distribuitorului plan (3), prevăzut cu fante de aspirație și refulare (8 și 9, fig. 4.7b). Cilindrii sunt în legătură cu fanta de aspirație atunci când pistoanele se retrag din cilindri; legătura dintre cilindri și fanta de refulare se stabilește pe porțiunea de cursă în care are loc intrarea pistoanelor în cilindri.



Fig. 4.7 – Pompa cu disc înclinat [16, 18] a-construcția pompei; b-distribuitorul plan;

1-arbore de antrenare; 2-blocul cilindrilor; 3-distribuitor plan (rotit cu 90⁰); 4-piston; 5-disc înclinat; 6rulment; 7-lagăr axial; 8-fantă de refulare; 9-fantă de admisie

Debitul teoretic mediu al pompei se calculează cu ajutorul relației:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \frac{n}{60} \cdot tg\alpha \ [m^{3/s}],$$

unde d este diametrul unui piston, z este numărul de cilindri, D este diametrul cercului pe care se găsesc axele cilindrilor, n este turația arborelui pompei, iar α este unghiul de înclinare al discului.

f) Pompe cu bloc înclinat

Aceste pompe sunt tot de tipul cu cilindri mobili, dar se caracterizează prin

faptul că axele cilindrilor sunt dispuse înclinat față de axa arborelui de antrenare. Construcția unei astfel de pompe este prezentată în fig. 4.8 și 4.9.

Blocul cilindrilor (3, fig. 4.8) este înclinat față de axa arborelui de antrenare (1), fiind antrenat în mișcare de rotație de către pistoanele (4); acestea sunt articulate de discul (2), montat pe arborele de antrenare.

La rotirea arborelui (1) au loc următoarele fenomene:

- prin rotirea blocului cilindrilor (3), fiecare cilindru este pus în legătură (prin intermediul distribuitorului plan 5), pe rând, cu racordul de admisie și cu cel de refulare;
- pistoanele se deplasează în cilindri, realizând aspirația și refularea uleiului (fig. 4.9).

Distribuția (fig. 4.10) se realizează prin intermediul fantelor (2) practicate în blocul cilindrilor (1) și a distribuitorului plan (3), prevăzut cu ferestrele de distribuție (4). Se observă că distribuitorul (3) asigură închiderea ermetică a cilindrilor în apropierea punctelor moarte, evitându-se astfel trecerea uleiului din fereastra de refulare în cea de aspirație.



Fig. 4.8 – Pompă cu bloc înclinat [5] 1-arbore de antrenare; 2-disc de antrenare a pistoanelor; 3-blocul cilindrilor; 4-piston; 5-distribuitor plan; 6-capac cu racorduri; 7, 8-racorduri; 9-carcasă; 10-rulmenți; 11-placă de reținere a pistoanelor.

Debitul mediu teoretic al pompei poate fi determinat cu ajutorul relației:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D \cdot \frac{n}{60} \cdot \sin \alpha \quad [m^3/s],$$

unde α este unghiul dintre axa arborelui de antrenare și axa blocului cilindrilor.

Din relația de calcul a debitului rezultă că este posibilă reglarea debitului prin modificarea unghiului de înclinare al blocului cilindrilor; în fig. 4.11 este prezentată o pompă cu posibilități de reglare a înclinării blocului cilindrilor. La această pompă reglarea unghiului de înclinare al blocului cilindrilor (16) se realizează prin deplasarea plăcii de distribuție oscilante (7), cu ajutorul pistonului (14). Pentru comanda acestui piston se utilizează racordul (X), care se alimentează cu lichid sub presiune.



a-secțiune longitudinală a blocului cilindrilor; b-vedere a suprafeței de distribuție a blocului cilindrilor; c-distribuitorul plan;

1-blocul cilindrilor; 2-fantă de distribuție; 3-distribuitor plan; 4-fereastră de distribuție.



Fig. 4.11 – Reglarea debitului la pompa cu bloc înclinat [16] 1-rulmenți; 2-bielă; 3-placă de reținere a bielelor; 4, 11, 12 -arcuri; 5-arbore de ghidare a blocului cilindrilor; 6-piston; 7-placă de distribuție oscilantă; 8-limitator; 9, 15 -bucșe; 10-sertar; 13-pârghie; 14piston pentru rotirea plăcii de distribuție; 16-blocul cilindrilor.

4.1.2. Pompe cu palete culisante

O pompă cu palete este formată (fig. 4.12) dintr-o carcasă (1), închisă lateral cu două capace, în interiorul căreia se găsește un rotor cilindric (2), prevăzut cu

degajări în care se găsesc paletele culisante (3). La pompele cu simplă acțiune (fig. 4.12a), carcasa (1) are formă cilindrică, iar rotorul este excentric față de carcasă. La pompele cu dublu efect, carcasa are formă cvasieliptică. Contactul dintre paletele (3) și carcasa (1) se datorește forțelor centrifuge ce acționează asupra paletelor; la unele soluții constructive se utilizează arcuri care apasă paletele pe suprafața interioară a carcasei.

Admisia și refularea au loc prin ferestrele (4) și (5), practicate în carcasă, fiind datorate modificării volumului camerelor. Fiecare cameră de volum variabil este delimitată de câte două palete, carcasă, rotor și cele două capace laterale. La pompa cu simplu efect, variația volumului camerei apare ca urmare a amplasării excentrice a rotorului față de carcasă, în timp ce la pompa cu dublu efect variația volumului are loc datorită formei carcasei.





Astfel, la pompa cu simplu efect (fig. 4.12a), în partea superioară a pompei are loc creșterea volumului dintre palete, lichidul fiind aspirat prin fereastra (4); urmează apoi faza de refulare (în partea inferioară a pompei), lichidul fiind refulat datorită scăderii volumului spațiului dintre palete.

Pentru determinarea debitului mediu teoretic al pompei cu simplu efect se utilizează schema din fig. 4.13.

Distanța dintre centrul rotorului și carcasă este:

$$\rho = O_2 M + MA$$

Din triunghiul O_2MO_1 rezultă:

 $O_2M = e \cdot \cos \varphi.$

Din triunghiul O₁MA rezultă:

 $MA = R \cdot \cos\beta$.

Deci distanța p dintre centrul rotorului și carcasă va fi:

 $\rho = e \cdot \cos \varphi + R \cdot \cos \beta.$

Din aceleași două triunghiuri menționate mai sus rezultă:

 $MO_1 = e \cdot \sin \phi$ și $MO_1 = R \cdot \sin \beta$.

Ca urmare, putem scrie că
$$\sin \beta = \frac{e}{R} \cdot \sin \varphi$$
.



Fig. 4.13 – Schema pentru determinarea debitului mediu al pompei cu palete culisante [13]

 O_1 - centrul carcasei; O_2 - centrul rotorului; R - raza interioară a carcasei; r - raza exterioară a rotorului; e - excentricitatea;

 ϕ - unghiul de rotație al rotorului;

 ρ - distanța dintre centrul rotorului și carcasă.

Având în vedere cele de mai sus și notând $\varepsilon = e/R$, rezultă distanța ρ ca fiind: $\rho = R \cdot \left(\varepsilon \cdot \cos \varphi + \sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right).$

Dezvoltând radicalul după binomul lui Newton și luând în considerație doar primii doi termeni rezultă:

$$(1-\varepsilon^2\sin\phi)^{\frac{1}{2}} \approx 1-\frac{\varepsilon^2}{2}\cdot\sin^2\phi$$

iar pentru distanța dintre centrul rotorului și carcasă obținem:

$$\rho = \mathbf{R} \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi - \frac{\varepsilon^2}{2} \cdot \sin^2 \varphi \right).$$

Volumul spațiului dintre două palete succesive va fi:

$$V(\phi) = L \cdot \int_{\phi-\frac{\pi}{z}}^{\phi+\frac{\pi}{z}} (\rho-r) \cdot \frac{\rho+r}{2} \cdot d\phi = \frac{L}{2} \cdot \int_{\phi-\frac{\pi}{z}}^{\phi+\frac{\pi}{z}} (\rho^2-r^2) \cdot d\phi.$$

Rezolvând integrala, obținem:

$$V(\varphi) = L \cdot R^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) + 2\varepsilon \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) \cdot \cos\varphi + \left(\frac{\varepsilon^2}{2}\right) \cdot \sin\frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot \cos\varphi\right].$$

După cum s- menționat anterior, variația de volum este: $\Delta V = V_{max} - V_{min}$. Volumul maxim se obține pentru $\phi = 0$, fiind:

$$\mathbf{V}(\boldsymbol{\varphi})_{\max} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{R}^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{r}^2}{\mathbf{R}^2} \right) + 2\varepsilon \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) + \left(\frac{\varepsilon^2}{2}\right) \cdot \sin\frac{2 \cdot \pi}{z} \right].$$

Volumul minim se obține pentru $\varphi = 180^{\circ}$, fiind:

$$V(\varphi)_{\min} = L \cdot R^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) - 2\varepsilon \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) - \left(\frac{\varepsilon^2}{2}\right) \cdot \sin\frac{2 \cdot \pi}{z}\right]$$

Variația de volum va fi deci:

$$\Delta \mathbf{V} = 4 \cdot \mathbf{L} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \mathbf{z} \cdot \mathbf{R}^2 \cdot \sin\left(\frac{\boldsymbol{\pi}}{z}\right).$$

Dacă numărul de palete este suficient de mare putem presupune că sin $(\pi/z) \approx \pi/z$ și rezultă:

$$\Delta \mathbf{V} = 4 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{L} \cdot \mathbf{e} \cdot \mathbf{R} ,$$

iar debitul teoretic mediu va fi:

$$Q_{tm} = \Delta V \cdot \frac{n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot D \cdot e \cdot L$$

Debitul mediu al pompei cu simplu efect este:

$$Q_{tm} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot D \cdot e \cdot L \quad \left\lfloor \frac{m^3}{s} \right\rfloor$$

unde $D = 2 \cdot R$ este diametrul interior al carcasei.

Dacă se ține cont și de grosimea *a* a paletelor, debitul mediu teoretic devine:

$$\mathbf{Q}_{\rm tm} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{e} \cdot \mathbf{n} \cdot \left(\frac{\mathbf{\pi} \cdot \mathbf{D}}{30} - 2 \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{z}\right),\,$$

z fiind numărul de palete.

Din relațiile de mai sus rezultă că debitul teoretic este proporțional cu excentricitatea rotorului față de carcasă; ca urmare, prin modificarea excentricității e se poate modifica debitul de lichid refulat. De obicei, acest lucru se realizează prin deplasarea carcasei (2) față de rotorul (3) (fig. 4.14).



1, 6 – pistoane; 2-carcasă; 3-rotor; 4-ghidaj; 5-paletă; 7-dispozitiv de reglare.

În mod uzual, aceste pompe au 4...15 palete, creșterea numărului de palete ducând la scăderea gradului de neuniformitate al debitării.

La pompele cu simplu efect, rezultanta forțelor de presiune care acționează asupra rotorului în zona de refulare încarcă lagărele proporțional cu presiunea, ceea ce limitează presiunea maximă la 100...175 bari. La pompele cu dublu efect, datorită simetriei carcasei și numărului par de palete, forțele de presiune se echilibrează reciproc, astfel încât aceste pompe pot funcționa la presiuni mai ridicate (175...210 bari).

4.1.3. Pompe cu angrenaje cilindrice

Principial, o astfel de pompă este formată din două roți dințate, aflate în angrenare, acestea fiind amplasate într-o carcasă închisă cu două capace laterale. Unul din pinioane este conducător, în timp ce al doilea este condus. În funcție de tipul angrenării, pompele cu roți dințate pot fi:

- cu angrenare exterioară (fig. 4.15 a);
- cu angrenare interioară (fig. 4.15b).
 Dantura pinioanelor utilizate poate fi dreaptă, înclinată etc.



Fig. 4.15 – Pompe cu angrenaje cilindrice [10] a-cu angrenare exterioară; b-cu angrenare interioară; 1-carcasă; 2, 3-roți dințate; 4-segment de etanșare; A-racord de aspirație; R-racord de refulare.

La pompele cu angrenaje camerele de volum variabil se formează în zona de intrare în angrenare, respectiv de ieșire din angrenare, între dinții roților, carcasă și capacele laterale. Astfel, la ieșirea dinților din angrenare, datorită creșterii volumului disponibil pentru lichid, se formează o depresiune, ceea ce asigură aspirația uleiului prin racordul de aspirație (A). Uleiul este apoi transportat în golurile dintre dinți și pereții laterali ai carcasei. În zona de intrare în angrenare, volumul disponibil scade, iar lichidul este evacuat prin racordul de refulare. Zona de contact dintre dinții celor două pinioane se comportă ca o etanșare mobilă, care separă zona de înaltă presiune (racordul de refulare) de cea de joasă presiune (racordul de aspirație).

La pompele cu angrenare interioară (fig. 4.15b), separarea zonelor de refulare și aspirație este realizată prin intermediul unui segment (4) în formă de semilună. Distribuția lichidului se realizează prin ferestre executate în capacele laterale ale pompei.

Pierderile de ulei dinspre zona de înaltă presiune spre cea de joasă presiune sunt limitate de jocurile foarte mici existente între carcasă, capace și roțile dințate. Pe măsura folosirii pompei jocul dintre capacele laterale și suprafețele frontale ale roților dințate crește, ceea ce conduce la scăderea randamentului pompei. Pentru evitarea acestui fenomen se utilizează un sistem de compensare automată a jocului (fig. 4.16). La acest sistem, bucșele (1) și (2) sunt în același timp și lagărele roților dințate (3) și (4). Spațiul (p) dintre bucșe și corpul pompei este pus în legătură cu racordul de refulare al pompei; astfel, presiunea uleiului este cea care, acționând asupra bucșelor, anulează jocul frontal.



Fig. 4.16 – Compensarea jocului frontal [10]

1, 2 – bucșe; 3, 4 – roți dințate;

Debitul teoretic al pompei cu roți dințate se determină considerând că volumul golurilor dinți este egal cu volumul dinților. Ca urmare, volumul golurilor dintre dinții celor două roți se poate considera ca fiind egal cu volumul coroanei dințate a uneia din roți:

 $V = \pi \cdot D_d \cdot h \cdot L$,

unde:

- D_d diametrul de divizare al roțiii;
- h înălțimea dinților;
- L lățimea roților dințate.

Conform celor menționate anterior, debitul teoretic mediu va fi:

$$\mathbf{Q}_{\rm tm} = \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{D}_{\rm d} \cdot \mathbf{h} \cdot \mathbf{L} \cdot \frac{\mathbf{n}}{60} \quad \left\lfloor \frac{\mathbf{m}^3}{\mathbf{s}} \right\rfloor.$$

Ținând cont că:

- $D_d = m \cdot z$ (unde *m* este modulul roții, iar *z* este numărul de dinți);
- h = a + b;
- $a = f \cdot m inălțimea capului dintelui (f coeficient de inălțime al dinților);$
- b = a + c înălțimea piciorului dintelui (c jocul la baza dinților);

rezultă că $h = 2 \cdot f \cdot m + c \approx 2 \cdot f \cdot m$.

În același timp, $L = \psi \cdot m$, unde ψ este coeficientul de înălțime al dinților. Cu aceste notații, debitul mediu teoretic devine:

$$\mathbf{Q}_{\rm tm} = 2 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{m}^3 \cdot \mathbf{z} \cdot \mathbf{f} \cdot \boldsymbol{\psi} \cdot \frac{\mathbf{n}}{60} \quad \left[\frac{\mathbf{m}^3}{\mathbf{s}} \right]$$

Se observă că debitul depinde de puterea a treia a modulului. Din acest motiv, pompele cu roți dințate se construiesc cu un număr relativ mic de dinți (z = 7...20), dar cu modul relativ mare (m = 3...5 mm).



Fig. 4.17 – Pompă cu roți dințate

4.2. POMPE CENTRIFUGE

Pompele centrifuge asigură creșterea presiunii lichidului pe baza energiei preluate de la un rotor cu palete, aflat în mișcare de rotație; lichidul intră în rotor pe direcție axială și parcurge rotorul, prin spațiile dintre palete, în sensul crescător al razei; refularea lichidului are loc pe direcție tangențială la rotor.

Construcția unei pompe centrifuge este prezentată în fig. 4.18; funcționarea pompei se bazează pe mișcarea de rotație transmisă lichidului de către paletele rotorului (1). Sub acțiunea forței centrifuge lichidul din canalul rotoric (11), delimitat de două palete succesive și de discurile față/spate, se deplasează pe direcție radială către carcasa spirală (7), cu secțiune variabil crescătoare în lungul curgerii, care are rolul de "colector", asigurând conducerea lichidului către flanșa (racordul) de refulare (9). La intrarea în rotor se creează o depresiune care conduce la aspirația lichidului dinspre racordul de aspirație (4). Curgerea lichidului prin pompă se face continuu (nu pulsatoriu), prin canalele rotorice, existând și inevitabile pierderi dinspre racordul de refulare către racordul de aspirație.





1-rotor; 2-arbore; 3-lagãr; 4-racord de aspirație; 5-bușon; 6-stator; 7-camera colectoare; 8-difuzor; 9racordul de refulare; 10-sistem de etanșare; 11-canal rotoric; 12-bușon de golire.

La unele pompe lichidul ieșit din rotor este direcționat către camera colectoare prin intermediul unor palete (aparat director fix, vezi și anexa 2).

În fig. 4.19 sunt reprezentate vitezele lichidului la intrarea (indicele 1) și la ieșirea din rotor (indicele 2); se constată existența a trei componente ale vitezei:

 u – viteza de transport, datorată mişcării de rotație a rotorului; această componentă este proporțională cu turația rotorului și raza la care se găsește punctul respectiv pe rotor:

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r} = \frac{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{n}}{30} \cdot \mathbf{r},$$

în care ω este viteza unghiulară a rotorului [s⁻¹], n este turația acestuia [rot/min], iar r este raza;

- w viteza relativă a lichidului (viteza cu care lichidul se deplasează prin canalul rotoric);
- c-viteza absolută a lichidului, obținută prin compunerea celor două mișcări (rotație o dată cu rotorul și deplasare prin canalul rotoric).

Între aceste viteze există următoarea relație:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} .$$

Unghiurile corespunzătoare componentelor vitezelor, în secțiunea de intrare și cea de ieșire, au, în mod uzual, următoarele valori:

- $\alpha_1 = 90^{\circ}$, pentru cazul intrării axiale a lichidului (perpendicular pe suprafața rotorului);
- $\beta_1 = 40...55^0$;
- $\alpha_2 = 8...12^0;$
- $\beta_2 = 35...50^{\circ}$.

Pentru studiul mișcării lichidului se fac o serie de ipoteze simplificatoare:

- rotorul se învârte cu viteză unghiulară constantă;
- fluidul este ideal;
- numărul de palete se consideră a fi infinit.

Se scrie relația lui Bernoulli pentru mișcarea relativă a lichidului, sub forma:

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2$$

Din teorema lui Pitagora generalizată, aplicată celor două triunghiuri de viteze, rezultă:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

Ţinem cont și că:

$$\mathbf{c}_{u1} = \mathbf{c}_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad \mathbf{c}_{u2} = \mathbf{c}_2 \cdot \cos \alpha_2$$

și rezultă în final:

$$\frac{\mathbf{p}_{2}-\mathbf{p}_{1}}{g \cdot \boldsymbol{\rho}}+\frac{\mathbf{c}_{2}^{2}-\mathbf{c}_{1}^{2}}{2g}+(\mathbf{z}_{2}-\mathbf{z}_{1})=\frac{\mathbf{c}_{u2}\cdot \mathbf{u}_{2}-\mathbf{c}_{u1}\cdot \mathbf{u}_{1}}{g}=\mathbf{H}_{t\infty},$$

în care $H_{t\infty}$ este sarcina (înălțimea de pompare) teoretică a pompei, aceasta

reprezentând câștigul energetic obținut de lichid de la rotorul ideal, care are un număr infinit de palete, fiecare de grosime neglijabilă.





Pentru cazul **intrării radiale** a lichidului $\alpha_1 = 90^0$, $c_{u1} = 0$ și sarcina teoretică devine:

$$\mathbf{H}_{t\infty} = \frac{\mathbf{c}_{u2} \cdot \mathbf{u}_2}{\mathbf{g}},$$

de unde rezultă creșterea de presiune în pompă ca fiind:

$$\Delta \mathbf{p}_{t} = \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{H}_{t\infty} = \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{c}_{2u} \cdot \mathbf{u}_{2} = \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{u}_{2} \cdot \mathbf{c}_{2} \cdot \mathbf{cos} \,\boldsymbol{\alpha}_{2},$$

în care c_2 se poate calcula în funcție de u_2^{31} , iar u_2 este:

$$\mathbf{u}_2 = \frac{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{n}}{60} \cdot \mathbf{D}_2$$

Debitul teoretic al pompei este dat de relația de continuitate:

$$\dot{\mathbf{Q}}_{t} = \mathbf{c}_{1} \cdot \mathbf{S}_{1} = \mathbf{c}_{1} \cdot (\mathbf{r}_{1}^{2} - \mathbf{r}_{0}^{2})^{32}$$

cu razele r_0 și r_1 determinate conform celor prezentate în fig. 4.20.

Pornind de la relația sarcinii teoretice a pompei pentru cazul $c_{1u}=0$ și explicitând termenii din relația respectivă (c_{2u}) în funcție de dimensiunile rotorului se obține o relație de forma:

$$\mathbf{H}_{t_{\infty}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{n}^2 - \mathbf{B} \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{Q} \,,$$

în care A și B sunt constante constructive ce caracterizează o anumită pompă, n este turația de antrenare a pompei, iar Q este debitul. Se observă că, pentru o turație constantă, sarcina teoretică variază liniar cu debitul (fig. 4.21, dreapta corespunzătoare cazului uzual $\beta_2 < 90^{\circ}$).



Fig. 4.20 - Dimensiuni caracteristice ale rotorului pompei centrifuge

Față de această situație teoretică se introduc factori de corecție ce țin cont de numărul finit de palete și de faptul că fluidul este real (vâscos).

Existența unui număr finit de palete corespunde unei translații în jos a caracteristicii teoretice (dreapta H_t).

Efectul vîscozității se manifestă prin apariția pierderilor liniare (prin asimilarea canalelor rotorice cu conducte de o anumită lungime pe care se produc

 ${}^{31}c_2 = \frac{u_2}{\cos\alpha_2 \cdot (1 + tg\alpha_2/tg\beta_2)} \cdot$

³² Pentru $\alpha_1 = 90^0$ viteza absolută $c_1 = u_1 \cdot tg\beta_1$

pierderi) și a celor locale, ceea ce are ca efect final obținerea curbei caracteristice H (fig. 4.21). Condiția Q_{optim} se referă la $c_{1u}=0$.



Fig. 4.21 – Caracteristica de sarcină a pompei centrifuge [9]

Fig. 4.22 prezintă familia de curbe caracteristice ale unei pompe centrifuge, pentru diferite turații.



Fig. 4.22 – Caracteristici de sarcină ale unei pompe, pentru diferite turații [9] n₀-turația nominală; H-sarcina; Q-debitul.

Atunci cînd pompa funcționează într-o instalație hidraulică (fig. 4.23) peste caracteristica de sarcină pompei se suprapune caracteristica de sarcină a instalației (fig. 4.24), care reprezintă sarcina ce trebuie asigurată instalației pentru a se obține un anumit debit de lichid. Se obține astfel punctul de funcționare energetică F. În acest punct, de coordonate (Q_F , H_F), debitul de lichid vehiculat de către pompă este egal cu

debitul de lichid prin sistemul hidraulic, iar înălțimea de pompare este egală cu sarcina instalației.





Sarcina (înălțimea de pompare) se calculează cu relația:

$$\mathbf{H} = \frac{\mathbf{v}_{\mathrm{r}}^{2}}{2 \cdot \mathbf{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{r}}}{\gamma} + \mathbf{z}_{\mathrm{r}} - \left(\frac{\mathbf{v}_{\mathrm{a}}^{2}}{2 \cdot \mathbf{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{a}}}{\gamma} + \mathbf{z}_{\mathrm{a}}\right),$$

în care $\gamma=/\rho{\cdot}g$ este greutatea specifică a lichidului, v_r și v_a sunt vitezele la refularea și

respectiv aspirația pompei, p_r și p_a sunt presiunile vitezele la refularea și respectiv aspirația pompei, iar z_a și z_r sunt cotele aspirației și refulării.



Fig. 4.25 – Parametrii ce caracterizează funcționarea unei pompe [8] a-aspirația; r-refularea.

Pentru cazul des întâlnit în care $z_a = z_r$, sarcina pompei devine:

$$\mathbf{H} = \frac{\mathbf{v}_{\mathrm{r}}^{2}}{2 \cdot \mathbf{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{r}}}{\gamma} - \left(\frac{\mathbf{v}_{\mathrm{a}}^{2}}{2 \cdot \mathbf{g}} + \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{a}}}{\gamma}\right).$$

Termenul $p_v/\rho \cdot g$ din fig. 4.25 se referă la presiunea de vaporizare a lichidului, pentru temperatura respectivă (vezi și 3.5.7, 3.5.8); în raport cu această mărime se definește sarcina pozitivă netă la aspirație, NPSH, care reprezintă energia suplimentară raportată la greutate, necesară la aspirația pompei, peste nivelul piezometric dat de presiunea de vaporizare a fluidului, astfel încât în pompă să nu apară cavitația. Se poate demonstra că, la pomparea apei, atunci când aspirația pompei se află deasupra nivelului rezervorului din care se aspiră lichidul (fig. 4.26), pentru a se evita cavitația pompa trebuie amplasată astfel încât să fie respectată condiția $H_{ga} < 10$ m; în caz contrar vaporizarea lichidului și degajarea gazelor dizolvate în lichid fac imposibilă amorsarea pompei [8].





Pompele centrifuge multietajate (fig. 4.27) se folosesc pentru a obține sarcini de pompare mari; acestea conțin practic mai multe pompe centrifuge ale căror rotoare (6) sunt antrenate de către același arbore (1) și la care carcasa este astfel construită încât lichidul refulat de către un rotor să fie dirijat către aspirația rotorului următor prin intermediul canalelor interioare (9).



Fig. 4.27 – Pompă centrifugă multietajată [8] 1-arbore de antrenare; 2, 8-tiranți pentru prinderea etajelor pompei; 3-cameră colectoare; 4-racord de refulare; 5-racord de aspirație; 6-rotoare; 7-palete; 9-canale interioare.

4.3. PARAMETRI CARACTERISTICI AI POMPELOR HIDRAULICE

Debitul real (efectiv) al unei pompe hidraulice este mai mic decât debitul teoretic, rezultat din calcul, ca efect al următoarelor fenomene:

- trecerea unei părți din lichidul refulat din zonele de înaltă presiune către cele de joasă presiune prin neetanșeitățile pompei;
- umplerea incompletă a spațiilor de lucru, din cauza vâscozității mari a lichidului, a timpului insuficient avut la dispoziție pentru umplere, a neînchiderii etanșe a supapelor etc.

Raportul dintre debitul real și cel teoretic determină **randamentul volumetric** al pompei:

$$\eta_{v_p} = \frac{Q_r}{Q_t}.$$

Puterea necesară antrenării pompei se determină cu ajutorul relației:

$$P_{a} = \frac{Q_{e} \cdot \Delta p}{\eta_{tp}} \quad [W],$$

unde:

- Q_e debitul efectiv [m³/s];
- Δp diferența dintre presiunea la ieșirea din pompă și cea de la intrarea în

pompă [Pa];

- η_{tv} – randamentul total al pompei.

Randamentul total al pompei este dat de relația:

$$\boldsymbol{\eta}_{tp} = \boldsymbol{\eta}_{Vp} \cdot \boldsymbol{\eta}_{m},$$

unde η_m este randamentul mecanic al pompei. Acesta ține cont de frecările dintre piesele aflate în mișcare de rotație, de rezistența apărută ca urmare a vâscozității lichidului și inerției coloanei de lichid, de rezistențele hidraulice din pompă. Randamentul mecanic al pompei se poate determina cu ajutorul relației:

$$\eta_{\rm m} = \frac{P_{\rm ta}}{P_{\rm a}} = \frac{Q_{\rm t} \cdot \Delta p}{P_{\rm a}},$$

unde P_{ta} este puterea teoretică necesară antrenării pompei, iar Q_t este debitul teoretic al pompei.

Cuplul necesar antrenării pompei este:

$$\mathbf{M}_{\mathbf{a}} = \frac{\mathbf{P}_{\mathbf{a}}}{\boldsymbol{\omega}} = \frac{30 \cdot \mathbf{P}_{\mathbf{a}}}{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{n}} \quad [\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}],$$

unde n este turația arborelui pompei, în rot/min.

5. MOTOARE HIDRAULICE VOLUMICE

5.1. MOTOARE HIDRAULICE ROTATIVE

În principiu, toate pompele volumice prezentate pot fi utilizate și ca motoare hidraulice, transformând energia hidraulică în lucru mecanic. Având în vedere că una din cele mai importante caracteristici a unui motor hidraulic este stabilitatea în funcționare la turații mici, motoarele hidraulice se împart în:

- motoare lente, la care turația minimă stabilă este de 1...10 rot/min;
- motoare semirapide, a căror turație minimă este de 10...50 rot/min;
- motoare rapide, pentru care turația minimă de funcționare stabilă este de 50...400 rot/min.

5.1.1. Motoare hidraulice rapide

Ca motoare hidraulice volumice rapide se utilizează:

- **motoare cu pistoane axiale și bloc înclinat** (identice din punct de vedere constructiv cu pompele corespunzătoare); acestea pot fi prevăzute cu dispozitive care permit modificarea unghiului de înclinare al blocului de cilindri între 7 și 25⁰; se asigură astfel reglarea turației motorului pentru o anumită presiune de lucru (constantă). Comanda se realizează hidraulic sau electromagnetic. Acest tip de motoare au turații minime de funcționare stabilă cuprinse între 100...200 rot/min și pot atinge turații maxime de 2000...3000 rot/min.
- motoare cu pistoane axiale și disc înclinat (fig. 5.1) au turații minime de 25...100 rot/min.
- **motoare cu disc fulant**, asemănătoare pompelor corespunzătoare; în locul distribuitorului plan se poate folosi și soluția utilizării pistoanelor ca sertare de distribuție (fig. 5.2).
- **motoare cu roți dințate**, care au dezavantajul unei turații minime destul de ridicate (400...500 rot/min).

5.1.2. Motoare hidraulice semirapide

Principalele tipuri de motoare hidraulice volumice semirapide sunt:

- motoare cu palete culisante, care asigură turații minime de funcționare stabilă de 50...200 rot/min şi turații maxime de 1800...2800 rot/min. Au o construcție asemănătoare pompelor cu palete cu dublu efect; spre deosebire de acestea, la motoarele hidraulice se folosesc arcuri care asigură contactul dintre palete şi suprafața interioară a carcasei. Arcurile utilizate pot fi elicoidale sau de tip balansoar. În primul caz, arcurile sunt montate sub palete; în cel de al doilea caz se foloseşte soluția din fig. 5.3. Arcurile (3) sunt realizate din sârmă de oțel aliat, fiind articulate pe bolțul (2). Fiecare arc sprijină câte două palete, decalate între ele cu 90⁰. Astfel, când o paletă aflată în faza de refulare pătrunde în rotor, cea de a doua paletă iese din rotor, pentru faza de admisie. Astfel arcurile oscilează în jurul bolțurilor, fără a suferi încovoieri suplimentare față de cele de la montaj.
- **motoare cu pistoane radiale** (fig. 5.4, 5.5), care au turații minime de funcționare stabilă de 5...20 rot/min, turația maximă putând atinge 2000 rot/min. La aceste motoare, pistoanele (2) sunt dispuse radial (pe unul sau două rânduri), într-o

carcasă în care sunt montați cilindrii (1), acționând asupra arborelui motor prin intermediul bielelor (3) și a excentricului (4). Bielele se montează pe excentric fie prin intermediul unui rulment (5), fie prin intermediul unor lagăre hidrostatice.



Fig. 5.1 – Motor cu pistoane axiale și disc înclinat [16]







Fig. 5.3 – Utilizarea arcurilor de tip balansoar la motorul cu palete culisante [17]

1-paletă; 2-bolţ; 3-arc; 4-rotor; 5-carcasă.

Distribuția uleiului către cilindri se realizează fie cu ajutorul unui distribuitor rotativ, plan sau cilindric, fie prin intermediul unor sertare, comanda fiind asigurată de mișcarea de rotație a arborelui motorului.

Randamentul maxim al acestui tip de hidromotor poate atinge 91...97%. Blocarea arborelui motorului la întreruperea alimentării cu ulei (impusă de
unele aplicații) se realizează prin incorporarea în construcția motorului a unei frâne cu bandă sau cu discuri.

Cuplul dezvoltat de către hidromotor poate fi mărit prin utilizarea unui reductor planetar.



Fig. 5.4 – Motor cu pistoane radiale [17] 1-cilindru; 2-piston; 3-bielă; 4-excentric; 5-rulment.



Fig. 5.5 – Hidromotor cu pistoane radiale

5.1.3. Motoare hidraulice lente

Cele mai utilizate tipuri de motoare hidraulice volumice lente sunt:

- motoare cu pistoane axiale;
- motoare cu pistoane radiale;
- motoare cu pistoane rotative;
- motoare cu angrenaje orbitale.

Motoare hidraulice cu pistoane axiale

Motoarele cu pistoane axiale folosesc came frontale multiple și pistoane ale căror axe sunt paralele cu axa arborelui motorului. Aceste motoare se întâlnesc atât în varianta cu arbore mobil si carcasă fixă, cât si în varianta cu arbore fix si carcasă mobilă. În fig. 5.6 se prezintă un motor cu pistoane axiale cu carcasă mobilă.



Fig. 5.6 – Motor lent cu pistoane axiale [17]

1-camă axială multiplă; 2-blocul cilindrilor; 3-piston; 4-distribuitor cilindric; 5-carcasă

Din figură se observă că cele două came frontale axiale (1) sunt solidare cu arborele motorului; acesta este fix și este prevăzut și cu distribuitorul cilindric fix (4). Pistoanele (3) se găsesc în cilindrii (2), alimentați cu ulei sub presiune prin intermediul distribuitorului (4). Rotirea carcasei are loc datorită deplasării pistoanelor sub acțiunea presiunii uleiului prcum și datorită profilului camelor axiale.

Turatia minimă realizată de aceste motoare este de 5...7 rot/min.

Motoare hidraulice cu pistoane radiale

Schema de principiu a unui astfel de motor este prezentată în fig. 5.7.

Miscarea alternativă a pistoanelor (4) este transformată în miscare de rotație a arborelui (1) prin intermediul camei exterioare (2), contactul dintre camă și pistoane fiind realizat prin intermediul rolelor (3). Se folosește și soluția constructivă de hidromotor cu came interioare.



Fig. 5.7 – Motor hidraulic cu pistoane radiale [13]

1-arbore motor;

Distributia uleiului se realizează, de exemplu, cu ajutorul pistoanelor, care au și rol de sertare.

Acest tip de hidromotor poate realiza turații minime stabile de funcționare sub 1 rot/min, în timp ce turația maximă poate atinge 35...350 rot/min.

Motoare hidraulice cu pistoane rotative

Acest tip de motoare folosește angrenaje cu un număr minim de dinți, în fig. 5.8 fiind prezentată o variantă constructivă. Motorul este format din două rotoare: rotorul (1) este prevăzut cu o degajare, în timp ce rotorul (2) este prevăzut cu un dinte; rotirea completă a rotorului (2) este permisă de existența degajării din rotorul (1). Mișcarea celor două rotoare este sincronizată prin intermediul angrenajului realizat cu roțile dințate (3) (raport de transmisie 1:1). Rotorul (2) este forțat să se rotească de diferența de presiune existentă între racordul de admisie (4) și racordul de refulare (5).

Motoarele cu pistoane rotative funcționează stabil la turații cuprinse între 1 și 1350 rot/min.



Fig. 5.8 – Hidromotoare cu pistoane rotative [17]

1-rotor cu degajare; 2-rotor cu dinte; 3-roțI dințate; 4-racord de aspirație ; 5-racord de refulare ; 6-carcasă.

Motoare hidraulice orbitale

Sunt motoare cu angrenare interioară, la care roata exterioară este fixă (fig. 5.9a). Numărul de dinți ai statorului (1) este cu unul mai mare decât numărul de dinți ai rotorului (2). Rotorul (2) este montat pe arborele (3), excentric față de stator, centrul rotorului rotindu-se în jurul axei statorului. Admisia și evacuarea lichidului din camerele de volum variabil se realizează prin intermediul unui distribuitor frontal, cilindric sau rotativ.

Volumul unei camere este maxim atunci când doi dinți adiacenți ai rotorului sunt plasați simetric față de doi dinți adiacenți ai rotorului (fig. 5.9b).

Motoarele orbitale au turații minime stabile de funcționare de 5...10 rot/min, în timp ce turația maximă variază între 200...800 rot/min, în funcție de capacitatea motorului.

5.1.4. Principalii parametri caracteristici ai motoarelor hidraulice rotative

La motoarele hidraulice, randamentul volumetric se definește ca fiind:

$$\eta_{\rm Vp} = \frac{Q_{\rm t}}{Q_{\rm r}}.$$

În acest caz, debitul de lichid introdus în motor (Q_r) este mai mare decât debitul dat de capacitatea motorului, (Q_t) .

Puterea dezvoltată la arborele motorului este dat de relația:

$$\mathbf{P}_{\mathrm{e}} = \mathbf{Q}_{\mathrm{e}} \cdot \Delta \mathbf{p} \cdot \boldsymbol{\eta}_{\mathrm{tm}},$$

unde η_m este randamentul total al motorului hidraulic; acesta este produsul dintre randamentul volumetric al motorului și randamentul său mecanic.

Cuplul dezvoltat la arborele motorului este:

$$\mathbf{M}_{a} = \frac{\mathbf{P}_{a}}{\boldsymbol{\omega}} = \frac{30 \cdot \mathbf{P}_{e}}{\boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{n}} \quad [\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}],$$

unde n este turația arborelui motorului, în rot/min.



a-construcție; b-cameră de volum variabil; 1-stator; 2-rotor; 3-arbore.

5.2. MOTOARE HIDRAULICE LINIARE

Motoarele hidraulice liniare (cilindrii hidraulici) transformă energia hidraulică a lichidului de lucru în energie mecanică de translație.

În funcție de modul în care are loc deplasarea pistonului, cilindrii hidraulici pot fi:

- cu simpă acțiune, la care pistonul se deplasează într-unul din sensuri datorită presiunii lichidului, iar deplasarea în sens invers are loc datorită unui arc sau a greutății elementului acționat;
- cu dublă acțiune, la care deplasarea pistonului în ambele sensuri are loc datorită presiunii lichidului de lucru.

În fig. 5.10 sunt prezentate principalele tipuri de cilindri utilizate în acționările hidraulice.

Prin reducerea diametrului pistonului până la cel al tijei se obține cilindrul hidraulic cu plunjer (fig. 5.10e).

Cilindrii telescopici (fig. 5.10 f) au avantajul de realizare a unei curse mari la gabarite mici. Aceștia sunt formați din tuburi cilindrice concentrice, acționate succesiv, începând cu cilindrul de diametru maxim și sfârșind cu plunjerul.

Pentru cilindrii hidraulici cu dublu efect și tijă unilaterală (fig. 5.10 a, b), forțele teoretice dezvoltate de către aceștia, pentru cele două sensuri de deplasare ale pistonului, sunt:

$$F_1 = S_1 \cdot p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p, \quad F_2 = S_2 \cdot p = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p,$$

unde **D** este diametrul pistonului, iar **d** este diametrul tijei cilindrului.

Pentru cilindrii cu dublă acțiune și tijă bilaterală (fig. 5.10 c), forțele dezvoltate sunt egale pentru ambele sensuri de deplasare:

$$F_1 = F_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p$$

La cilindrul cu simplă acțiune din fig. 5.10 d (cu arc pentru readucerea pistonului), forțele dezvoltate sunt:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p - k \cdot x, \quad F_2 = k \cdot x,$$

unde k este constanta elastică a arcului, iar x este deplasarea pistonului.

Pentru cilindrul cu simplă acțiune cu plunjer (fig. 5.10 e), forța dezvoltată de către acesta este:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p$$

unde *d* este diametrul plunjerului.



Fig. 5.10 – Tipuri de cilindri hidraulici [17]

a-cu dublă acțiune, tijă unilaterală, piston mobil; b-cu dublă acțiune, tijă unilaterală, piston fix; c-cu dublă acțiune, tijă bilaterală, piston mobil; d-cu simplă acțiune, tijă unilaterală, piston mobil, arc de revenire; ecu simplă acțiune și plunjer mobil; f-cilindru telescopic cu simplă acțiune;

1-cilindru; 2-piston; 3-tijă; 4-ochiuri de prindere; 5-arc; 6-racord.

Construcția unui cilindru hidraulic cu dublă acțiune și tijă unilaterală este prezentată în fig. 5.11. Această soluție constructivă asigură realizarea următoarelor etanșări:

 etanşarea pistonului în cilindrul (10), prin intermediul garniturilor (6) şi (7); se folosesc garnituri din elastomeri (cauciuc), materiale termoplastice (teflon) sau segmenți metalici de presiune constantă, realizați din fontă specială (soluție nerecomandată în cazul cilindrilor lungi, deoarece impun prelucrări de precizie ridicată pe lungimi mari);

- etanșarea pistonului față de tija (11), prin intermediul inelului O (9);
- etanșarea tijei (11) față de capacul (14), prin intermediul garniturilor (16) și (17);
- etanșarea capacului (14) față de cămașa cilindrului (10), prin intermediul garniturii (13);
- etanșarea interiorului cilindrului față de praful din mediul exterior, realizată cu ajutorul răzuitorului (20), care curăță tija cilindrului de impurități.

Ghidarea pistonului în cilindru este realizată cu ajutorul inelului (4), prevăzut cu inelul din teflon (5), soluție care împiedică uzarea cilindrului de către inelul de ghidare; ghidarea tijei pistonului în capac este asigurată de către bucșa (12).

Prinderea cilindrului este realizată prin intermediul bucșelor (2) și (22), montate în urechile (1) și (21).

Construcția unui cilindru hidraulic telescopic este prezentată în fig. 5.12.

Randamentul mecanic al cilindrilor hidraulic este cuprins între 0,85 și 0,92, în timp ce randamentul volumetric este de 0,97...0,98.

Una din principalele solicitări ale tijei cilindrului este cea de flambaj, sarcina critică la care apare flambajul fiind dată de relația [3, 4]:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_f^2},$$

unde:

- $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 \text{ (modulul de elasticitate);}$
- $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ (momentul de inerție) [cm⁴];
- d diametrul tijei pistonului [cm];
- l_f lungimea de flambaj [cm], determinată în funcție de schema de prindere a cilindrului (fig. 5.13).

Având în vedere că cilindrul se montează articulat, cea mai utilizată schemă de calcul a lungimii de flambaj pentru tija pistonului este cea din fig. 5.13d, astfel încât relația de calcul a forței critice de flambaj devine:

$$F_{cr} = 2,07 \cdot 10^7 \cdot \frac{d^4}{l^2} [N],$$

unde *l* este lungimea tijei cilindrului, în cm.

Calculul la flambaj al tijei cilindrului se desfășoară în următoarele etape [4]:

se determină raza de inerție a secțiunii tijei:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$
,

unde A este secțiunea tijei, în cm²;

• se calculează coeficientul de zveltețe:

$$\lambda = \frac{l_f}{i};$$



Fig. 5.11 – Construcția unui cilindru hidraulic [16]

1, 21-urechi de prindere; 2, 22-bucșe antifricițiune; 3-racord alimentare; 4-inel de ghidare a pistonului; 5inel din teflon; 6, 7-garniturile de etanșare ale pistonului în cilindru; 8, 18-distanțier; 9-inel O; 10-cămașa cilindrului; 11-tija pistonului; 12-bucșă de ghidare a tijei; 13-sistem de etanșare a capacului; 14-capacul cilindrului; 15-piuliță de fixare a capacului; 16, 17-garnituri de etanșare a tijei în capac; 19-capac; 20răzuitor.



Fig. 5.12 – Cilindru hidraulic telescopic, cu simplu efect [16] 1-plunjer; 2-bucşă de ghidare; 3-piston tubular; 4șurub de fixare; 5-cămașa cilindrului; 6-etanșare; 7-capac; 8-garnitură.



Fig. 5.13 – Schema pentru determinarea lungimii de flambaj [13]
a) l_f = l; b) l_f = 2·l; c) l_f = l/2; d) l_f = 0,7·l; l – lungimea tijei cilindrului.

- se compară coeficientul de zvelteţe cu valoarea critică a acestuia λ₀ (pentru oţel λ₀ = 55...105 – tabelul 5.1);
- dacă λ≥λ₀, flambajul are loc în domeniul elastic și se determină coeficientul de siguranță la flambaj ca fiind:

$$c=\frac{F_{cr}}{F},$$

unde F este forța care solicită tija cilindrului. Coeficientul de siguranță trebuie să se încadreze între limitele prezentate în tabelul 5.2.

• dacă $\lambda < \lambda_0$, flambajul are loc în domeniul plastic, caz în care se determină tensiunea critică ca fiind:

$$\sigma_{\rm cr} = a - b \cdot \lambda$$

Valorile coeficienților a și b sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Materialul	а	b	λ_0	λ_1
Oțel OL 37 ($\sigma_c = 240 \text{ daN/mm}^2$)	304	1,12	105	60
Oțel ($\sigma_r = 480 \text{ daN/mm}^2$, $\sigma_c = 310 \text{ daN/mm}^2$)	460	2,57	100	60
Oțel ($\sigma_r = 520 \text{ daN/mm}^2$, $\sigma_c = 360 \text{ daN/mm}^2$)	577	3,74	100	0
Oțel cu 5% nichel	461	2,25	86	0
Oțel crom-molibden	980	5,3	55	0
Duraluminiu	372	2,14	50	0

Tabelul 5.2

Valori ale coeficientului de siguranță la flambaj (tija pistonului) [17]

Specificare	С
Elemente acționate cu un cilindru hidraulic	812
Elemente acționate cu doi cilindri	48

În cazul în care $\lambda < \lambda_1$, se consideră ca flambajul nu mai are loc, calculul tijei făcându-se pentru compresiune simplă ($\sigma < \sigma_a$).

• se calculează tensiunea de compresiune simplă:

$$\sigma = \frac{F}{A};$$

• se calculează coeficientul de siguranță la flambaj:

$$c=\frac{\sigma_{cr}}{\sigma}.$$

Coeficientul de siguranță trebuie să se încadreze între limitele din tabelul 5.2.

6. APARATURA DE DISTRIBUȚIE, COMANDĂ ȘI CONTROL

6.1. SUPAPE

Supapele au rolul de deschide sau închide trecerea lichidului de lucru între două conducte, cavități, echipamente etc., fiind comandate de presiunea uleiului sau din exterior. Supapele se folosesc pentru [16]:

- protejarea sistemului hidraulic;
- reglarea presiunii;
- dirijarea uleiului pe anumite circuite;
- asigurarea trecerii uleiului într-un singur sens pe anumite circuite. În funcție de rolul funcțional pe care îl au, supapele se împart în:
- supape de sens unic (de reținere);
- supape de trecere;
- supape de presiune;
- supape diferențiale;
- supape de cuplare.

6.1.1. Supape de sens unic

Acestea permit trecerea lichidului într-un singur sens prin circuitul respectiv. Supapele de sens unic se pot monta:

- pe conducta de aspirație sau refulare a pompei, pentru a împiedica golirea sistemului când pompa nu funcționează;
- pe conductele de alimentare ale organelor de execuție (cilindri hidraulici), pentru a se evita ieșirea uleiului din cilindru (din motive de siguranță); la cilindrii cu simplu efect, montarea unei supape cu sens unic permite separarea circuitului de umplere al cilindrului de cel de golire.

Supapele de sens unic se împart în:

- supape nedeblocabile, care asigură trecerea lichidului într-un singur sens;
- supape deblocabile (pilotate), care pot permite trecerea uleiului și în sens invers, în urma unei comenzi exterioare.

În fig. 6.1 sunt prezentate câteva tipuri de supape de trecere.

Supapele nepilotate pot fi cu etanșare cu bilă (fig. 6.1a), pe con (fig. 6.1b) sau pe suprafață plană. Sensul de trecere al lichidului este de la racordul (A) către racordul (A₁); trecerea uleiului în sens invers nu este posibilă, supapa fiind menținută închisă atât de către arcul său, cât și de presiunea fluidului de lucru.

Supapa pilotată simplă (fig. 6.1c) este prevăzută cu racordul (C), la care se aplică presiunea de comandă. Atât timp cât acest racord este în legătură cu rezervorul, supapa se comportă ca una nepilotată, trecerea lichidului fiind posibilă doar de la racordul (P) către racordul (A). Trecerea lichidului prin supapă în sens invers (de la A către P) este posibilă doar în cazul în care prin racordul (C) se trimite lichid sub presiune. Ca urmare, pistonul (2) se ridică și prin intermediul tijei (3) comandă ridicarea elementului de etanșare (1) de pe sediul său; astfel supapa este deschisă.





Fig. 6.1 – Supape de sens unic [2, 17]
a-supapă nepilotată, cu etanșare cu bilă; b-supapă nepilotată, cu etanșare pe con;
c-supapă pilotată simplă; 1-element de etanșare; 2-piston; 3-tijă;
d-supapă pilotată dublă; 1,2-elemente de etanșare; 3,4-supape; 5-piston.

Supapa pilotată dublă (fig. 6.1d) se folosește la acționarea cilindrilor hidraulici cu dublă acțiune, oprind ieșirea lichidului din fața și din spatele pistonului; astfel, acesta poate fi menținut într-o anumită poziție timp îndelungat. Această supapă nu este prevăzută cu un racord special de comandă. Funcționarea sa are loc astfel:

- atunci când lichidul sub presiune este trimis prin racordul (A), presiunea uleiului ridică elementul de etanșare (1) de pe sediul său, iar lichidul este refulat prin racordul (A₁);
- în acelaşi timp, presiunea lichidului de lucru deplasează în jos pistonul (5), care deschide supapa (4); astfel, uleiul refulat din cilindrul hidraulic către racordul (B₁) poate trece pe lângă supapa (4), ieşind din supapă prin racordul (B).

6.1.2. Supape de trecere

Aceste supape permit trecerea lichidului sub presiune dintr-un circuit în altul, ca urmare a unei comenzi date din exterior. De obicei, aceste supape se utilizează pentru conectarea circuitului de refulare al pompei la rezervorul instalației, într-o anumită poziție a distribuitorului hidraulic de comandă; de obicei, aceste supape sunt

incluse în construcția distribuitorului. Schema de principiu a unei supape de trecere este prezentată în fig. 6.2.

Lichidul sub presiune pătrunde în supapă prin racordul (P) și iese prin racordul (A). Atât timp cât racordul de comandă (X) este obturat, supapa (4) rămâne închisă, datorită arcului (3). Dacă racordul (X) este pus în legătură cu rezervorul, diferența de presiune de pe cele două fețe ale pistonului (1) ridică pistonul; ca urmare, supapa (4), rigidizată de piston prin intermediul tijei (2), se ridică de pe sediu, fluidul sub presiune sosit prin racordul (P) fiind trimis către rezervor prin racordul (Rz).





Fig. 6.2 – Supapă de trecere [16]

1-piston; 2-tijă de legătură; 3-arc; 4-supapă.

6.1.3. Supape de presiune (de siguranță)

Aceste supape se folosesc pentru reglarea și limitarea presiunii din instalațiile hidraulice.

În funcție de modul în care se face limitarea presiunii, supapele de presiune pot fi [16]:

- normal deschise;
- normal închise.

În funcție de modul în care se realizează comanda, supapele de presiune pot fi:

- cu comandă directă;
- pilotate.

După tipul elementului de etanșare, supapele de presiune pot fi:

- cu închidere pe suprafață plană;
- cu închidere pe suprafață conică;
- cu închidere pe suprafață sferică.

În fig. 6.3 sunt prezentate două variante de supape de reglare a presiunii, normal închise.

La ambele supape elementul de etanșare este menținut în poziția închis de către arcul (4). Supapa se deschide în momentul în care forța datorată presiunii lichidului de lucru depășește forța elastică a arcului (4). Pretensionarea arcului poate fi reglată fie prin intermediul unor șaibe (5 - fig. 6.3a), fie cu ajutorul unui șurub (8 - fig. 6.3b). În momentul deschiderii supapei, lichidul sub presiune din racordul (6) trece către racordul (7), aflat în legătură cu rezervorul.



Fig. 6.3 – Supape de presiune [17]

a-cu etanșare pe con; b-cu etanșare cu bilă; c-simbol; 1-element de etanșare; 2-piston; 3-cilindru; 4-arc; 5-șaibe de reglaj; 6-racord de înaltă presiune; 7-racord de legătură cu rezervorul; 8-șurub de reglaj.

Supapa cu etanșare conică (fig. 6.3a) este prevăzută cu un amortizor de vibrații format din pistonul (2), solidar cu elementul de etanșare (1), care este montat în cilindrul (3); astfel se micșorează zgomotul produs la intrarea în funcțiune a supapei. În unele aplicații zgomotul produs de supapă nu este amortizat, el având rolul de a avertiza operatorul.

În cazul sistemelor hidraulice în care debitul lichidului de lucru este mare sectiunile de trecere sunt mari si limitarea presiunii doar cu ajutorul fortei elastice produse de către un arc nu mai este posbilă deoarece ar fi necesar un arc având rigiditate foarte mare. În aceste cazuri se folosesc supape de presiune pilotate, la care o supapă de presiune cu arc, de dimensiuni mici, asigură comanda supapei principale. În fig. 6.4 se prezintă construcția unei astfel de supape, care este montată în derivație pe circuitul de presiune al sistemului. În timpul funcționării normale a sistemului legătura dintre racordurile (P) – alimentat cu lichid sub presiune - si (T) este închisă de către plunjerul (1) deoarece pe ambele fete ale acestuia actionează aceeași presiune (pe fața inferioară direct din racordul P, iar pe fața superioară prin canalele 2, 3 și 4); orificiul (5) este închis de către supapa conică (6), care este apăsată de către arcul (7). Atunci când forța dată de presiunea din racordul (P) depășeste forța elastică a arcului (7) supapa conică (6) deschide orificiul (5) și legătura cu racordul (T) prin canalul (9), astfel încât presiunea pe fața superioară a plunjerului (1) va fi cea din rezervor (racordul T); ca efect, presiunea din racordul (P) ridică plunjerul, astfel stabilindu-se legătura dintre racordurile (P) și (T). Șurubul (8) permite reglarea forței elastice a arcului (7) și deci reglarea presiunii de deschidere a supapei.



Fig. 6.4 – Supapă de presiune pilotată 1-plunjer; 2, 3, 4, 9-canale de legătură; 5-orificiu; 6-supapă conică; 7-arc; 8-șurub de reglare.

6.1.4. Supape diferențiale

Aceste supape se utilizează pentru menținerea constantă a diferenței de presiune dintre două circuite ale unui sistem hidraulic. Diferența de presiune dintre cele două circuite este realizată cu ajutorul unei rezistențe hidraulice reglabile (drosel). Schema de principiu a unei supape diferențiale este prezentată în fig. 6.5. Se observă că circuitul (I) este alimentat direct cu uleiul refulat de către pompă, în timp ce presiunea din circuitul (II) este mai mică, acesta fiind alimentat prin intermediul rezistenței hidraulice (Rh). Poziția pistonului (1) depinde de diferența de presiune existentă între spațiul (A) și spațiul (B), deci de diferența de presiune dintre cele două circuite.



Dacă presiunea din circuitul (II) scade, presiunea din spațiul (A) face ca pistonul să coboare; astfel, secțiunea de trecere a uleiului din canalul (a) către racordul (Rz) crește, iar presiunea din camera (A) scade. Astfel se realizează menținerea constantă a diferenței de presiune $\Delta p = p_A - p_B$.

6.1.5. Supape de cuplare

Supapele de cuplare (fig. 6.6) se folosesc pentru cuplarea racordurilor flexibile

la prizele hidraulice ale sistemului, fiind de fapt perechi de supape de trecere cu bilă (una pe racordul elastic, una pe conducta metalică). Una din cele do uă supape, (2), este prevăzută cu un sistem de reținere cu bile (3) și un manșon glisant (4), în timp ce a doua supapă, (1), este prevăzută cu un canal. La îmbinarea celor două elemente, bilele (3) intră în canalul de pe supapa (1), fiind apăsate în canal de către manșonul (4), aflat sub acțiunea arcului (5). Datorită contactului cele două supape cu bilă se deschid, permițând trecerea uleiului. Decuplarea este posibilă după ce manșonul (4) este deplasat către stânga, ceea ce are ca efect eliberarea bilelor de blocare (3); supapa (1) poate fi acum extrasă din supapa (2). Cele două supape cu bilă împiedică pierderea uleiului.



Fig. 6.6 – Supapă de cuplare [2] 1, 2- corp; 3-bilă; 4-manșon glisant; 5-arc.

6.2. REZISTENŢE HIDRAULICE

Rezistențele hidraulice sunt utilizate pentru modificarea debitului lichidului de lucru, în scopul reglării vitezei de deplasare a elementelor de execuție. Datorită căderii de presiune pe rezistențele hidraulice, acestea se pot folosi, în unele aplicații, în scopul reducerii presiunii, caz în care acestea trebuie utilizate împreună cu o supapă diferențială, care să mențină constantă diferența de presiune dintre cele două circuite.

Rezistențele hidraulice funcționează pe baza micșorării secțiunii de trecere și pot fi:

- fixe;
- reglabile (drosele).

Rezistențele hidraulice fixe se realizează cu ajutorul diafragmelor, montate pe conducta de trecere a uleiului. Cu cât orificiul diafragmei este mai mic, cu atât rezistența hidraulică are valoare mai mare. Pentru obținerea unei valori mari a rezistenței hidraulice se pot monta mai multe diafragme, una după alta; în acest caz poziția acestora se va alege astfel încât direcția jetului de lichid să se modifice permanent.

Rezistențele hidraulice reglabile (droselele) dau posibilitatea modificării secțiuni de trecere a lichidului; în fig. 6.7 sunt prezentate câteva tipuri de drosele.

Droselul cu din fig. 6.7d este prevăzut și cu supapă de sens. Astfel, atunci când lichidul curge dinspre (A) spre (B), acesta intră în sertarul (1), trece prin orifciile (O_1) , trece prin secțiunea (S) disponibilă între sertar și manșonul exterior și intră din nou în sertar prin orificiile (O_2) . Rezistența droselului se reglează prin rotirea manșonului exterior (înfiletat pe sertar), ceea ce conduce la modificarea secțiunii de trecere (S). Atunci când uleiul curge dinspre (B) către (A), supapa de sens (2) se

deschide, iar uleiul ocolește secțiunea îngustată a droselului. Acest tip de drosel se utilizează atunci când se urmărește ca elementul comandat să efectueze cursa de lucru cu viteză mică, reglabilă, revenirea la poziția inițială se realizându-se cu viteză ridicată.



Fig. 6.7 – Rezistențe hidraulice reglabile [13] a-cu obturator conic; b-cu obturator plan; c-cu obturator cu fante triunghiulare; d-cu sertar cilindric și supapă de sens; 1-sertar; 2-supapă de sens; O1, O2-orificii; S-secțiunea de trecere.

6.3. DISTRIBUITOARE HIDRAULICE

Distribuitoarele au rolul de a dirija lichidul de lucru pe diferite circuite, către diferite elemente de execuție, de a schimba sensul de deplasare sau de rotație a elementului de execuție etc.

În funcție de tipul organului utilizat pentru dirijarea uleiului, distribuitoarele pot fi [12]:

- cu sertare (cu mișcare de translație sau de rotație);
- cu supape;
- combinate (cu sertare și supape).

În funcție de numărul de poziții pe care le poate ocupa organul de dirijare a lichidului de lucru, distribuitoarele se împart în:

- distribuitoare cu două poziții;
- distribuitoare cu trei poziții;
- distribuitoare cu patru poziții.

După numărul de căi între care se stabilesc legăturile necesare funcționării sistemului hidraulic, distribuitoarele pot fi:

- cu două căi;
- cu trei căi;
- cu patru sau mai multe căi.

În funcție de modul de comandă, distribuitoarele pot fi:

• cu comandă mecanică (prin pârghii, came, palpatoare etc.);

- cu comandă hidraulică;
- cu comandă electromagnetică.

În fig. 6.8 sunt prezentate construcția și modul de funcționare pentru un distribuitor cu sertar având mișcare de translație, cu patru căi și trei poziții de funcționare, comandat manual, prin pârghie. Distribuitorul este format (fig. 6.8a) din corpul (1), prevăzut cu orificiul (P) de legătură cu pompa hidraulică, orificiile (T) de legătură cu rezervorul și orificiile (A) și (B) pentru alimentarea motorului hidraulic. În corp este executat un alezaj cilindric, prevăzut cu umerii de etanșare (2). Sertarul cilindric (3) este prevăzut cu treptele cilindrice de etanșare (4); sertarul poate fi deplasat stânga – dreapta prin intemediul pârghiei (6). În poziția "neutru" (fig. 6.8a), toate orificiile distribuitorului sunt obturate.



Fig. 6.8 – Distribuitor cu sertar cu mişcare de translaţie [13] a-poziţia "neutru", b,c-poziţii funcţionale; d-simbol; 1-corp; 2-umeri de etanşare; 3-sertar; 4-trepte cilindrice; 5-arc; 6-manetă de comandă; P-orificiu de alimentare cu ulei sub presiune; T-orificii de legătură cu rezervorul; A, B-orificii de legătură cu motorul hidraulic.

La deplasarea sertarului (3) către stânga (fig. 6.8b), lichidul ce sosește la racordul (P) este trimis către racordul (B), realizându-se astfel alimentarea motorului hidraulic cu ulei sub presiune; uleiul refulat de către motor ajunge la racordul (A), care este pus în legătură (datorită poziției sertarului) cu unul din orificiile (T) de legătură cu rezervorul.

Atunci când sertarul este deplasat către dreapta (fig. 6.8c), se realizează, pe de o parte, legătura dintre orificiul (P) și (A), iar pe de altă parte se pun în legătură orificiile (B) și (T).

Readucerea sertarului în poziția "neutru" este asigurată de arcurile (5). După cum se va arăta mai departe (vezi fig. 7.7), unele distribuitoare sunt prevăzute cu dispozitive care asigură zăvorârea sertarului în oricare din pozițiile de lucru; revenirea la poziția "neutru" se poate realiza manual, prin acționarea pârghiei de comandă, sau automat, la apariția unei suprasarcini în sistemul hidraulic.

Atunci când este necesară comanda mai multor motoare hidraulice, distribuitoarele se prevăd cu mai multe sertare, montate într-un corp comun sau în corpuri separate. În cazul celei de-a doua variante, distribuitorului i se pot monta sau demonta secțiuni de lucru, în funcție de necesități. Conectarea secțiunilor de lucru se poate realiza:

- în paralel (fig. 6.9a);
- în serie (fig. 6.9b);
- cu blocare (fig. 6.9c).

Montarea în paralel a distribuitoarelor (fig. 6.9a) presupune utilizarea unei supape de trecere (S_i). Atunci când toate sertarele sunt în poziția "neutru", racordul de comandă al supapei de trecere este conectat la circuitul (T) de legătură cu rezervorul. Ca urmare, racordurile (a) și (b) ale supapei de trecere sunt puse în legătură, astfel încât uleiul refulat de către pompă (pe circuitul P) este trimis în rezervor. La acționarea unui sertar, racordul de comandă al supapei de trecere este obturat, supapa se închide și astfel uleiul sub presiune ajunge la distribuitorul respectiv. Este de remarcat faptul că acest mod de conectare a distribuitoarelor permite comanda simultană a ambelor motoare hidraulice, conectate la prizele (PH).

Montarea în serie a distribuitoarelor (fig. 6.9b) impune conectarea circuitului de presiune (P) la circuitul suplimentar al distribuitoarelor; astfel, atunci când toate sertarele sunt în poziția "neutru", lichidul sub presiune din circuitul (P) este trimis în rezervor prin circuitul (T). La acționarea sertarului distribuitorului (D₁), se întrerupe legătura dintre circuitul (P) și circuitul (T), iar distribuitorul este alimentat cu ulei sub presiune prin supapa de sens (S₁). Uleiul refulat de către motorul hidraulic trece prin circuitul (a) și ajunge apoi în rezervor prin circuitul suplimentar al distribuitorului (D₂). În cazul în care ambele sertare sunt acționate simultan, distribuitorul (D₂) este alimentat cu uleiul refulat de către motorul comandat de distribuitorul (D₁). Acest mod de lucru se folosește când este necesară sincronizarea funcționării celor două motoare hidraulice.

Conectarea distribuitoarelor cu blocare (fig. 6.9c) nu permite acționarea simultană a mai multor motoare hidraulice. Astfel, la acționarea sertarului distribuitorului (D_1) , acesta se alimentează cu lichid sub presiune prin supapa de sens (S_1) , în timp ce alimentarea cu ulei a celui de al doilea distribuitor este întreruptă.

Se observă că montajul în serie și cel cu blocare nu necesită utilizarea unei supape de trecere (ca în cazul conectării în paralel), datorită faptului că în poziția "neutru", circuitul suplimentar al distribuitoarelor asigură trimiterea către rezervor a uleiului sub presiune refulat de către pompă.

În cazul acționării electromagnetice a distribuitorului (fig. 6.10), sertarul acestuia este deplasat cu ajutorul a doi electromagneți (1 și 5), care deplasează sertarul (3) într-un sens sau în celălat prin intermediul tijelor (2) sau (3).



Fig. 6.9 – Scheme de conectare a distribuitoarelor [2] a-în paralel; b-în serie; c-cu blocare; D₁, D₂-distribuitoare; PH-prize hidraulice; S_s-supapă de siguranță; S_t-supapă de trecere; S₁, S₂-supape de sens.

Comanda hidraulică a distribuitoarelor presupune deplasarea sertarului sub acțiunea lichidului sub presiune, trimis prin orificii speciale. Această soluție este utilizată, de obicei, la comanda unor distribuitoare de dimensiuni mari, a căror acționare mecanică sau electrică ar necesita forțe mari. În acest caz se folosește un distribuitor de comandă (pilot), de dimensiuni mai mici, acționat mecanic sau electromagmetic (fig. 6.11).

În fig. 6.12 sunt prezentate câteva tipuri de distribuitoare cu sertare având mișcare de rotație. La aceste distribuitoare, dirijarea uleiului este realizată cu ajutorul sertarului (2), care poate fi rotit stânga – dreapta prin intermediul unei pârghii de

comandă. După cum se va arăta mai departe, la unele instalații hidraulice, între sertarul rotativ și elementul de execuție există o legătură mecanică (prin pârghii), ceea ce asigură o deplasare a elementului de execuție proporțională cu unghiul de rotire al sertarului.



Fig. 6.10– Distribuitor actionat

electromagnetic³³

1, 5-electromagneti; 2, 4-tije; 5-sertar.



Fig. 6.11 – Pilotarea distribuitoarelor hidraulice [12] 1 – distribuitor de comandă (pilot); 2 distribuitor principal (de lucru); 3 – motor hidraulic.



Fig. 6.12 – Distribuitoare cu sertare rotative [2]

A, B-racorduri de alimentare a motorului hidraulic; P-racord de presiune; T-racord de legătură cu rezervorul; 1-corp; 2-sertar.

Pentru distribuitoarele cu trei poziții în fig. 6.13 sunt prezentate cele mai utilizate variante de conectare ale racordurilor de legătură cu instalația hidraulică, pentru poziția centrală (neutră) a sertarului.

Distribuitoarele cu supape realizează dirijarea lichidului de lucru prin deschiderea și închiderea unor supape. În fig. 6.14 se prezintă un exemplu de distribuitor cu supape, cu trei poziții și trei căi, acționat mecanic. Acesta este format dintr-o carcasă (3), în care sunt montate supapele (1) și (2), precum și supapa de sens unic (4). Acționarea distribuitorului se realizează prin intermediul manetei (5). Se observă că, în poziția "neutru", atât supapa (1) cât și supapa (2) sunt închise, toate

 $^{{}^{33}}http://www.qreferat.com/referate/mecanica/CLASIFICAREA-SISTEMELOR-DE-ACT421.php$

racordurile distribuitorului fiind obturate.



Fig. 6.13 – Conexiunile racordurilor distribuitorului pentru poziția neutră a sertarului³⁴

La rotirea către stânga a manetei de comandă, supapa (2) este deschisă, stabilindu-se astfel legătura dintre racordul (A) și racordul (T). La rotirea către dreapta a manetei de comandă, se realizează legătura dintre racordul (P) și racordul (A). Supapa de sens unic (4) are rolul de împiedica deschiderea supapei (1) sub acțiunea presiunii lichidului din racordul (A).





2-supape;
 3-carcasă;
 4-supapă de sens unic;
 5-manetă de comandă.

6.4. ELEMENTE PROPORȚIONALE DE COMANDĂ ȘI CONTROL

Elementele de comandă și control acționate electromagnetic, clasice, nu permit decât o funcționare de tipul "totul sau nimic" (închis sau deschis), fără a da posibilitatea modificării continue a parametrului reglat.

Elementele de comandă și control proporționale utilizează electromagneți proporționali, care dezvoltă forțe de acționare proporționale cu intensitatea curentului

³⁴http://www.creeaza.com/tehnologie/constructii/instalatii/DISTRIBUITOARE-HIDRAULICE841.php

electric care circulă prin înfășurarea electromagnetului; astfel poziția elementului de comandă poate fi modificată continuu între cele două poziții extreme (complet închis sau complet deschis), ceea ce permire reglarea continuă a presiunii sau debitului lichidului hidraulic de lucru.

În fig. 6.15a este prezentată schema de principiu a unei supape proporționale pentru reglarea presiunii. Supapa se montează în derivație pe circuitul de înaltă presiune, realizând descărcarea surplusului de lichid către rezervor prin racordul (5).



Fig. 6.15 - Supapă proporțională pentru reglarea presiunii³⁵
a) schema constructivă: 1-bobină; 2-arc de reglare; 3-supapă; 4-racord de alimentare cu lichid sub presiune; 5-racord de descărcare; 6-tijă de comandă; 7-miez mobil; 8-carcasă.
b) principiul de funcționare: 1-caracteristica electromagnetului; 2-caracteristica arcului de reglare; F-forța de acționare; x-deplasarea miezului mobil; I₀-curentul nominal.

Arcul (2) este tensionat de către miezul mobil (7) prin intermediul tijei (6) și asigură menținerea supapei (3) în poziția închis.

Din fig. 6.15b se observă că forța de acționare a electromagnetului crește pe măsură ce crește intensitatea curentului electric prin bobina acestuia (curbele caracteristice 1). Suprapunând caracteristica elastică a arcului (2) peste curbele caracteristice ale electromagnetului de acționare se obțin punctele I, II, III, IV, care reprezintă tensiunea din arc pentru diferite valori ale intensității curentului prin bobină. Ca urmare, o dată cu creșterea intensității curentului electric, presiunea la care are loc deschiderea supapei (3, fig. 6.15a) crește; altfel spus, prin mărirea intensității curentului electric prin bobină se mărește presiunea din circuitul hidraulic.

În realitate obținerea unei poziții precise a miezului mobil (7, fig. 6.15a) este împiedicată de apariția frecărilor, de magnetismul remanent al electromagnetului etc., ceea ce înseamnă că nu este posibilă reglarea cu precizie a presiunii doar prin modificarea intensității curentului electric. Din acest motiv supapa proporțională este inclusă într-un sistem de reglare în buclă închisă (fig. 6.16), care utilizează un traductor de poziție (1) ce furnizează un semnal proporțional cu poziția armăturii. Comparatorul (3) compară valoarea semnalului de poziție x cu valoarea semnalului de comandă y (presiunea dorită), iar amplificatorul (4) furnizează curentul necesar deplasării miezului mobil până când acesta ajunge în poziția dorită (adică x - y = 0).

În cazul distribuitoarelor proporționale care funcționează pe baza

 $^{^{35}\} www.nachiamerica.com/download/33/Proportional-Valves/ProportionalControlValves.pdf$

electromagneților proporționali modificarea poziției sertarului în funcție de intensitatea curentului electric care circulă prin bobina electromagnetului permite modificarea secțiunii de trecere prin distribuitor și deci a debitului de lichid către elementul de execuție; se asigură astfel de exemplu, modificarea turației arborelui motorului hidraulic.



Fig. 6.16 – Sistem în buclă închisă pentru reglarea poziție miezului mobil

1-traductor de deplasare; 2-supapa proporțională; 3-comparator; 4-amplificator; x-semnalul traductorului de deplasare; y-semnal de comandă; I-intensitatea curentului electric prin înfășurare.

Servovalvele proporționale sunt distribuitoare cu sertare, comandate de obicei electric, care furnizează la ieșire un debit de lichid proporțional cu mărimea semnalului electric de comandă. Acestea se realizează cu unul, două sau trei etaje hidraulice de amplificare, ceea ce permite obținerea unor debite de până la 1000 l/min, presiunea de lucru putând atinge 320 daN/cm². Schema de principiu a unei servovalve cu un etaj de amplificare este prezentată în fig. 6.17. Servovalva este formată din distribuitorul (7), amplificatorul hidraulic (10) și electromagnetul polarizat (8). Electromagnetul este format din piesele polare (3), între care se poate roti miezul (4), pe care este montată clapeta (5). Atât timp cât electromagnetul nu este alimentat cu energie electrică, miezul (4) ocupă o poziție de mijloc între cele două piese polare (magneți permanenți). La alimentarea cu energie electrică a bobinei, în funcție de sensul și intensitatea curentului electric, miezul se va roti mai mult sau mai puțin între piesele polare.

Pe miezul (4) este montată clapeta (5), care se găsește între cele două ajutaje (1) și (2). Acestea sunt alimentate cu ulei sub presiune din racordul (P), prin canalele (C), (C₁) și (C₂). Canalele (C₁) și (C₂) comunică și cu spațiile (11) și (12), care asigură acționarea hidraulică a sertarului (6).

Atât timp cât clapeta (5) se găsește la egală distanță față de ajutajele (1) și (2) – bobina electromagnetului nefiind alimentată cu energie electrică - debitele de ulei care ies prin cele două ajutate sunt egale, iar presiunile din canalele (C_1) și (C_2) sunt egale; sertarul (6) ocupă poziția mediană (neutră). Atunci când poziția clapetei (5) se modifică datorită alimentării electromagnetului cu energie electrică, aceasta se va apropia de unul din ajutaje și se va îndepărta de cel de al doilea; ca urmare, debitele de lichid care trec prin cele două ajutate se modifică, astfel încât în cele două camere (11) și (12) presiunile vor fi diferite. Sub acțiunea diferenței de presiune dintre cele două camere, sertarul (6) se va deplasa. De exemplu, dacă clapeta se apropie de ajutajul (1), debitul prin acest ajutaj scade, iar debitul prin ajutajul (2) crește; astfel presiunea din camera (11) devine mai mare decât presiunea din camera (12), iar sertarul (6) se deplasează către dreapta. Cursa sertarului este proporțională cu diferența de presiune, deci cu distanța dintre clapeta (5) și ajutaj și deci cu intensitatea curentului electric ce

parcurge bobina electromagnetului.

În funcție de cursa sertarului (6) se modifică secțiunile de trecere a lichidului de lucru către racordurile (A) și (B), realizându-se astfel modificarea debitului de lichid trimis către motorul hidraulic.



Sertarele distribuitoarelor porporționale și servovalvelor sunt prevăzute cu degajări triunghiulare sau semicirculare pe zonele cilindrice de etanșare (fig. 6.18); se asigură astfel un control mai precis al secțiunii de trecere a lichidului și deci și al debitului.









6.5. ACUMULATOARE HIDRAULICE

Acumulatoarele hidraulice au rolul de a acumula energia hidraulică, pe care o pot apoi ceda înapoi sistemului. Acumulatoarele hidraulice se folosesc pentru:

- menținerea unei presiuni relativ constante în sistem atunci când pistoanele motoarelor hidraulice își modifică poziția;
- amortizarea pulsațiilor de debit ale pompei;

- atenuarea vârfurilor de presiune din sistem;
- compensarea variațiilor de volum ale lichidului la modificarea presiunii sau temperaturii din sistem;
- compensarea (între anumite limite) a pierderilor de ulei;
- obținerea unor elemente elastice (în locul arcurilor).
 - În funcție de principiul de funcționare, acumulatoarele hidraulice pot fi:
- mecanice;
- pneumatice.

În fig. 6.19 sunt prezentate principalele tipuri de acumulatoare utilizate în sistemele hidraulice.

Acumulatorul mecanic (fig. 6.19a) este format dintr-o carcasă (2), montată în derivație pe conducta cu lichid sub presiune (1), în interiorul căreia se găsește un piston (3); pe o față a pistonului acționează presiunea uleiului, în timp ce pe fața opusă acționează forța elastică a arcului (4). Poziția pistonului este dată de echilibrul dintre forța datorată presiunii lichidului de lucru și forța elastică de pretensionare a arcului. La creșterea presiunii, pistonul se ridică, tensionând suplimentar arcul (4), până la refacerea echilibrului de forțe; la scăderea presiunii, arcul împinge pistonul în jos, energia acumulată în arc fiind cedată sistemului.



La acumulatoarele hidro-pneumatice (fig. 6.19b, c și d), acumulatorul este format din două volume distincte, într-unul din spații găsindu-se gaz sub presiune (de obicei azot); cel de al doilea spațiu este ocupat de lichidul de lucru din sistemul hidraulic. Datorită compresibilității gazului din acumulator, volumul ocupat de gaz are rolul de element elastic. Atunci când cele două spații sunt separate prin intermediul unei membrane (fig. 6.19c) sau a unui burduf (fig. 6.19d), pentru a împiedica ieșirea membranei sau burdufului prin racordul de legătură cu circuitul de lichid se utilizează o pastilă metalică (9). Acumulatorul hidro-pneumatic cu piston (fig. 6.19b) este mai rar utilizat deoarece necesită sisteme complicate de etanșare a pistonului (3) în corpul acumulatorului.

Pentru calculul simplificat al volumului acumulatorului se pornește de la schemele din fig. 6.20a și b, în care volumul pistonului se neglijează).

Se observă că prin intrarea lichidului în acumulator, parametrii gazului din acumulator se modifică de la presiunea p_1 și volumul V_1 , la presiunea p_2 și volumul V_2 . Din considerente geometrice, rezultă că $V_u = V_1 - V_2$. Considerând că această transformare este izotermă, rezultă:

$$\begin{vmatrix} \mathbf{p}_1 \cdot \mathbf{V}_1 = \mathbf{p}_2 \cdot \mathbf{V}_2 \Rightarrow \mathbf{V}_2 = \mathbf{V}_1 \cdot \frac{\mathbf{p}_1}{\mathbf{p}_2} \\ \mathbf{V}_u = \mathbf{V}_1 - \mathbf{V}_2 \end{vmatrix} \Rightarrow \mathbf{V}_u = \mathbf{V}_1 \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}_1}{\mathbf{p}_2}\right),$$

unde:

- $V_1 = V_t volumul total ocupat de către gazul din acumulator;$
- $p_1 = p_i presiunea inițială a gazului;$
- $p_2 = p_{max}$ presiunea maximă a lichidului din sistem.



Fig. 6.20 – Schemă pentru calculul volumului acumulatorului hidraulic [13] a-situația inițială; b-sub acțiunea presiunii lichidului; c- situația reală.

Ca urmare obținem în final:

$$\mathbf{V}_{\mathrm{u}} = \mathbf{V}_{\mathrm{t}} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{i}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{max}}}\right).$$

Dacă ciclurile de încărcare – descărcare a acumulatorului sunt dese, se consideră că gazul suferă o transformare politropică, astfel încât pentru determinarea volumului util al acumulatorului se poate utiliza relația:

$$\mathbf{V}_{\mathrm{u}} = \mathbf{V}_{\mathrm{t}} \cdot \left[1 - \left(\frac{\mathbf{p}_{\mathrm{i}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{max}}} \right)^{\frac{1}{n}} \right].$$

În general, presiunea inițială a gazului depinde de presiunea minimă din sistemul hidraulic: $p_i = (0,8...0,9)p_{min}$.

În realitate, descărcarea acumulatorului hidraulic nu are loc complet; la presiunea minimă admisibilă a lichidului din sistem, p_{min} , în acumulator rămâne o rezervă de ulei V_r (fig. 6.20c). Dacă presupunem că și comprimarea gazului de la starea V_1 , p_i la starea $V_1 - V_r$, p_{min} este de asemenea izotermă, putem scrie:

$$\mathbf{V}_{1} \cdot \mathbf{p}_{i} = (\mathbf{V}_{1} - \mathbf{V}_{r}) \cdot \mathbf{p}_{\min} \Longrightarrow \mathbf{V}_{r} = \mathbf{V}_{1} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{\min}}\right),$$

sau, având în vedere cele menționate mai sus:

$$\mathbf{V}_{\mathrm{r}} = \mathbf{V}_{\mathrm{t}} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}_{\mathrm{i}}}{\mathbf{p}_{\mathrm{min}}}\right).$$

Volumul util al acumulatorului devine:

$$\mathbf{V}_{u}^{'} = \mathbf{V}_{u} - \mathbf{V}_{r} = \mathbf{V}_{t} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{max}}\right) - \mathbf{V}_{t} \cdot \left(1 - \frac{\mathbf{p}}{\mathbf{p}_{min}}\right),$$

sau:

Acumulator

$$\mathbf{V}_{u}^{'} = \mathbf{V}_{t} \cdot \left(\frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{\min}} - \frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{\max}}\right)$$

Considerând transformarea politropică, rezultă:

$$\mathbf{V}_{u}^{'} = \mathbf{V}_{t} \cdot \left[\left(\frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{\mathbf{p}_{i}}{\mathbf{p}_{max}} \right)^{\frac{1}{n}} \right].$$

Umplerea cu gaz a acumulatoarelor hidro-pneumatice (fig. 6.22) se realizează prin intermediul supapei (4) de la partea superioară a acumulatorului, folosindu-se un dispozitiv adecvat, prevăzut cu racordul (1) de cuplare la butelia de gaz comprimat, robinetul de trecere (2) și manometrul (3).



2-robinet; 3-manometru;

pentru

hidro-

4-supapă de încărcare

134

6.6. FILTRE

Filtrele au rolul de a separa și reține impuritățile din lichidul de lucru. Impuritățile provin din mediul exterior (praf), din interiorul sistemului (particule metalice desprinse ca urmare a uzării elementelor componente) sau din oxidarea lichidului hidraulic. În funcție de diametrul particulelor reținute, filtrele se pot clasifica în [2]:

- grosiere diametrul impurităților mai mare de 100 μm;
- normale $d > 10 \mu m$;
- fine $-d > 5 \mu m$;
- foarte fine $-d > 1 \mu m$.

Fig. 6.23 prezintă principalele soluții de montare a filtrelor hidraulice. Montarea filtrului pe aspirația pompei (fig. 6.23a) prezintă avantajul de a nu supune filtrul la solicitări mecanice mari; pe de altă parte, această variantă înrăutățește umplerea pompei (în special la temperaturi scăzute), conducând la scăderea randamentului acesteia. Soluția nu poate fi aplicată la filtrele fine și foarte fine, care au rezistențe hidraulice relativ mari.



Fig. 6.23 – Soluții de montare a filtrelor hidraulice [2] a-pe aspirația pompei; b-pe refularea pompei; c-pe circuitul de retur; 1-rezervor; 2-filtru; 3-pompă hidraulică; 4-sistem hidraulic.

Principalul dezavantaj al montării filtrului pe refularea pompei (fig. 6.23b) este legat de faptul că pompa aspiră ulei nefiltrat, ceea ce conduce la o uzură mai rapidă acesteia. În același timp, filtrul trebuie să reziste solicitărilor mecanice impuse de presiunea ridicată a lichidului refulat de către pompă. Această soluție are avantajul de a putea fi utilizată în cazul filtrelor fine; în acest caz, pentru a se evita colmatarea rapidă a filtrului fin, doar o parte din debitul de ulei refulat de către pompă este dirijat către filtru (de obicei aprox. o treime), în timp ce filtrarea brută este asigurată prin intermediul unui filtru montat pe aspirația pompei.

Cea de a treia variantă - filtru montat pe circuitul de întoarcere a lichidului în rezervor (fig. 6.23c) – are două avantaje: în rezervor se găsește ulei filtrat, iar umplerea pompei nu este afectată de prezența filtrului.

În acest caz, rezistența hidraulică a filtrului nu trebuie să depășească 1,5...2,5 daN/cm².

Ca element filtrant se folosesc:

- site metalice cu dimensiunea ochiurilor de 0,04...0,1 mm;
- lamele metalice, amplasate la o distanță de 0,08...0,18 mm între ele;
- țesături textile sau din fibre sintetice;
- hârtie poroasă;
- materiale ceramice poroase.

În majoritatea cazurilor sistemul se prevede și cu un element magnetic de filtrare, care are rolul de a reține impuritățile fieroase.

Capacitatea de filtrare a unui filtru (debitul maxim de ulei prin filtru) este dată de relația:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{q}_0 \cdot \mathbf{F} \cdot \frac{\Delta \mathbf{p}}{\eta} \quad \left[\frac{1}{s}\right],$$

unde:

- q_0 capacitatea specifică de filtrare a elementului filtrant [l/cm²];
- F suprafața totală de filtrare [cm²];
- $\Delta p c \breve{a} derea de presiune pe filtru [N/m²];$
- η vâscozitatea dinamică a lichidului de lucru [Pa·s].

Tabelul 6.1 prezintă capacitatea specifică de filtare a unor materiale utilizate în mod curent pentru realizarea elementelor filtrante.

Tabelul 6.1

Material	Capacitate de filtrare, l/cm ²
Hârtie	0,0150,03
Carton filtrant	0,012
Lamele metalice	0,08
Site metalice	1,1611,24

Capacitatea specifică de filtrare [2]

Căderea de presiune pe filtru nu trebuie să depășească 0,1...0,2 daN/cm² atunci când filtrul se montează pe aspirația pompei și 1,5...2,5 daN/cm² pentru celelalte soluții de montare.



a)



Fig. 6.24 – Filtru de ulei a-elementul filtrant; b-filtrul ansamblat.

6.6. REZERVOARE DE LICHID

Rezervorul are rolul de a stoca uleiul necesar funcționării sistemului hidraulic. În același timp, rezervorul asigură și separarea prin decantare a apei și altor impurități prezente în lichidul hidraulic. În mod uzual, rezervorul este realizat din tablă de oțel, în fig. 6.25 fiind prezentată construcția unui rezervor de ulei.

Gura de umplere (1) este prevăzută cu un filtru, care asigură filtrarea preliminară a uleiului. La unele construcții, umperea se realizează prin filtrul (6), care este prevăzut cu un capac detașabil.

Aerisitorul (2) asigură legătura rezervorului cu atmosfera, astfel încât lichidul din rezervor să se găsească la presiune atmosferică.

Capătul conductei de aspirație (3) a pompei se găsește la înălțimea h_a față de fundul rezervorului, evitându-se astfel aspirația impurităților sedimentate la partea inferioară a rezervorului.; de regulă, $h_a > 2d_0$.

Capătul inferior al conductei de retur (4) se găsește sub cota de nivel minim a lichidului, astfel ca acesta să nu intre în contact cu aerul. Conducta de retur se amplasează la o distanță cât mai mare de conducta de aspirație, pentru ca bulele de aer evacuate din conducta de retur să nu fie aspirate de către pompă; la unele construcții, între cele două conducte se găsește un perete despărțitor (5).



Fig. 6.25 – Rezervorul de ulei [2]

1-gură de umplere; 2-aerisitor; 3-conductă de aspirație; 4-conductă de retur; 5-perete despărțitor; 6-filtru.

6.7. CONDUCTE ȘI ELEMENTE DE ETANȘARE

Conductele asigură circulația lichidului de lucru de la pompă la diferitele componente ale sistemului hidraulic precum și întoarcerea lichidului în rezervor. Conductele pot fi rigide sau flexibile.

Conductele rigide sunt țevi metalice, prevăzute la capete cu racorduri (fig. 6.26) care permit cuplarea elementelor sistemului hidraulic; etanșarea se realizează fie cu ajutorul unor suprafețe conice, fie prin intermediul unor garnituri. Diametrul interior al acestor conducte este de 4...32 mm, grosimea pereților conductei fiind cuprinsă între 1,5 și 4 mm.

Conductele flexibile se utilizează pentru realizarea legăturilor la elementele hidraulice aflate în mișcare. Se folosesc furtunuri din cauciuc, cu inserții textile și/sau metalice pentru creșterea rezistenței mecanice. Racordurile flexibile sunt prevăzute la

capete cu elemente metalice de cuplare la sistemul hidraulic (de exemplu supape de cuplare).

Diametrul conductei se determină cu relația [18]:

$$\mathbf{d} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{w}}} \quad [\mathbf{m}],$$

în care Q este debitul volumic $[m^3/s]$, iar w este viteza de curgere a lichidului [m/s]; viteza se impune în funcție de lungimea L a conductei:

- pentru L < $100 \cdot d$, w = 6...7 m/s;
- pentru L > $100 \cdot d$, w = 3...4 m/s;
- pentru conducte de refulare către rezervor w = 1,5...2 m/s.



Fig. 6.26 – Îmbinarea conductelor metalice

1-conductă; 2-racord; 3-bucşă; 4-piuliță; 5-element hidraulic.

Elementele de etanșare au rolul de a asigura etanșarea îmbinărilor dintre diferitele componente ale sistemului hidraulic, împiedicând astfel pierderile de lichid. Ca elemente de etanșare se folosesc garnituri executate din cauciuc, materiale termoplastice, piele etc. Pentru presiuni mari de lucru se folosesc garnituri din cupru sau aluminiu. În fig. 6.27 sunt prezentate câteva din cele mai utilizate tipuri de elemente de etanșare. Garniturile inelare (inele 0) au în secțiune formă circulară, diame-trul interior fiind cuprins între 2,6 și 287,6 mm, dismetrul secțiunii fiind de 1,8...7 mm. Aceste inele se montează în locașuri standardizate, jocul dintre cele două elemente conjugate între care se realizează etanșarea fiind de 25...500 µm, în funcție de presiunea de lucru.

Pentru etanșarea pistoanelor motoarelor și pompelor hidraulice se folosesc segmenți, inele O sau manșete de etanșare tip L sau U. Deoarece manșetele tip L și U asigură etanșarea pentru un singur sens de deplasare, la cilindrii cu dublă acțiune se utilizează câte două manșete, montate în sensuri opuse.



Fig. 6.27 – Elemente de etanșare [2] a-inel 0; b-manșetă tip L; c, d, e-mașete tip U.

7. INSTALAȚII HIDRAULICE ALE TRACTOARELOR ȘI ALTE SISTEME HIDRAULICE

7.1. INSTALAȚIA HIDRAULICĂ CU ELEMENTE SEPARATE

Amplasarea elementelor componente ale acestui tip de instalație hidraulică este prezentată în fig. 7.1.





a-rezervor de ulei; b, c, d-conducte metalice; e-racorduri flexibile; P, R-roți dințate; PH₁, PH₃-prize hidraulice; 1- filtru; 2-pompă hidraulică; 3-distribuitor; 4-cilindrul hidraulic al ridicătorului.

Rezervorul de ulei (a) este reprezentat de către carterul punții din spate. *Filtrul de ulei* este de asemenea combinat, acesta conținând atât magneți cât și elemente filtrante. *Pompa de ulei* (2) este montată pe partea stângă a carterului ambreiajului, fiind antrenată de către arborele cotit al motorului prin intermediul roților dințate (P) și (R).

Distribuitorul (3) are trei secțiuni de lucru (la comandă specială se poate livra un distribuitor cu patru secțiuni), fiecare secțiune având patru poziții funcționale (ridicat, neutru, coborât și flotant). Una din secțiunile distribuitorului comandă ridicătorul hidraulic, iar celelalte două sunt destinate acționării hidraulice a mașinilor agricole cuplate la tractor. În fig. 7.2 este prezentată schema de principiu a instalației hidraulice cu elemente separate; se observă montarea în paralel a secțiunilor distribuitorului (vezi și fig. 6.9a).

Construcția uneia din secțiunile distribuitorului precum și funcționarea acesteia sunt prezentate în fig. 7.3...7.6 [13].

În poziția "**neutru**" (fig. 7.3), canalul de presiune (d) este obturat de către sertarul (2), în timp ce canalul superior (e) comunică (datorită poziției sertarului) cu canalele (f), (g) și (h), iar prin racordul (i) uleiul ajunge în rezervor. Astfel, spațiul din spatele supapei de trecere (4) este pus în legătură cu rezervorul prin canalele (e), (f), (g) și (h). Ca urmare, sub acțiunea presiunii uleiului, supapa de trecere se deschide,

uleiul refulat de către pompă putând astfel ajunge înapoi în rezervor prin racordul (i). Racordurile (a) și (b), care alimentează cilindrul de forță, sunt obturate de către sertarul (2). Mecanismul de suspendare este astfel blocat într-o poziție invariabilă, aceasta fiind poziția de transport a mașinii agricole aflate pe ridicător.



Fig. 7.2 - Schema de principiu a instalației hidraulice cu elemente separate [13] R-rezervor; F-filtru; P-pompă; S_s-supapă de siguranță; S_t-supapă de trecere; D₁...D₃-secțiunile distribuitorului; PH-prize hidraulice; C-cilindrul hidraulic al ridicătorului.

Poziția "**ridicat**" (fig. 7.4) este obținută prin deplasarea în jos a sertarului (2). Astfel, canalul superior (e) este obturat de către sertar, ceea ce face ca supapa de trecere să nu se mai poată deschide. Uleiul sub presiune trece din canalul (c) în canalul (d) și apoi, pe lângă sertarul (2), către racordul (a). De aici, uleiul este trimis către fața inferioară a pistonului cilindrului hidraulic. Uleiul refulat de pe fața superioară a pistonului intră în distribuitor prin racordul (b) și apoi, trecând pe lângă sertar, ajunge la racordul (i), care face legătura cu rezervorul de ulei. Menținerea sertarului (respectiv a manetei de comandă) în această poziție este realizată de către mecanismul de zăvorâre (3).

Poziția "**coborât**" (fig.7.5) se obține prin ridicarea sertarului. Situația este asemănătoare cu cea din cazul precedent, cu diferența că uleiul sub presiune este trimis către racordul (b) și de aici pe fața superioară a pistonului cilindrului hidraulic, în timp ce uleiul refulat de fața inferioară a pistonului intră în distribuitor prin canalul (a), fiind apoi trimis către rezervor prin racordul (i). Ca urmare, pistonul cilindrului hidraulic coboară. Menținerea sertarului în această poziție este de asemenea asigurată de către mecanismul de zăvorâre.

Poziția "**flotant**" (fig. 7.6) este obținută prin ridicarea la maximum a sertarului distribuitorului. Se observă că, în această poziție, se realizează din nou obturarea canalului de presiune (d), în timp ce canalele (e), (f), (g) și (h) sunt puse în legătură cu rezervorul prin racordul (i). La fel ca în cazul poziției "neutru", supapa de trecere este

deschisă, uleiul sub presiune fiind trimis către racordul (i). Spre deosebire de poziția "neutru", canalele (a) și (b) sunt de asemenea puse în legătură cu rezervorul de ulei. Ca urmare, pistonul cilindrului hidraulic se poate deplasa liber, mașina aflată pe ridicătorul hidraulic putând copia denivelările terenului.



Fig. 7.3- Poziția "**neutru**" 1-carcasă; 2-sertar; 3-mecanism de zăvorâre; 4-supapă de trecere; 5,6-arcuri

Fig. 7.4 - Poziția "ridicat"

Dispozitivul de zăvorâre a sertarului (fig. 7.7) are o construcție specială, acesta realizând următoarele funcțiuni:

- menținerea sertarului în una din pozițiile "ridicat", "coborât" sau "neutru";
- aducerea automată a sertarului (aflat în una din pozițiile "ridicat" sau "coborât") în poziția "neutru" atunci când presiunea uleiului depășește 110 bari.

Se observă că sertarul (1) este prevăzut, la partea inferioară, cu canale radiale, în care se găsesc bilele de blocare (10). Acestea asigură reținerea sertarului în una din pozițiile "ridicat", "coborât" sau "flotant", lucru realizat prin pătrunderea bilelor (10) în degajările (I), (II) sau (III), sub acțiunea capului tronconic al împingătorului (8) și a arcului (9).

Canalul interior (2) este pus în legătură, prin canale radiale executate în sertar, cu canalul de presiune (d - fig. 7.3), prin care circulă uleiul sub presiune refulat de către pompă. În momentul apariției unei suprapresiuni (datorate, de exemplu, faptului că pistonul cilindrului hidraulic a ajuns la capăt de cursă), supapa (4) se deschide, iar uleiul sub presiune acționează asupra pistonașului (6). Acesta deplasează în jos împingătorul (8), ceea ce face ca bilele (10) să nu mai fie împinse radial în degajările executate în bucșa fixă (7); ca urmare, sertarul nu mai este reținut de către mecanismul

de zăvorâre în poziția "ridicat" sau "coborât", fiind readus de către arcul (11) în poziția "neutru".



Fig. 7.5 - Poziția "coborât"

Fig. 7.6 - Poziția "flotant"

Distribuitorul hidraulic este prevăzut și cu o supapă de siguranță, montată pe circuitul de refulare al pompei de ulei. Această supapă se deschide în momentul în care presiunea uleiului refulat depășește 135 bari (de exemplu din cauza blocării unuia din sertarele distribuitorului în poziția "ridicat" sau "coborât"). Prin deschiderea acestei supape, circuitul de presiune este pus în legătură cu rezervorul de ulei. Intrarea în funcțiune a acestei supape este însoțită de un zgomot caracteristic.

7.2. INSTALAȚIA HIDRAULICĂ MONOBLOC, CU REGLAJE AUTOMATE

La această instalație, cilindrul hidraulic al ridicătorului (cu simplu efect), distribuitorul principal și distribuitorul suplimentar, precum și sistemul de pârghii de comandă se găsesc într-o carcasă comună, montată pe carterul punții spate. În fig. 7.8 este prezentată schema de principiu a acestei instalații hidraulice.

Distribuitorul suplimentar (D_1) este utilizat pentru acționarea unui cilindru hidraulic cu simplă acțiune (C_{h1}) , fiind de tipul cu sertar cu mișcare rectlinie.

Distribuitorul suplimentar (D₂) este folosit pentru acționarea unui cilindru hidraulic cu dublă acțiune (C_{h2}). Acesta este format din două distribuitoare cu sertare având mișcare de translație, (D'₂) și (D''₂), comandate simultan.

În poziția "neutru" (N, 0), toate racordurile distribuitorului (D"2) sunt închise;

distribuitorul (D'_2) asigură trimiterea uleiului sub presiune către distribuitorul (D_3) al ridicătorului hidraulic.



Fig. 7.8 - Schema instalației hidraulice monobloc a tractoarelor de 65 CP [2] R-rezervor; F-filtru; P-pompă; S_{s1}, S_{s2}-supape de siguranță; D₁, D₂, D₃-distribuitoare; C, C_{h1}, C_{h2}, C_{h3}cilindri hidraulici; D_c-distribuitor de comandă; S_t-supapă de trecere; S_d-supapă de descărcare; S₁, S₂supape de sens unic; RH-rezistență hidraulică reglabilă.

În poziția "ridicat" (R, 1), distribuitorul (D"₂) trimite uleiul sub presiune pe fața inferioară a pistonului cilindrului (C_{h2}), în timp ce uleiul refulat de pe fața

superioară este trimis înapoi în rezervor. În momentul apariției unei suprapresiuni (de exemplu atunci când pistonul cilindrului hidraulic ajunge la capăt de cursă), presiunea din sistem crește și devine suficient de mare pentru a acționa distribuitorul de comandă (D_c); acesta comandă retragerea tijei cilindrului (C) și astfel sertarul distribuitorului (D_2°) este eliberat, deplasându-se, sub acțiunea arcului său, în poziția "neutru". Același lucru se întâmplă și atunci când distribuitorul (D_2°) este trecut în poziția "coborât" (C,2).

În poziția "flotant", alimentarea cu ulei sub presiune a distribuitorului de comandă este anulată, fiind anulată astfel acțiunea mecanismului automat de revenire în poziția "neutru".

Trebuie remarcat faptul că schema nu permite acționarea simultană a distribuitorului (D_1) sau (D_2) și a distribuitorului (D_3) al ridicătorului hidraulic.

Distribuitorul principal (D₃) este utilizat pentru acționarea cilindrului hidraulic cu simplă acțiune (C_{h3}) al ridicătorului hidraulic, uleiul sub presiune trecând prin supapa de sens unic (S₂).

În poziția "neutru", uleiul sub presiune refulat de către pompă deschide supapa de trecere (S_t) , putând astfel ajunge în rezervorul (R). Coborârea ridicătorului are loc în momentul în care distribuitorul deschide supapa de descărcare (S_d) . Uleiul iese din cilindrul hidraulic trecând apoi spre rezervor prin rezistența hidraulică (RH) și supapa de descărcare (S_d) . Cu ajutorul droselului (RH) se poate regla viteza de coborâre a mașinii aflate pe ridicătorul hidraulic.

Supapa de siguranță (S_{s2}) protejează cilindrul hidraulic al ridicătorului în cazul apariției unor suprasarcini.

Construcția distribuitorului principal și a sistemului său de acționare sunt prezentate în fig. 7.9.

În poziția "neutru" (poziția din fig. 7.9), uleiul sub presiune pătrunde în spațiul (B), iar de aici, prin degajarea (g) și orificiul (o), ajunge la supapa de trecere (St); pistonul acesteia este deplasat către stânga, arcul (2) fiind comprimat. În momentul în care, datorită deplasării supapei de trecere, orificiile (b) ajung în dreptul orificiilor (a), uleiul din zona (B) trece prin aceste orificii, ajunge în interiorul supapei de trecere și, de aici, în spațiul (E). În continuare, prin canalul (f), uleiul ajunge în spațiul (F) și apoi este trimis către rezervor.

Ridicarea mașinii agricole aflate pe ridicător se obține prin deplasarea în sus a manetei (m_1). Pârghia (r) fiind fixată excentric pe axul (4) al manetei (prin intermediul bolțului 5), este deplasată în jos și împinge către dreapta sertarul (S), prin intermediul bolțului (3), arcul (1) fiind comprimat. Astfel, fața din dreapta a supapei de trecere (S_t) este pusă în legătură cu spațiul (F) (prin degajarea (g) și orificiile (o)), deci este pusă în legătură cu rezervorul. Arcul (2) împinge supapa către dreapta, comunicarea dintre orificiile (a) și (b) se întrerupe și astfel se întrerupe și refularea uleiului către rezervor. În schimb, uleiul sub presiune trece prin canalul (d), deschide supapa de sens unic (S_2) și ajunge la cilindrul hidraulic (C_h) al ridicătorului; mașina agricolă este astfel ridicată.

Coborârea mașinii agricole are loc prin rotirea manetei (m_1) în jos (sensul C). Astfel, pârghia (r) se ridică, arcul (1) deplasează sertarul (S) către stânga, până când șurubul (t) apasă tija (i), deschizând supapa de descărcare (S_d) . Uleiul din cilindrul hidraulic trece prin canalul (e), supapa de descărcare (S_d) și ajunge în spațiul (E). De aici, uleiul ajunge la rezervor, trecând prin canalul (f) și spațiul (F). Mașina agricolă aflată pe ridicător coboară sub acțiunea greutății proprii. Viteza de coborâre a mașinii
poate fi reglată cu ajutorul rezistenței hidraulice (Rh), care modifică secțiunea de trecere a uleiului.



Fig. 7.9 - Construcția și mecanismul de comandă al ridicătorului hidraulic cu reglaje automate [2]

S-sertar; S_d-supapă de descărcare; S_{s2}-supapă de siguranță; S_t-supapă de trecere; S₂-supapă de sens unic; Rh-rezistență hidraulică reglabilă; Ch-cilindrul hidraulic al ridicătorului; R₁, R₂-role; L-lonjeron; TLtirant lateral; TC-tirant central; A-arcul suportului tirantului central; m₁-maneta de comandă a ridicătorului hidraulic; m₂-maneta de selectare a modului de lucru; a, b, d, e, f, o-canale interioare; g-degajare; i, t-tije; p, r-pârghii; c-fantă; C₁, C₂-came; u-adâncitură; 1,2, a₁-arcuri; 3,5,17-bolțuri; 4,6-axe; 7...16, 18...26-

puncte de articulație.

Pentru realizarea reglajelor automate, pe arborele cu brațe sunt montate camele (C₁) și (C₂). Cama (C₁) este montată rigid pe arborele cu brațe; cama (C₂) este articulată pe cama (C₁) prin intermediul bolțului (17), putând fi ridicată sau coborâtă cu ajutorul manetei (m₂) de selectare a modului de lucru.

Reglajul automat al poziției se obține prin rotirea către dreapta a manetei (m_2) . Astfel, cama (C_2) este ridicată și devine excentrică față de axul (13) al arborelui cu brațe. Ca urmare, atunci când maneta de comandă (m_1) este rotită pentru ridicarea mașinii agricole, cama (C_2) se rotește în sens antiorar (odată cu arborele cu brațe), iar rola (R_1) , care se sprijină pe cama (C_2) , se rotește în jos, în jurul articulației (21) a tijei sale. Bara (23-24) se deplasează la dreapta, iar pârghia (p) se rotește în sens antiorar. Astfel, partea inferioară a pârghiei (5) se depărtează de bolțul (3), iar arcul (1) readuce sertarul (S) în poziția "neutru". Se stabilește astfel o legătură directă între unghiul de rotire al manetei de comandă (m_1) și înălțimea la care este ridicată mașina agricolă (unghiul de rotație al arborelui cu brațe).

Dacă, datorită neetanșeităților, mașina agricolă tinde să coboare, cama (C_2) se rotește în sens orar, ceea ce face ca și pârghia (p) să se rotească în sens orar, deplasând astfel sertarul (S), prin intermediul pârghiei (r). Mașina agricolă este ridicată până la înălțimea corespunzătoare poziției manetei (m₁), moment în care sertarul (S) este readus în poziția "neutru".

Reglajul automat al forței se realizează prin deblocarea suportului tirantului central și prin rotirea manetei (m_2) către stânga. Astfel, cama (C_2) devine concentrică cu axul arborelui cu brațe, mașina fiind ridicată sau coborâtă până la capăt de cursă cu ajutorul manetei (m_1) ; datorită poziției ocupate de cama (C_2) , reglajul de poziție este scos din funcțiune. În schimb, forța rezistentă a mașinii agricole, transmisă prin

tirantul central, comprimă arcul (A). Dacă presupunem că inițial maneta de comandă (m_1) a fost rotită în sensul de coborâre (în jos), mașina agricolă pătrunde în sol, forța de rezistență crește, pârghia (p) este rotită în sens orar, iar sertarul (S) este readus în poziția "neutru". Se stabilește astfel o legătură directă între unghiul de rotire al manetei (m_1) și forța rezistentă a mașinii agricole (adâncimea de lucru).

Indiferent de modul de lucru folosit, în momentul în care cilindrul hidraulic ajunge la capăt de cursă, rola (R_2) pătrunde în adâncitura (u) a camei (C_1) - care este concentrică cu arborele cu brațe - și ca urmare tija (23-24) se deplasează către dreapta sub acțiunea arcului (a_1). Pârghia (p) readuce sertarul (S) în poziția "neutru", iar ridicarea mașinii agricole încetează.

Poziția flotant se obține prin coborârea la maximum a manetei (m_1) , ceea ce face ca pârghia (r) să fie ridicată la maximum; astfel, pârghia (p) nu mai poate acționa asupra sertarului (S), care va fi deplasat la maximum către stânga, sub acțiunea arcului (1). Se deschide astfel supapa de descărcare (S_d), iar reglajul automat al poziției sau forței este scos din funcțiune.

7.3. ALTE SCHEME DE CIRCUITE HIDRAULICE

În fig. 7.10 și 7.11 sunt prezentate două variante de sisteme hidraulice echipate cu acumulator hidropneumatic.

La sistemul din fig. 7.10 acumulatorul (A) este montat imediat după pompa hidraulică, pe conducta de legătură cu distribuitorul (D). Se remarcă existența supapei de sens unic (S) care are rolul de a împiedica transmiterea șocurilor din sistem către pompa (P), acestea fiind preluate de către acumulator.



 Fig. 7.10 – Sistem cu acumulator hidropneumatic pentru atenuarea şocurilor din întregul sistem
 P-pompă; R-rezervor; S-supapă de sens unic; S_p-supapă de reglare a presiunii; D-distribuitor; Aacumulator; Ch-cilindru hidraulic.

La schema din fig. 7.11 acumulatorul (A) este montat pe conducta de legătură cu hidromotorul (HM), în imediata apropiere a acestuia, astfel încât șocurile apărute în timpul funcționării hidromotorului să nu se mai transmită către restul sistemului.

În fig. 7.12 este prezentată schema de acționare a unui cilindru hidraulic de

mari dimensiuni, schemă ce permite reducerea vitezei pistonului către capătul cursei; acest lucru este necesar deoarece la o viteză mare de deplasare a pistonului șocul apărut la aplicarea acestuia pe capacul cilindrului poate duce la deteriorarea acestuia.



Fig. 7.11 – Sistem cu acumulator hidropneumatic pentru atenuarea șocurilor produse de hidromotor

P-pompă; R-rezervor; S-supapă de sens unic; S_p-supapă de reglare a presiunii; D-distribuitor; Aacumulator; MH-hidromotor.

Distribuitorul D₁ (acționat manual) are rolul de inversa sensul de deplasare al pistonului în cilindru. Se observă existența în circuit a supapei pilotate de sens unic (S) și a distribuitorului (D₂), comandat prin intermediul rolei (4) de către cama (2) montată pe tija (3) a cilindrului hidraulic. La deplasarea către dreapta a pistonului cilindrului (1) supapa (S) este menținută deschisă de către lichidul sub presiune din circuitul de pilotare (cu linie întreruptă), iar lichidul refulat din cilindrul hidraulic trece direct către distribuitorul (D₁) și apoi către rezervor. Atunci când pistonul se apropie de capătul cursei cama (2) acționează distributorul (D₂) în sensul închiderii acestuia; astfel supapa de sens unic intră în regimul de funcționare normal (nepilotat), fiind închisă. În acest fel lichidul de lucru refulat din cilindrul hidraulic este dirijat către distribuitorul (D₁) prin droselul (Dr), ceea ce are ca efect reducerea vitezei de deplasare a pistonului.



În fig. 7.13 este prezentată schema unui sistem regenerativ de comandă a unui cilindru hidraulic cu dublă acțiune. Se observă utilizarea unui distribuitor cu hidraulic cu trei poziții și patru căi, unul dintre racordurile de ieșire ale distribuitorului fiind

obturat. Pentru deplasarea tijei pistonului către stânga sertarul distribuitorului se deplasează către dreapta, astfel încât racordul (A) al cilindrului să fie pus în legătură cu rezervorul; racordul (B) al cilindrului este alimentat direct de la pompa hidraulică (P).



Fig. 7.13 – Circuit regenerativ de comandă³⁶ Rz-rezervor; P-pompă hidraulică; F-filtru; Ddistribuitor; Ch-cilindru hidraulic.



Fig. 7.14 – Sistem hidraulic cu blocarea pistonului cilindrului hidraulic³⁷
P-pompă hidraulică; D-distribuitor; Ch-cilindru hidraulic; S1, S2-supape pilotate de sens unic.

Pentru deplasarea tijei pistonului către dreapta sertarul distribuitorului se aduce în poziția din stânga, racordul de legătură cu pompa fiind astfel conectat la racordul (A) al cilindrului; debitul de lichid refulat de pe fața din dreapta a pistonului, prin racordul (B), se adaugă debitului de lichid refulat de către pompă; ca efect, viteza de deplasare a pistonului către dreapta va fi mai mare decât viteza de deplasare către stânga.

Schema din fig. 7.14 utilizează supape de sens unic pilotate pentru blocarea pistonului cilindrului hidraulic atunci când acesta nu este acționat; supapele de sens unic (S1) și (S2) sunt montate pe cilindrul hidraulic, în imediata apropiere a racordurilor acestuia.

Atunci când se trimite fluid sub presiune spre racordul (A) al cilindrului hidraulic, prin circuitul de comandă corespunzător se asigură deschiderea supapei de sens unic (S2), astfel încât fluidul ieșit prin racordul (B) să poată trece către rezervor; atunci când fluidul sub presiune este trimis către racordul (B), circuitul de comandă deschide supapa de sens unic (S1). Atunci când distribuitorul se află în poziția neutră, cele două supape de sens unic sunt închise și împiedică ieșirea fluidului din cilindrul

³⁶ http://www.nptel.ac.in/courses/112106175/26

³⁷ ibid.

hidraulic.

În fig. 7.15 este prezentată schema hidraulică a unui încărcător frontal; se observă existența a trei circuite hidraulice de lucru și a unui circuit de comandă:

- circuitul hidraulic care asigură funcționarea sistemului de direcție cu acționare hidraulică (pompa P₂ și cilindrii hidraulici ai servodirecției, C₁ și C₂);
- circuitul hidraulic ce asigură acționarea brațului și cupei încărcătorului frontal (o secțiune a pompei P₁, distribuitoarele D1 și D2, cilindrii hidraulici C₃, C₄ și C₅);
- circuitul hidraulic ce acționează transmisia încărcătorului (o a doua secțiune a pompei P₁, distribuitorul D3, hidromotorul M);
- circuitul hidraulic de comandă ce asigură uleiul sub presiune distribuitoarelor de comandă (pompa P₁, reductorul de presiune R₁, distribuitoarele de comandă DT₁...DT₆).



Fig. 7.15 - Schema instalației hidraulice a unui încărcător frontal [19] R-rezervor; F-filtru; P₁, P₂-pompe; D₁... D₃-distribuitoare; C₁, C₂-cilindrii hidraulici ai servodirecției; C₃, C₄cilindrii hidraulici de acționare a brațului; C₅-cilindrul hidraulic de acționare a cupei; DT₁...DT₆distribuitoare de comandă; M-hidromotor; CV-cutie de viteze; St₁, St₂-supape de trecere; Ss₁... Ss₅-supape de siguranță; R₁-reductor de presiune.

Distribuitoarele $D_1...D_3$ sunt comandate hidraulic de către uleiul sub presiune furnizat de către distribuitoarele de comandă $DT_1...DT_6$.

Hidromotorul (M) ce asigură propulsia utilajului este cu funcționare în ambele sensuri (pentru a se realiza deplasarea înainte-înapoi a încărcătorului), iar supapele de siguranță Ss_4 și Ss_5 au rolul de a proteja hidromotorul și sistemul hidraulic în cazul apariției unor suprasarcini.

Bibliografie

- 1. Al-Shemmeri T, 2012 Engineering fluid mechanics. Bookboon.com (Al-Shemeri&Ventus Publishing ApS); on-line: http://bookboon.com/en/engineering-fluid-mechanics-ebook
- 2. Babiciu P., Scripnic V., Frățilă Al., 1984 Sisteme hidraulice ale tractoarelor și mașinilor agricole. Edit. CERES, București.
- 3. Buzdugan Gh., 1986 Rezistența materialelor. Edit. Academiei R.S.R., București.
- 4. Buzdugan Gh., 1998 Proiectarea de rezistență în construcția de mașini. Edit. Academiei Române, București.
- 5. Drobotă V., Atanasiu M., 1977 Rezistența materialelor. Edit. Didactică și Pedagogică, București.
- 6. Florea Julieta, Zidaru Gh., Panaitescu V., 1976 Mecanica fluidelor: probleme. Edit. Didactică și Pedagogică, București.
- 7. Florescu I., 2007 Mecanica fluidelor note de curs pentru uzul studenților. Edit. ALMA MATER, Bacău.
- 8. Georgescu Sanda-Carmen, Georgescu A.-M., Dunca Georgiana, 2005 Stații de pompare. Edit. Printech, București.
- 9. Georgescu A.-M., Georgescu Sanda-Carmen, 2007 Hidraulica rețelelor de conducte și mașini hidraulice. Edit. Printech, București.
- 10. Ionescu Fl., Catrina D., Dorin Al., 1980 Mecanica fluidelor și acționări hidraulice și pneumatice. Edit. Didactică și Pedagogică, București.
- 11. Neamțu J., Anoaica P.-G., 2003 Lucrări practice de laborator-fizică. Edit. Medicală Universitară, Craiova.
- 12. Oprean A., 1989 Acționări și automatizări hidraulice. Edit. Tehnică, București.
- 13. Roșca R., Vîlcu V., 2000 Acționări hidraulice și pneumatice. Edit. "Ion Ionescu de la Brad", Iași.
- 14. Scrădeanu D., Gheorghe Al., 2007 Hidrogeologie generală. Edit. Universității din București.
- 15. Sleigh A., Noakes C., 2009 Notes For the Level 1 Lecture Course in Fluid Mechanics, School of Civil Engineering, University of Leeds, UK; on-line: http://www.efm.leeds.ac.uk/CIVE/FluidsLevel1/Unit00/index.html
- 16. Vasiliu N., Catană I., 1988 Transmisii hidraulice și electrohidraulice. Edit. Tehnică, București
- 17. Vasiliu N., Vasiliu Daniela, Seteanu I., Rădulescu Victorița, 1999 Mecanica fluidelor și sisteme hidraulice fundamente și aplicații (vol. II). Edit. Tehnică, București.
- 18. Tacă C., Păunescu Mihaela, 2009 Acționări hidraulice și pneumatice. Edit. MATRIX ROM, București.
- 19. Ţenu I., 2002 Mașini pentru îmbunătățiri funciare. Edit. "Gh. Asachi", Iași.

Anexa 1 NOȚIUNI DE ANALIZĂ DIMENSIONALĂ ȘI TEORIA SIMILITUDINII

În multe probleme din mecanica fluidelor investigarea unui fenomen este îngreunată de faptul că acesta depinde de un număr mare de parametri; spre exemplu, pierderea de presiune la curgerea unui fluid printr-o conductă depinde de diametrul conductei (D), de densitatea fluidului (ρ), de vâscozitatea dinamică a acestuia (η) și de viteza de curgere (w):

$$\Delta p = f(D, \rho, \eta, w). \tag{1}$$

Determinarea experimentală a efectului fiecărui factor asupra parametrului investigat este dificilă din cauza numărului mare de variabile independente (patru pentru cazul menționat). Procesul poate fi simplificat dacă termenii din ecuație se grupează în *produși adimensionali, grupuri adimensionale* sau *criterii de similitudine*; pentru exemplul de mai sus termenii ecuației pot fi grupați astfel:

$$\frac{\mathbf{D} \cdot \Delta \mathbf{p}}{\mathbf{\rho} \cdot \mathbf{w}^{2}} = \Phi\left(\frac{\mathbf{\rho} \cdot \mathbf{w} \cdot \mathbf{D}}{\eta}\right),\tag{2}$$

ceea ce are ca efect reducerea numărului inițial de cinci variabile (Δp , D, ρ , η , w) la doar două, care sunt adimensionale.

Reducerea de variabile se bazează pe utilizarea teoremei π Buckingham; aceasta descrie modul în care fiecare ecuație cu sens fizic implicând *n* variabile poate fi rescrisă ca o ecuație de *n*-*m* parametri adimensionali, unde *m* este numărul de unități de măsură fundamentale utilizate. Altfel zis, ecuația inițială:

$$u_1 = f(u_2, u_3,, u_n)$$
 (3)

devine:

$$\Pi_1 = \Phi(\Pi_2, \Pi_3, ..., \Pi_{n-m}), \tag{4}$$

în care Π_1 , ..., Π_{n-m} sunt parametrii adimensionali (produși adimensionali, criterii de similitudine). Aplicabilitatea acestei teoreme este condiționată de principiul omogenității, cei doi termeni ai ecuației inițiale (3) trebuind să aceleași unități de măsură.

Teorema Buckingham oferă o metodă de calcul pentru parametrii adimensionali chiar dacă forma ecuației în care aceștia se regăsesc nu este cunoscută³⁸. Acest mod de simplificare prin reducerea numărului de variabile la un număr mai mic de parametri esențiali se realizează cu ajutorul *analizei dimensionale* a variabilelor care intervin în ecuația respectivă. În analiza dimensională se atribuie următoarele notații pentru mărimile fundamentale:

- lungime L;
- masă M;
- timp T;
- temperatură θ .

În tabelul A1.1 este prezentată analiza dimensională a unor mărimi fizice.

Trebuie menționat că, pe baza principiului omogenității, analiza dimensională permite și verificarea corectitudinii ecuațiilor stabilite (termenii ecuației trebuie să aibă aceleași unități de măsură). Spre exemplu analiza dimensională a ecuației

³⁸ http://www.sfetcu.com/language/ro/analiza-dimensionala/

presiunii hidrostatice (vezi pag. 34):

 $\Delta p = \rho \cdot g \cdot h \,, \tag{5}$

conduce la:

$$\mathbf{M}\mathbf{L}^{-1}\mathbf{T}^{-2} \equiv \mathbf{M}\mathbf{L}^{-3} \cdot \mathbf{L}\mathbf{T}^{-2} \cdot \mathbf{L},\tag{6}$$

adică:

$$ML^{-1}T^{-2} \equiv ML^{-1}T^{-2},$$
(7)

Tabelul A1.1

identitate care confirmă corectitudinea ecuației din punct de vedere dimensional.

Analiza dimensională a unor mărimi fizice				
Mărimea	Simbolul	U.M.	Analiza dimensională	
Diametrul	d	m	L	
Viteza	v	m/s	LT^{-1}	
Accelerația	а	m/s^2	LT ⁻²	
Forța	F	N (kg m/s ²)	MLT ⁻²	
Energia	Е	J (kg·m/s ² · m)	ML^2T^{-2}	
Puterea	Р	W (J/s)	ML ² T ⁻³	
Presiunea	р	$Pa(N/m^2)$	$ML^{-1}T^{-2}$	
Vâscozitatea dinamică	η	kg/m·s	$ML^{-1}T^{-1}$	
Conductivitatea termică	λ	$W/m^{0}C (J/s \cdot m^{0}C)$	$MLT^{-3}\theta^{-1}$	
Căldura specifică	C _p	J/kg· ⁰ C	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	
Densitatea	ρ	kg/m ³	ML ⁻³	
Coeficientul de transfer de căldură prin convecție	α	$W/m^2 \cdot {}^0C (J/s \cdot m^2 \cdot {}^0C)$	$MT^{-3}\theta^{-1}$	

Similitudinea studiază metodele prin care se pot deduce și folosi criteriile de similitudine pentru a transpune rezultatele obținute în laborator cu ajutorul unui model experimental, realizat la o anumită scară, la nivelul fenomenului real, astfel încât să se realizeze o generalizare a rezultatelor. Generalizarea rezultatelor este posibilă numai pentru fenomene asemenea sau similare, adică pentru fenomene în care raportul mărimilor caracteristice și similare este constant. Acest raport este denumit *constantă de similitudine*. Fenomenul din laborator este asemănător celui real dacă depinde de aceleași mărimi fizice; ca urmare a teoremei Buckingham rezultă că cele două fenomene sunt caracterizate de aceeași produși adimensionali (criterii de similitudine), sau, altfel spus, criteriile de similitudine au aceleași valori pentru fenomenul din laborator ca și pentru fenomenul real [7].

Similitudinea este de fapt o extindere a asemănării geometrice: fenomenul studiat în laborator este similar celui real dacă între model și prototipul în mărime reală există similitudine geometrică, cinematică și dinamică.

Similitudinea geometrică se obține atunci când modelul reprezintă o reducere la scară a prototipului real (fig. A1.1):

$$\frac{L_{m}}{L_{p}} = \beta_{L}, \quad \frac{A_{m}}{A_{p}} = \frac{L_{m}^{2}}{L_{p}^{2}} = \beta_{L}^{2},$$

în care indicele *m* se referă la model, iar indicele *p* se referă la prototip, β_L fiind scara la care este realizat modelul.



Similitudinea cinematică presupune ca vitezele în punctele similare de pe model și prototip să aibă aceeași direcție și să afle în același raport (fig. A1.2):



Similitudinea dinamică implică faptul că, în puncte similare de pe model și de pe prototip, raportul forțelor corespunzătoare este același (fig. A1.3):

$$\frac{F_{\rm m}}{F_{\rm p}} = \frac{m_{\rm m} \cdot a_{\rm m}}{m_{\rm p} \cdot a_{\rm p}} = \frac{\rho_{\rm m} \cdot L_{\rm m}^3 \cdot a_{\rm m}}{\rho_{\rm p} \cdot L_{\rm p}^3 \cdot a_{\rm p}} = \beta_{\rm p} \cdot \beta_{\rm L} \cdot \beta_{\rm v} ,$$

în care β_{ρ} este scara densităților.

Dintre criteriile de similitudine ce asigură obținerea similitudinii dinamice se pot menționa următoarele:

• Criteriul Reynolds (Re), care definește raportul dintre forțele de inerție și forțele date de vâscozitate:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\eta} = \frac{v \cdot L}{v}$$

unde v este viteza, L este dimensiunea caracteristică, ρ este densitatea, η este vâscozitatea dinamică și υ este vâscozitatea cinematică.

³⁹ http://highered.mheducation.com/sites-dl/free/0072402172/62800/ChV.pdf

⁴⁰ ibid.



• Numărul Euler (Eu), folosit în cazul încercărilor în tunelul aerodinamic și care exprimă raportul dintre forțele de presiune și cele de vâscozitate:

$$\mathrm{Eu} = \frac{\Delta \mathrm{p}}{\mathrm{0.5} \cdot \mathrm{p} \cdot \mathrm{v}^2},$$

în care Δp este diferența de presiune, v este viteza, iar ρ este densitatea.

• Numărul Froude (Fr), care exprimă raportul dintre forțele de inerție și forțele gravitaționale:

$$\mathrm{Fr} = \frac{\mathrm{v}^2}{\mathrm{g} \cdot \mathrm{L}} \, .$$

Este utilizat în cazul studiului curgerii prin canale deschise.

• Numărul Weber (We), care exprimă raportul dintre forțele de inerție și forțele de tensiune superficială:

We =
$$\frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{\sigma}$$
,

unde σ este tensiunea superficială.

• Numărul Mach (Ma), ce caracterizează efectele compresibilității fluidului:

$$Ma = \frac{v}{c} = \frac{v}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}},$$

în care c este viteza sunetului în fluidul respectiv, iar E este modulul de elasticitate al fluidului.

• Numărul Strouhal (St), utilizat în cazul curgerilor nestaționare, atunci când se manifestă fenomene oscilatorii:

$$St = \frac{f \cdot L}{v},$$

unde f este frecvența oscilațiilor

Alte numere carcateristice (criterii de similitudine, produși adimensionali) sunt prezentate în tabelul A1.2.

41 ibid.

Tabelul A1.2

Criterii de similitudine ⁴²			
Criteriul	Simbol	Relația de calcul [*]	
Reynolds	Re	$Re = v \cdot l/v = v \cdot l \cdot \rho/\eta$	
Prandtl	Pr	$Pr = \eta \cdot c_p / \lambda = \nu / a$	
Péclet	Pe	$Pe = Re Pr = v \cdot l/a$	
Nusselt	Nu	$Nu = \alpha \cdot l/\lambda$	
Stanton	St	$St = Nu/Re \cdot Pr = \alpha/c_p \cdot \rho \cdot v$	
Colburn	j	$j = St \cdot Pr^{2/3} = Nu/Re \cdot Pr^{1/3}$	
Grasshof	Gr	$Gr = \beta \cdot g \cdot l^3 \Delta t / v^2$	
Biot	Bi	$Bi = \alpha \cdot l/\lambda$	
Fourier	Fo	$Fo = a \cdot \tau/l^2$	
Rayleigh	Ra	$Ra = Gr \cdot Pr = \beta \cdot g \cdot l^3 \cdot \Delta t / \nu \cdot a$	
Froude	Fr	$Fr = v^2/g \cdot l$	
Galilei	Ga	$Ga = Re^2/Fr = g \cdot l^3/v^2$	
Arhimede	Ar	$Ar = Ga \cdot (\rho - \rho_0)/\rho$	
Kutateladse	K	$\mathbf{K} = \mathbf{r}/\mathbf{c}_{\mathbf{p}} \cdot \mathbf{t}$	
Newton	Ne	$Ne = v \cdot \tau/l$	
Euler	Eu	$Eu = \Delta p / \rho \cdot w^2$	
Graetz	Gz	$Gz = G \cdot c_p / \lambda l$	
Schmidt	Sc	$Sc = \eta / \rho \cdot D$	
Mach	М	M = v/c	

^{*}Note: ρ, ρ₀ – densitatea fluidului în două puncte diferite, în kg/m³; η - vâscozitatea dinamică a fluidului, în Pa·s; ν - vâscozitatea cinematică a fluidului în m²/s; c_p – căldura specifică la presiune constantă, în J/(kg·K); λ - conductivitatea termică, în W/(m·K); a – difuzitatea termică, în m²/s; β - coeficient de dilatare volumică, în l/K; f – căldura latentă de vaporizare, în J/kg; T – temperatura, în K; v – viteza fluidului, în m/s; l – lungimea caracteristică a curgerii, în m; α - coeficientul convectiv de transfer al căldurii, în W/(m²K); g – accelerația gravitației, în m/s²; ΔT – diferența de temperatură, în ⁰C; τ - timpul, în s; Δ_p – diferența de presiune, în Pa; G – debitul de fluid, în kg/s; D – coeficientul de difuzie, în m²; c – viteza sunetului în fluid, în m/s.

⁴² cadredidactice.ub.ro/gavrilalucian/files/2011/03/fdtou-curs-02.pdf

Anexa 2 DETERMINAREA SARCINII TEORETICE A POMPEI CENTRIFUGE (ECUAȚIA LUI EULER)

Sarcina teoretică a unei pompe centrifuge având un număr infinit de palete de grosime neglijabilă se poate determina ținând cont de creșterea de presiune produsă de forța centrifugă, de cea dată de mișcarea printre paletele rotorului și de cea datorată deplasării prin aparatul director al statorului.



Fig. A2.1 - Schemă pentru obținerea ecuației lui Euler⁴³

Elementul de masă asupra căruia acționează forța centrifugă este (A, fig. A2.1):

$$dm' = \rho \cdot dV = \rho \cdot h \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$
,

în care h este înălțimea elementului, iar ρ este densitatea fluidului care circulă prin pompă.

Forța centrifugă elementară este dată de relația:

$$d\mathbf{F} = \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\omega}^2 \cdot d\mathbf{m} = \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{h} \cdot \mathbf{r}^2 \cdot \boldsymbol{\omega}^2 \cdot d\boldsymbol{\theta} \cdot d\mathbf{r},$$

unde ω este viteza unghiulară a rotorului.

Creșterea elementară de presiune datorată forței centrifuge va fi:

$$d\mathbf{p}' = \frac{d\mathbf{F}'}{d\mathbf{A}'} = \frac{\mathbf{\rho} \cdot \mathbf{h} \cdot \mathbf{r}^2 \cdot \mathbf{\omega}^2 \cdot d\mathbf{\theta} \cdot d\mathbf{r}}{\mathbf{h} \cdot d\mathbf{\theta} \cdot d\mathbf{r}} = \mathbf{\rho} \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{\omega}^2 \cdot d\mathbf{r} \,.$$

Creșterea de presiune se obține prin integrare:

$$\Delta p = \int_{r_1}^{r_2} \rho \cdot r \cdot \omega^2 \cdot dr = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} = \rho \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2},$$

în care u este viteza periferică.

Sarcina corespunzătoare acestei creșteri de presiune va fi:

⁴³ https://www.uni-due.de/sm/Downloads/Praktika/Centrifugal_Pump.pdf

$$\mathbf{H} = \frac{\Delta \mathbf{p}}{\mathbf{\rho} \cdot \mathbf{g}} = \frac{\mathbf{u}_2^2 - \mathbf{u}_1^2}{2 \cdot \mathbf{g}}$$

Creșterea de presiune datorată deplasării lichidului cu viteza relativă w printre palete (B, fig. A2.1) se obține pornind de la relația generală:

în care a este accelerația.

Cantitatea elementară de fluid va fi:

$$dm'' = \rho \cdot dA'' \cdot dS$$

și rezultă:

$$dF'' = -\rho \cdot dA'' \cdot dS \cdot \frac{dW}{dt}.$$

Creșterea elementară de presiune este:

$$dp'' = \frac{dp''}{dA''} = -\rho \cdot dS \cdot \frac{dw}{dt} = -\rho \cdot w \cdot dw$$

Prin integrare se obține creșterea de presiune ca fiind:

$$\Delta p'' = -\int_{w_1}^{w_2} \rho \cdot w \cdot dw = \rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2},$$

iar sarcina corespunzătoare devine:

$$H'' = \frac{\Delta p''}{\rho \cdot g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$$

Creșterea de presiune în aparatul director al rotorului, ca urmare a deplasării lichidului cu viteza absolută c (C, fig. A2.1) se obține printr-un raționament similar cazului anterior, ținând cont că lichidul se deplasează cu viteza absolută c și punând condiția $c_3 = c_1$:

$$\Delta p \tilde{r} = \rho \cdot \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

iar sarcina corespunzătoare va fi:

$$H''' = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g}$$

Sarcina totală a pompei este suma sarcinilor parțiale:

$$H_{t\infty}=H^{\prime}+H^{\prime\prime\prime}+H^{\prime\prime\prime\prime}$$

adică:

$$H_{t\infty} = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (c_2^2 - c_1^2)}{2 \cdot g}.$$

Aplicând teorema lui Pitagora generalizată (vezi pag. 99) și ținând cont de triunghiurile de viteze (fig. 4.19), rezultă:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2,$$

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$c_{u2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

După efectuarea înlocuirilor și simplificări obținem:

$$H_{t\infty} = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g},$$

relație cunoscută sub denumirea de ecuația lui Euler.

SIMBOLURI GRAFICE PENTRU SISTEME HIDRAULICE

Pompe

Pompe și motoare rotative Cu debit constant, nereversibile

Cu debit constant, reversibile

Cu debit variabil, nereversibile

Cu debit variabil, reversibile

Cilindri hidraulici

Cu simplă acțiune, cu piston și tijă unilaterală

Cu simplă acțiune, cu piston plonjor

Cu dublă acțiune și tijă unilaterală

Cu dublă acțiune și tijă bilaterală

Distribuitoare

Cu trei căi și două poziții de lucru

Cu patru căi și două poziții de lucru

Cu patru căi și trei poziții de lucru, cu centrul închis

Cu patru căi și trei poziții de lucru, cu centrul la pompă





Cu patru căi și trei poziții de lucru, cu centrul la tanc

Cu patru căi și trei poziții de lucru, cu centrul în tandem

Comenzi

Manuală

cu arc

Hidraulică

Pneumatică

Electromagnetică





Supape de sens	
Supapă simplă de blocare cu arc	de traseu
Supapă simplă de blocare fără arc	de panou de traseu de panou
Supapă de blocare cu comandă hidraulică de deblocare	fără arc
	cu arc
Supape de presiune	
Supapă de presiune normal închisă	
Supapă de presiune normal deschisă	

Supapă de presiune cu comandă diferențială

Supapă de siguranță (limitator de presiune cu acțiune directă)

Supapă de deversare (de descărcare)

Echipament de reglare a debitului Rezistență hidraulică fixă Rezistență reglabilă (drosel) de traseu

Drosel de panou în paralel cu o supapă de sens unic







Conducte

Conductă de lucru Conductă de pilotare Intersecție de conducte cu racordare între ele Intersecție de conducte fără racordare







Consilier editorial:	Vasile VÎNTH
Tobnorodoctori	Padu POSCA
rennoredación.	Rauu ROŞOA
	Gheorghe COSTICĂ
Corector:	Olga ROŞCA
Coperta:	
http://fc06.deviantart.net/fs4	3/f/2009/059/7/4/Blue_Fluid_Fractal_by_somadjinn.jpg

Bun de tipar:	16.11.2015
Apărut:	2015
Editura:	"Ion Ionescu de la Brad" Iași
	Aleea M. Sadoveanu nr. 3
	Tel.: 0232-218300;
	E-mail: editura@uaiasi.ro

ISBN 978-973-147-194-5

Pre-press, tipar digital și finisare SC ADI CENTER SRL Şos. Ștefan cel Mare, nr. 5 Tel.: 0232.217.754



PRINTED IN ROMANIA