

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

ACȚIONĂRI HIDRAULICE CLASICE

CUPRINS

Prefață	3
1. Lichidele folosite în acționarea hidrostatică și proprietățile lor	5
2. Considerații teoretice și relații de bază în acționarea hidraulică a mașinilor-unelte	13
3. Mașini hidraulice. Pompe și motoare	19
3.1. Pompe centrifugale	19
3.1.1. Considerații generale	19
3.1.2. Determinarea ecuațiilor de bază ale pompeilor centrifugale	21
3.1.3. Caracteristicile pompeilor centrifugale ideale. Gradul de reacție	25
3.1.4. Caracteristicile pompeilor centrifugale reale	29
3.2. Pompe cu deplasament	31
3.2.1. Considerații generale. Principii de funcționare	31
3.2.2. Pompe cu piston	32
3.2.3. Pompe rotative	33
3.2.3.1. Pompe cu roți dințate	35
3.2.3.2. Pompe cu șuruburi	42
3.2.3.3. Pompe cu palete	44
3.2.3.4. Pompe cu pistonase	50
3.2.4. Curbele caracteristice ale pompeilor cu deplasament ..	60
3.2.5. Pompe uzuale	67
3.3. Motoare hidraulice	73
3.3.1. Motoare hidraulice rotative	73
3.3.2. Motoare hidraulice rectilinii	74
3.3.3. Motoare hidraulice oscilante	76
4. Aparate de distribuție și reglare	81
4.1. Considerații generale	81

4.2. Distribuitoare	83
4.3. Ventile de reținere	92
4.4. Ventile de presiune	96
4.4.1. Ventilul limitator de presiune (maximal)	96
4.4.2. Ventilul limitator de presiune pilotat	102
4.4.3. Ventilul de decuplare	108
4.4.4. Ventilul de cuplare	109
4.4.5. Ventilul de reducere	110
4.5. Ventile pentru reglarea debitului	112
4.5.1. Droșele	114
4.5.2. Ventile reglatoare de debit	118
4.6. Elemente auxiliare	125
4.6.1. Rezervoare hidraulice	125
4.6.2. Filtre	127
4.6.3. Acumulatori hidraulici	130
4.6.4. Aparate de supraveghere	132
4.6.5. Conduțe, armături și etanșări	135
4.7. Noi tipuri de ventile construite în prezent	137
5. Transmisii hidraulice	141
5.1. Sisteme cu motoare hidraulice liniare	141
5.2. Sisteme de urmărire. Amplificatori hidraulici	145
5.3. Transmisii hidraulice rotative	156
5.4. Transmisii rotodinamice	162
6. Variatori hidrostatici	167
6.1. Circuite deschise	167
6.1.1. Circuite de inversare	167
6.1.2. Circuite pentru reglarea vitezei	170
6.1.3. Circuite cu ventile de presiune	178
6.1.4. Circuite cu acumulatori hidraulici	182
6.1.5. Exemple de circuite hidraulice	185
6.2. Circuite închise	196
6.3. Proiectarea circuitelor cu acționare hidraulică	200
Bibliografie	207

1. LICHIDELE FOLOSITE ÎN ACȚIONAREA HIDROSTATICĂ ȘI PROPRIETĂȚILE LOR

Cele mai folosite medii de transmitere a energiei hidraulice sunt uleiurile minerale. Proprietățile lor depind foarte mult de constituția lor chimică, cât și de felul rafinării. Pentru îmbunătățirea proprietăților lor, uleiurile de bază se aditivează. Uleiurile pe bază minerală pot fi împărțite în trei grupe:

1. fără aditivi;
2. cu aditivi pentru îmbunătățirea tendinței de îmbătrânire și în vederea protecției la coroziune;
3. cu aditivi suplimentari, pentru îmbunătățirea capacității de ungere.

Sunt situații în care, se utilizează soluții de ulei și apă sau lichide speciale (sintetice), din polimeri ai oxidului de siliciu, sau compuși pe bază de eteri, care se caracterizează printr-o înaltă stabilitate a viscozității (indice Dean-Davis ridicat) și prin inerție chimică. Pentru solicitări ușoare pot fi utilizate uleiurile H19, H35, H57, (STAS 9506-74), precum și uleiuri hidraulice aditivate H12, H20, H30, H38, (STAS 9691-74), pentru presiuni de maximum 300 daN/cm² și temperaturi cuprinse între 25 și 85 °C.

Dintre proprietățile cele mai importante ale lichidelor din punct de vedere fizic se remarcă viscozitatea și densitatea.

Densitatea. Pierderile prin conductele propriu-zise și prin circuitele aparatelor hidraulice sunt direct proporționale cu densitatea lichidului întrebuițat:

$$p = C \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad 1.1$$

unde:

- $\frac{\rho}{2} \cdot v^2$ - energia cinetică a lichidului;
- C - coeficient specific secțiunii de trecere, care arată procentul pierdut din această energie.

Deoarece cu creșterea temperaturii crește volumul fluidului cu:

$$\Delta V = V_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad 1.2$$

unde:

- α - coeficientul de dilatare;
- Δt - creșterea temperaturii;
- V_0 - volumul inițial;
- ΔV - creșterea volumului.

Astfel, densitatea va scădea la valoarea:

$$\rho = \frac{m}{V_0 + \Delta V} \quad 1.3$$

sau raportat la densitatea corespunzătoare lui $t = 15^\circ\text{C}$, la valoarea:

$$\rho = \frac{\rho_{15^\circ\text{C}}}{1 + \alpha \cdot (t^\circ + 15^\circ\text{C})} \quad 1.4$$

Dependența densității cu temperatura este redată în figura 1.1.

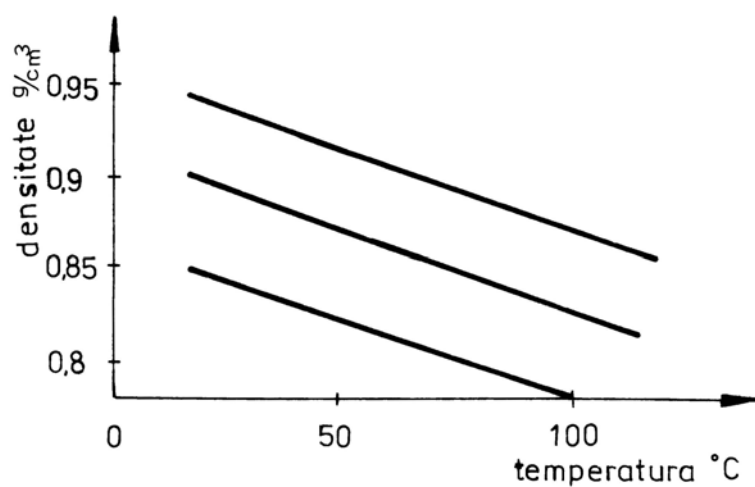


Fig. 1.1. Dependența viscozității de temperatură.

Densitatea fluidului depinde și de presiune (compresibilitate). Factorul de compresibilitate este definit ca:

$$\beta = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{dv}{dp} \right)_t \quad 1.5$$

Cu micșorarea volumului, datorită presiunii, densitatea va crește:

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta \cdot \Delta p} \quad 1.6$$

Valorile lui $\frac{1}{\beta} = E_F$ au semnificația unui modul de elasticitate,

care pentru ulei mineral are valoarea $E_F = 2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$. Tot pentru ulei mineral, coeficientul de dilatare $\alpha = 6,5 \cdot 10^{-4}$ (17°C), iar densitatea la 15°C , ar valorile cuprinse între $0,87 \dots 0,9 \text{ daN/m}^3$.

Viscozitatea este mărimea care descrie capacitatea de ungere a fluidului. Se cunosc:

- *viscozitatea dinamică*

$$\eta = \rho \cdot \nu \quad [\text{N} \cdot \text{s/m}^2] \quad 1.7$$

Ca unitate uzuală se folosește Poise-ul: $1\text{P} = 100 \text{ cP} = 0,1 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$;

- *viscozitatea cinematică*

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad 1.8$$

Ca unitate uzuală, se folosește Stokes-ul: $1 \text{ St} = 100 \text{ cSt} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$. În practică, se utilizează unitatea convențională numită grad Engler, care se definește, ca fiind raportul dintre timpul de scurgere printr-un capilar de $d = 2,8 \text{ mm}$ a 200 cm^3 de ulei la temperatura de măsurare și acela al scurgerii aceleiași volum de apă distilată la 20°C . Legătura dintre gradul Engler și vâscozitatea cinematică se face prin relația:

$$^\circ E = 6,84 \cdot \left(\nu + \sqrt{\nu^2 + 0,01845} \right) \quad 1.9$$

sau grafic, figura 1.2.

Exemplu: $4,5^\circ\text{E} = 34 \text{ cSt}$; $13,5^\circ\text{E} = 100 \text{ cSt}$.

Viscozitatea prezintă cea mai mare sensibilitate în raport cu temperatura, în figura 1.3 fiind prezentată această dependență pentru diferite fluide hidraulice. Curba 7 se referă la hidrocarburi clorinate, 2 la

un fluid la care baza compusului este esterul acidului fosforic, 3 este un amestec de 1 și 2, la un ulei care are 36 cSt la 50 °C, iar 5 la o soluție apoasă de poliglicol.

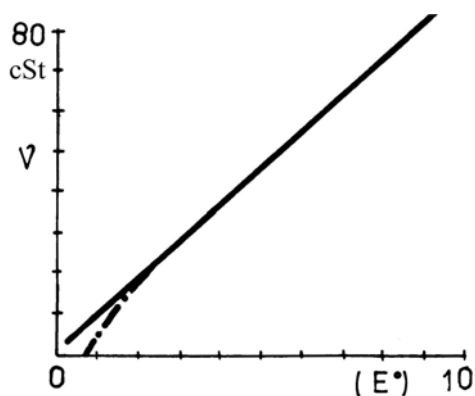


Fig. 1.2. Corelația dintre viscozitatea cinematică și cea exprimată în $^{\circ}E$.

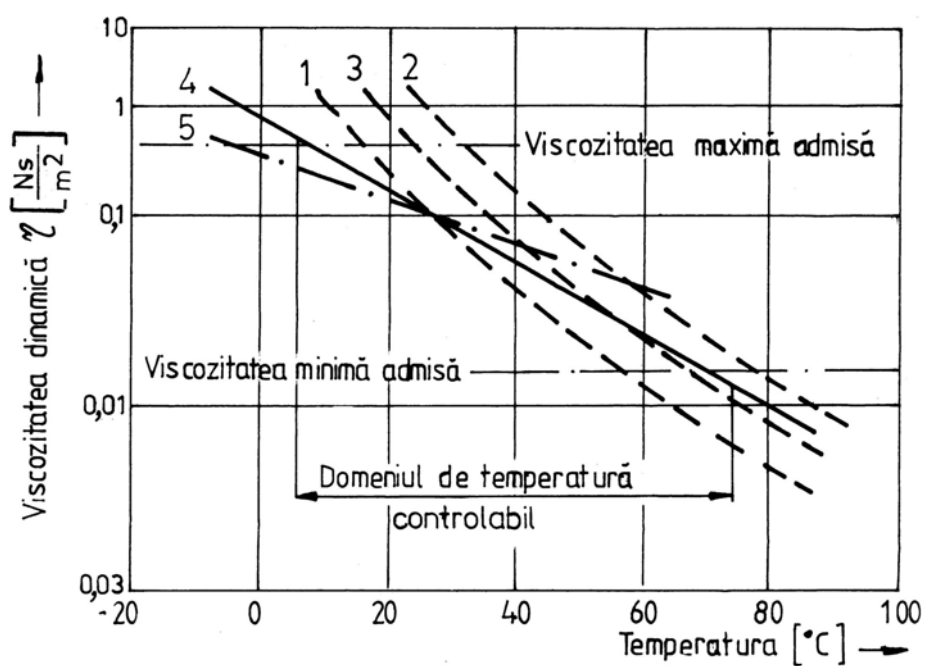


Fig. 1.3. Dependența dintre viscozitatea dinamică și temperatura lichidului de lucru.

De aici se vede că pentru fluidele sintetice, în zona temperaturilor joase viscozitățile cresc mai accentuat, decât pentru celelalte fluide. În general acel fluid este mai bun (din acest punct de vedere) care are curba mai aplatizată. Un indicator important pentru relația viscozitate - temperatură este indicele de viscozitate. El indică poziția curbei fluidului dat în figura de mai sus. Un indice mai mare indică o dependență mai mică a viscozității cu temperatura. Acest indice, pentru uleiurile normale are valori cuprinse între 95 ... 100, dar prin aditivare ea poate fi mărită. Viscozitatea este sensibilă și cu presiunea: cu creșterea presiunii, crește și ea, cu atât mai mult, cu cât viscozitatea normală este mai ridicată, respectiv cu cât este temperatura mai joasă.

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{b \cdot p} \quad 1.10$$

unde pentru uleiurile minerale $b = (2 \dots 3) \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{daN}$. Creșterea viscozității cu presiunea este un avantaj la funcționarea lagărelor sub sarcină. În figura 1.4 se prezintă variația viscozității dinamice cu presiunea.

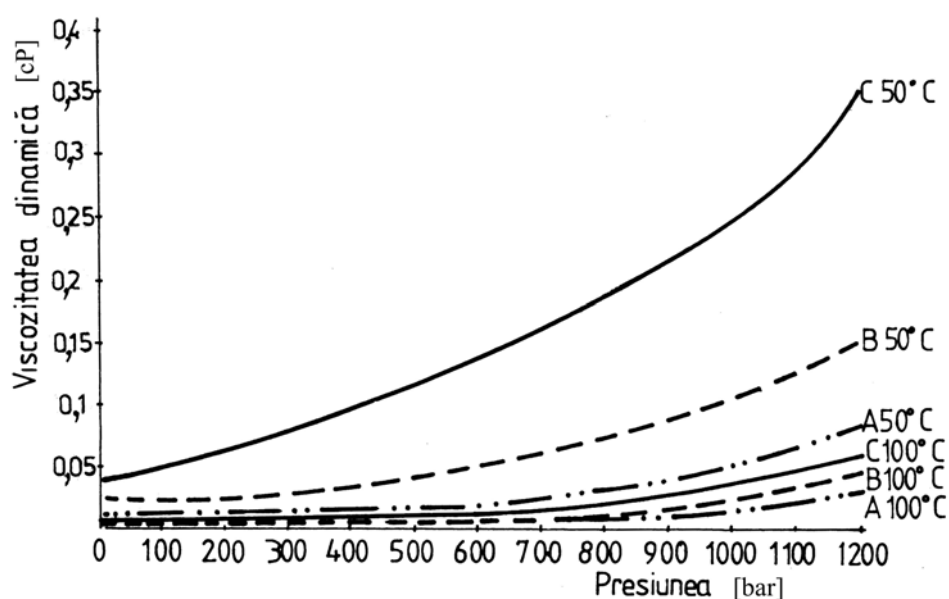


Fig. 1.4. Variația viscozității dinamice cu presiunea.

Capacitatea de dizolvare a gazelor se exprimă prin relația lui Dalton:

$$V_G = V_F \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \alpha_v \quad 1.11$$

unde:

- V_G - volumul de gaz dizolvat;
- V_F - volumul fluidului;
- p_0 - presiunea atmosferică;
- p - presiunea absolută;
- α_v - coeficientul lui Bunsen.

În mod normal, gazul dizolvat nu are nici o influență asupra fluidului, dar la viteze mari de curgere și la solicitări de forfecare, el îl poate părăsi producându-se fenomenul de cavitație. Aceasta apare mai ales în conductele și canalele de aspirație ale pompelor (pe baza presiunii absolute scăzute), prin pierderea laminarității scurgerii în secțiuni mici, filtre, coturi, înălțimi prea mari de aspirație sau a viscozității prea mari. Ea mai apare în rezistențe ca: drosele, obturări muchii de comandă (pe baza presiunii mici la viteze mari ale curentului volumic). Cavitația are ca și urmare eroziuni ale părților componente ale pompei, pierderi de putere, impulsuri de presiune, zgomot. În rezistențele circuitului provoacă zgomot, instabilitatea comenzii droselului și formarea spumei în rezervor.

Capacitatea de separare a aerului și formarea spumei. Prin scurgerea în curent liber, a lichidului în rezervor, acesta poate antrena aer. Aerul poate pătrunde și prin locuri de infiltrare datorită vârtejurilor din rezervor sau prin cavitație. Acesta trebuie îndepărtat din lichid înainte de a fi aspirat din nou. Prezența aerului este marcată de apariția spumei în rezervorul hidraulic, și reprezintă aer separat. Ea poate fi redusă prin aditivi, care la rândul lor înrăutățesc capacitatea de separare a aerului.

Alterarea fluidului constă în oxidarea și polimerizarea lui. Această alterare este accelerată prin temperaturi înalte de funcționare, aer, apă și alte impurități și în prezența catalizatorilor metalici (în special Cu și aliajele sale).

Recomandări de exploatare a fluidului:

- domeniul de viscozitate ;
- limita superioară (viscozitatea de pornire) $\eta_{\max} = 800 \dots 1000$ cP, care este determinată de capacitatea de funcționare a pompei;
- limita inferioară $\eta_{\min} = 10$ cP, care este determinată de ungerea minimă admisă ;
- viscozitatea de funcționare optimă se alege de la caz la caz (după recomandarea întreprinderii constructoare dt aparataj hidraulic). În mod normal, ea este de 20 ... 30 cP;
- domeniul de temperaturi: 50 ... 60°C (pentru soluții apoase de polialkylenyglicoli, ceva mai joasă) ;
- cantitatea de lichid: la instalații staționare (cazul mașinilor-unelte), trebuie să fie de 3 ... 5 ori debitul.

Pierderile în circuitele hidraulice pot fi considerate ca și pierderi de presiune prin rezistențe. Pierderile prin frecare în conducte pot fi calculate pe porțiuni distincte și însumate. Astfel:

$$\Delta p = \sum \lambda \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot d \quad 1.12$$

Aici, pierderile depind de mărimea caracteristică λ , numit coeficient de rezistență. În figura 1.5 se prezintă, în coordonate dublu logaritmice, dependența acestui coeficient față de numărul lui Reynolds. Alura acestei curbe este determinată și în funcție de rugozitatea interioară a conductei R_a . Aici sunt valabile următoarele dependențe:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad 1.13$$

- pentru regim laminar și modificări izoterme;

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad 1.14$$

- pentru regim laminar și modificări adiabactice;

$$\lambda = \frac{0,316}{Re} \quad 1.15$$

- pentru conducte netede și regim turbulent până la $Re = 80.000$,

cu cât rugozitatea este mai mare, raportul razei conductei față de mărimea ei va fi mai mic și coeficientul de rezistență mai mare.

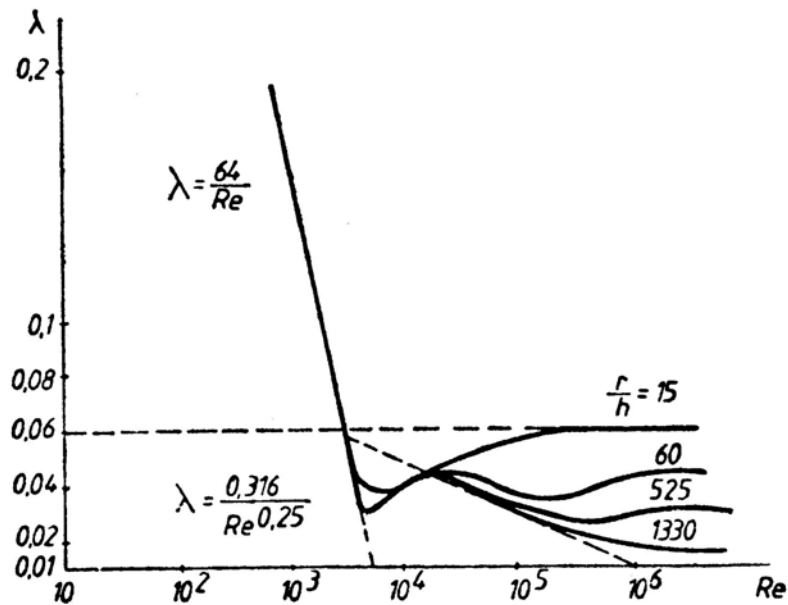


Fig. 1.5. Dependența coeficientului rezistenței hidraulice față de numărul lui Reynolds.

Pierderile în ramificații, supape și rezistențe asemănătoare, se determină cu relația:

$$\Delta p = \sum \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad 1.16$$

unde coeficientul de pierdere ξ , trebuie determinat de la caz la caz, de exemplu:

- racord drept: $\xi = 0,5$;
- racord în unghi: $\xi = 1,0$;
- supape, robinete $\xi = 3 \dots 6$.

Coeficientul de pierderi nu este constant, ci depinde la rândul său de numărul lui Reynolds. Aici însă turbulența apare la un număr Reynolds mult mai mic. Prin crestături și fante care servesc la reglarea debitului, această trecere se produce la $Re = 200 \dots 400$.

2. CONSIDERAȚII TEORETICE ȘI RELAȚII DE BAZĂ ÎN ACȚIONAREA HIDRAULICĂ A MAȘINILOR-UNELTE

Prezentarea de față se referă la lichidele ideale despre care se consideră că nu au masă, frecări interne și nu se comprimă. Comportarea unui sistem hidraulic va fi și ea ideală dacă transportul lichidului se face fără pierderi. Lipsit de masă, lichidul ideal nu poate avea energie cinetică, iar pentru transportul său nu este nevoie de lucru mecanic. Absența frecărilor interne presupune lipsa de vâscozitate a lichidului. Pentru aceste lichide, legea lui Pascal arată că acțiunea unei forțe asupra unui lichid staționar se propagă după toate direcțiile în interiorul acestuia.

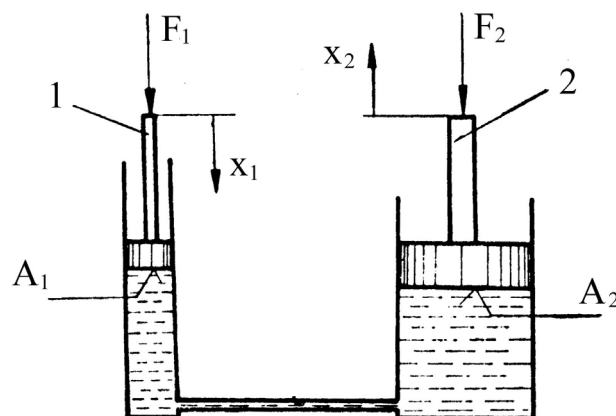


Fig. 2.1. Schema mișcării liniare.

Din figura 2.1 rezultă că:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad 2.1$$

Prin deplasarea pistonului 1, cu mărimea x_1 , se va disloca volumul:

$$V_1 = x_1 \cdot A_1 \quad 2.2$$

Pistonul 2 se va deplasa corespunzător cu mărimea x_2 , făcând loc volumului:

$$V_2 = x_2 \cdot A_2 \quad 2.3$$

Cele două volume fiind egale: $x_1 \cdot A_1 = x_2 \cdot A_2$, respectiv $\frac{x_1}{x_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{F_2}{F_1}$. Relația alăturată este echivalentul hidraulic al legii pârghiilor și arată că distanțele parcurse se comportă invers proporțional cu suprafețele și forțele de apăsare. Lucrul mecanic exercitat pe pistonul 1, va fi:

$$L_1 = F_1 \cdot x_1 \quad 2.4$$

înlocuind forța $F_1 = p \cdot A_1$ și deplasarea cu $x_1 = \frac{V_1}{A_1}$, rezultă că:

$$L_1 = p \cdot V_1 \quad 2.5$$

Puterea (lucrul mecanic exercitat în unitatea de timp) va fi:

$$N = \frac{dL}{dt} = \frac{d(F \cdot x)}{dt} = \frac{F \cdot dx}{dt} = F \cdot v \quad 2.6$$

Debitul se definește ca o cantitate de lichid ce se deplasează printr-o suprafață A cu viteza v .

$$Q = A \cdot v \quad 2.7$$

deci: $p = \frac{F_1}{A_1}$ și $Q_1 = A_1 \cdot v_1$. Astfel, puterea hidraulică are valoarea:

$$N = F \cdot v = p \cdot Q_1 = \frac{F_1}{A_1} \cdot A_1 \cdot v_1 = F_1 \cdot v_1$$

deci:

$$N_1 = p \cdot Q_1 \quad 2.8$$

Observație: în desen ansamblul cilindru piston 1 are funcție de pompă, iar ansamblul 2 are funcție de motor.

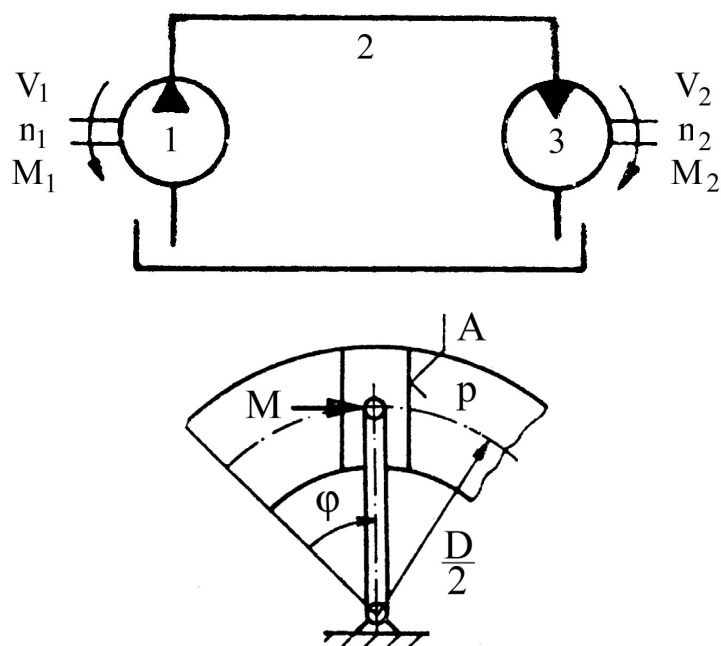


Fig. 2.2. Schema mișcării de rotație.

Mișcarea de rotație, figura 2.2. Relații similare se pot deduce pentru deplasare, forță și putere și în cazul în care pompa și motorul au câte o suprafață A care realizează mișcarea de rotație. Aici, în loc de forțe vor exista momente, iar în loc de viteze - rotații, considerând simplificarea că într-un cilindru care are axa circulară se deplasează pistonul cu suprafața A . În loc de tije, pistonul se sprijină pe o pârghie rotitoare, de lungime $\frac{D}{2}$.

Volumul dislocat la o rotație a pistonului va fi (pentru pompă):

$$V_1 = \pi \cdot D_1 \cdot A_1 \quad 2.9$$

iar volumul dislocat în unitatea de timp (debitul), va fi:

$$Q_1 = n_1 \cdot V_1 \quad 2.10$$

Volumul de lichid, respectiv debitul transmis motorului vor fi:

$$V_2 = \pi \cdot D_2 \cdot A_2 \quad 2.11$$

și

$$Q_2 = n_2 \cdot V_2 \quad 2.12$$

Cum motorul preia integral aceste mărimi de la pompă, $Q_1 = Q_2$ și

$$n_1 \cdot V_1 = n_2 \cdot V_2, \text{ rezultând } \frac{n_2}{n_1} = \frac{V_2}{V_1}.$$

Momentul pompei va fi forța ori brațul:

$$M_1 = A_1 \cdot p \cdot \frac{D_1}{2} \quad 2.13$$

înlocuind $A_1 = \frac{V_1}{\pi \cdot D_1}$ se obține:

$$M_1 = \frac{V_1}{\pi \cdot D_1} \cdot p \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{V_1 \cdot p}{2 \cdot \pi} \quad 2.14$$

și analog pentru motor:

$$M_2 = \frac{V_2 \cdot p}{2 \cdot \pi} \quad 2.15$$

de unde raportul momentelor va fi: $\frac{M_1}{M_2} = \frac{V_1}{V_2}.$

Puterea va fi:

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1 \quad 2.16$$

$$N_1 = \frac{V_1 \cdot p}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_1 \quad 2.17$$

unde:

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

sau:

$$\frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = n_1$$

Deci:

$$N_1 = V_1 \cdot n_1 \cdot p \quad 2.18$$

sau înlocuind $n_1 = \frac{Q_1}{V_1}$, rezultă:

$$N_1 = Q_1 \cdot p \quad 2.19$$

Relația lui Bernoulli. Ecuația droselului

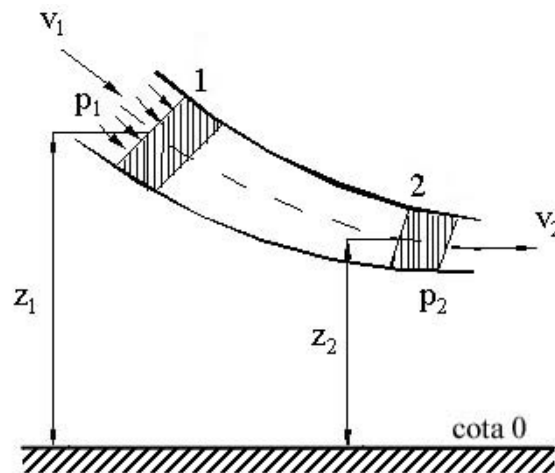


Fig. 2.3. Mișcarea lichidului printr-un tub de curent.

Considerând un fluid care curge printr-un tubul de curent reprezentat în figura 2.3, relația lui Bernoulli se poate scrie sub forma:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z_2 \quad 2.20$$

unde, pentru secțiunile 1 și 2:

- p - presiunea fluidului;
- v - viteza fluidului;
- z - înălțimea;
- g - accelerația gravitațională;
- ρ - densitatea fluidului.

În cazul mișcării permanente a fluidelor ideale incompresibile sau aproape incompresibile într-un câmp de forțe masice neglijabil de mici în comparație cu forțele de inerție și forțele de presiune, la trecerea printr-o rezistență diafragmatică, figura 2.4, având diferențe de înălțime foarte mici sau inexistente, relația (2.20) se poate rescrie sub forma:

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} \quad 2.21$$

Considerând că ariile secțiunilor $A_2 \ll A_1$, figura 2.4, atunci vitezele de curgere a lichidului sunt: $v_2 \gg v_1$. Astfel:

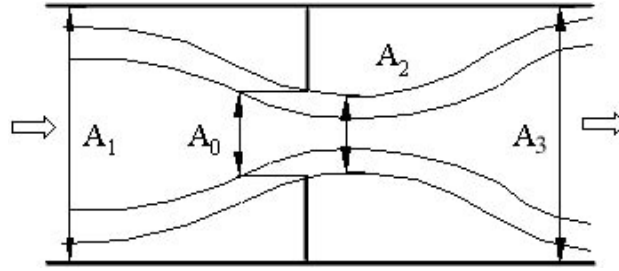


Fig. 2.4. Curgerea fluidului prin rezistența diafragmatică.

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} \quad 2.21$$

Înlocuind relația (2.7) în (2.21), pentru secțiunea A_2 obținem:

$$Q = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 2.22$$

Între ariile secțiunilor A_0 și A_2 există relația de dependență:

$$A_2 = \alpha_k \cdot A_0 \quad 2.23$$

unde α_k este coeficientul de contracție în spatele diafragmei, având valori cuprinse între 0,6 ...1. Atunci:

$$Q = \alpha_k \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 2.24$$

În secțiunea 3, în care fluxul de fluid își recapătă forma inițială, din relația lui Bernoulli, (2.20), rezultă:

$$Q = \alpha_k \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 2.25$$

unde: $\Delta p = p_1 - p_3$, sau:

$$Q = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad 2.26$$

în care: $k = \alpha_D \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, iar α_D este un coeficient care ține seama de pierderile prin frecare, de impact, etc.

3. MAȘINI HIDRAULICE. POMPE ȘI MOTOARE

3.1. POMPE CENTRIFUGALE

3.1.1. Considerații generale

Din punct de vedere fizic, funcționarea unei pompe constă în transformarea energiei mecanice furnizate de către un motor în energie a fluidului (hidraulică). Energia generată în fluid de către pompă permite acestuia învingerea rezistențelor hidraulice și atingerea unei înălțimi geodetice.

Energia generată este distribuită uniform masei de fluid în pompă, creșterea ei specifică are o evoluție liniară, și reprezintă sarcina (înălțimea) pompei:

$$H_{pompa} = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad 3.1$$

sau:

$$H_{pompa} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2 - \alpha_1 \cdot v_1^2}{2g} \quad 3.2$$

unde:

- γ - greutatea specifică a fluidului;
- g - accelerația gravitațională;
- v - viteza fluidului.

Astfel, în general putem spune că sarcina pompei (înălțimea de pompare) este definită de suma creșterilor de presiune (statice) și creșterilor energiei cinetice (dinamice).

Al doilea termen al relației (3.2) este de obicei mult mai mic decât

primul, iar dacă diametrele la intrare și ieșire sunt identice ($d_1 = d_2$, atunci $v_1 = v_2$) și $\alpha_1 = \alpha_2$, atunci acesta este zero, rezultând:

$$H_{pompa} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{p_{pompa}}{\gamma} \quad 3.3$$

Gradul de descărcare a unei pompe este denumit capacitate sau debit, fiind notat cu Q .

Puterea, N , este definită ca fiind energia generată de pompă în debitul fluid într-un interval de timp:

$$N = Q \cdot \gamma \cdot H_{pompa} \quad 3.4$$

Ca orice alt tip de dispozitiv acționat, o pompă consumă mai multă energie decât poate genera. Raportul dintre puterea dezvoltată de pompă și puterea de antrenare a acesteia definește randamentul pompei:

$$\eta = \frac{N}{N_0} \quad 3.5$$

Puterea consumată, necesară antrenării pompei, este:

$$N_0 = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_{pompa}}{\eta} \quad 3.6$$

și ținând cont de relația (3.3) avem:

$$N = \frac{Q \cdot p_{pompa}}{\eta} \quad 3.7$$

relație utilizată pentru alegerea motorului de antrenare a pompei.

Pentru determinarea randamentului total al unei pompe, sunt luate în considerare trei categorii de pierderi de energie: pierderi hidraulice datorate frecărilor fluidului și turbulențelor, pierderi de volum datorate scurgerilor prin interstițiile interne și pierderi mecanice datorate frecărilor din lagăre, cu carcasa, etc.

Deși pompele utilizate în practică sunt foarte diferite din punct de vedere constructiv și funcțional, ele pot fi totuși grupate în două categorii mari:

1. Pompe rotodinamice, având curgere radial-centrifugală, mixtă sau axială sau turbine;
2. Pompe cu deplasament, care includ pompele cu pistoane și cele rotative.

3.1.2. Determinarea ecuațiilor de bază ale pompelor centrifugale

Principiul de funcționare al pompelor centrifugale este descris în paragrafele următoare. Subansablul funcțional principal este rotorul cu palete (figura 3.1), care este antrenat în mișcare de rotație la turații mari. Acesta accelerează fluidul care intră în pompă crescându-i atât presiunea cât și viteza absolută, conducându-l spre orificiul de ieșire al corpului spiralat al pompei. Datorită forței de interacțiune dintre palete și fluid, energia mecanică a pompei antrenate este transformată în energie de curgere a fluidului.

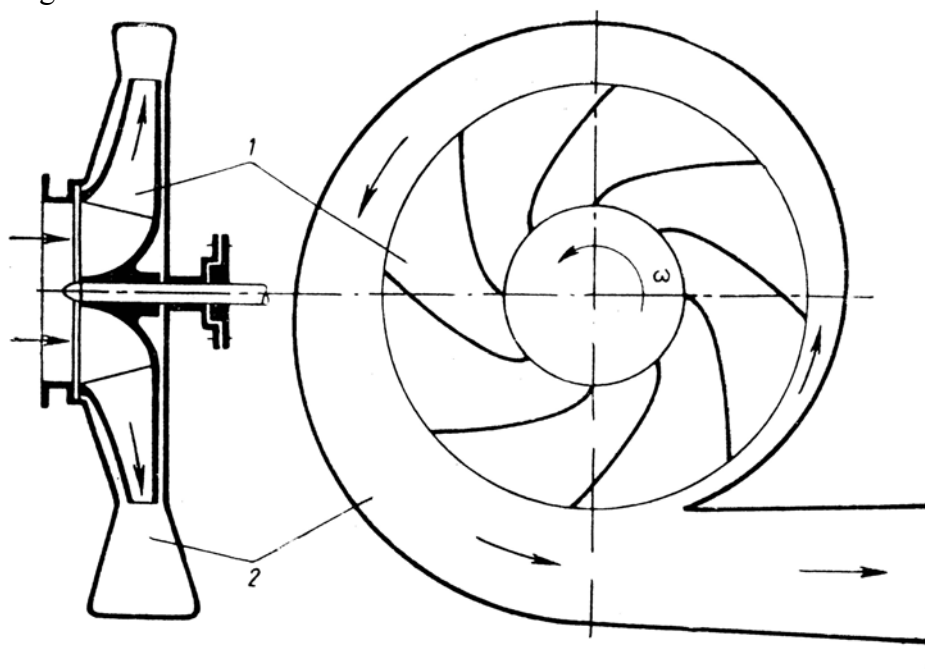


Fig. 3.1. Pompă centrifugală.

1 - rotor cu palete

2 - corpul pompei

Forma corpului pompei conduce fluidul spre orificiul de ieșire, energia cinetică a acestuia fiind parțial convertită în energie de presiune.

Rotorul cu palete al pompei centrifugale (figura 3.2) este format din două discuri, unul fiind montat pe arbore, iar al doilea (discul

acoperior) este cuplat de primul prin intermediul paletelor, formând astfel între aceste zone un orificiu numit "gură de aspirație". Paletele sunt curbate cilindric sau după suprafețe complexe. Fluidul intră prin centrul rotorului de-a lungul axei de rotație prin gura de aspirație și curge radial spre exteriorul pompei, printre palete, fiind distribuit în jurul întregii circumferințe a carcasei.

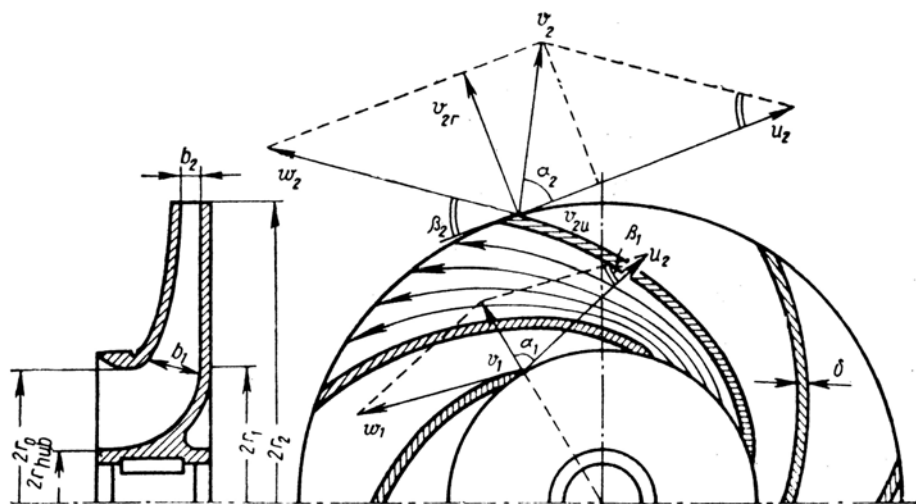


Fig. 3.2. Schema curgerii prin rotorul cu paletă a pompei centrifugale.

În deplasarea sa printre paletă, fluidul execută două tipuri de mișcări: mișcare de transport (prin rotația paletelor) și mișcare relativă față de rotor. Vectorul vitezei absolute v a fluidului poate fi considerat ca sumă vectorială a vitezei periferice u și vitezei relative w . Umărind mișcarea unei particule de fluid care alunecă de-a lungul paletă, se poate schița un paralelogram al vitezelor, între viteza de intrare a particulei de fluid pe paletă și viteza de ieșire, având în vedere faptul că viteza relativă w este tangentă paletă, iar viteza periferică u este tangentă cercului concentric cu rotorul, corespunzător poziției particulei. Acest paralelogram al vitezelor poate fi trasat pentru orice punct al paletă. Indicele 1 este asociat secțiunii de intrare, iar 2 secțiunii de ieșire de pe paletă.

Unghiul dintre vectorii viteză absolută și viteză periferică este notat cu α , iar unghiul dintre tangenta la paletă și tangenta la

cicumferința rotorului, trasată în direcție opusă sensului de rotație este notat cu β , păstrându-se convenția pentru indici. În general unghiul α se schimbă odată cu performanțele pompei, de exemplu turația de antrenare n a rotorului (viteza u) și debitul Q (viteza w). Unghiul β impune înclinația paletelor în fiecare punct, și în consecință nu depinde de performanțele pompei.

Pentru determinarea ecuațiilor de bază ale pompelor centrifugale este necesară stabilirea următoarelor ipoteze:

1. Rotorul este alcătuit dintr-un număr infinit de palete cu grosime zero ($z = \infty$, $\delta = 0$). Cu alte cuvinte, presupunem o curgere identică prin canalele dintre palete a fluidului aflat în mișcare relativă, corespunzătoare geometriei paletelor, iar vitezele depind doar de rază și sunt aceleași pentru o rază de cerc dată. Acest lucru este posibil în cazul în care fiecare "fir de fluid" este ghidat de propriul canal. Acest model de curgere este prezentat schematic, pentru un canal, în figura 3.2.

2. Randamentul pompei este unitar ($\eta = 1$), adică nu există pierderi de energie, iar energia consumată la antrenarea acesteia este convertită integral în energie hidraulică. Presumpția este validă în cazul fluidului ideal, a inexistenței scurgerilor și frecărilor în interiorul pompei.

Astfel, pentru facilitarea dezvoltării modelului matematic al pompelor centrifugale s-a recurs la idealizarea performanțelor acesteia. Deasemenea, pompa centrifugală a cărei parametri sunt $z = \infty$ și $\eta = 1$, va fi denumită pompă ideală. După analizarea acestui caz ideal se va putea trece la variante constructive de pompe centrifugale reale.

În continuare vor fi analizate și dezvoltate ecuația puterilor și ecuația momentelor. Considerăm puterea de antrenare a arborelui pompei egală cu energia cedată fluidului de către pompă:

$$M \cdot \omega = Q \cdot \gamma \cdot H_{t\infty} \quad 3.8$$

unde:

- M - momentul la arborele rotorului;
- ω - viteza unghiulară a rotorului;
- $H_{t\infty}$ - sarcina dezvoltată de pompa ideală sau creșterea energiei specifice a fluidului în pompă (indicii t și ∞ corespund convenției adoptate anterior).

3.2. POMPE CU DEPLASAMENT

3.2.1. Considerații generale. Principii de funcționare

Metoda transformării energiei mecanice în energie hidraulică a pompelor cu deplasament este, principial, diferită față de cea a pompelor rotodinamice. Astfel, aceste pompe refulează spre consumatori volume intermitente de fluid, în funcție de particularitățile constructive a fiecăreia. Elementele care formează volumul de lucru, indiferent de forma lor, separă (izolează) zona de aspirație față de cea de refulare, prevenind astfel reîntoarcerea fluidului hidraulic spre rezervor. Cu alte cuvinte, caracteristica acestor mașini hidraulice volumice constă în faptul că procesul de aspirație - refulare este realizat discontinuu, volum cu volum. Debitul acestor pompe este fluctuant, într-o măsură mai mare sau mai mică, în funcție de varianta constructivă.

În sistemele de acționare hidraulică, ele pot îndeplini atât funcția de generator cât și de motor și funcționează în cele mai multe cazuri cu ulei. Cu toate acestea, în construcții speciale, pot vehicula și alte lichide. Pompele volumice realizează presiuni mari care pot ajunge în anumite condiții până la 750 bari, fiind construcții compacte, robuste și fiabile.

Principiul de funcționare al pompelor cu deplasament, conduce la exprimarea debitului lor teoretic (ideal), sub următoarea formă:

$$Q_t = \frac{V \cdot z \cdot n}{60} = \frac{V_u \cdot n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{sec}] \quad 3.26$$

unde:

- V - volumul caracteristic al fiecărui spațiu format între elementele interioare;
- z - numărul volumelor (spațiilor) de aspirație - refulare;
- n - turația de antrenare a pompei;
- V_u - volumul unitar, volumul de fluid transportat dinspre aspirație spre refulare la o rotație completă a arborelui de antrenare a pompei;
- Q_t - debitul teoretic al pompei, în cazul unui fluid incompresibil și fără prezența scurgerilor interne și cavitației.

În funcție de modul în care sunt formate volumele de lucru, pompele cu deplasament pot fi clasificate astfel:

- pompe cu piston;
- pompe rotative.

3.2.2. Pompe cu piston

Principiul de funcționare a acestora constă în deplasarea unui piston în corpul pompe, figura 3.8. Prin aceasta se crează o variație de volum care asigură aspirația și refularea lichidului.

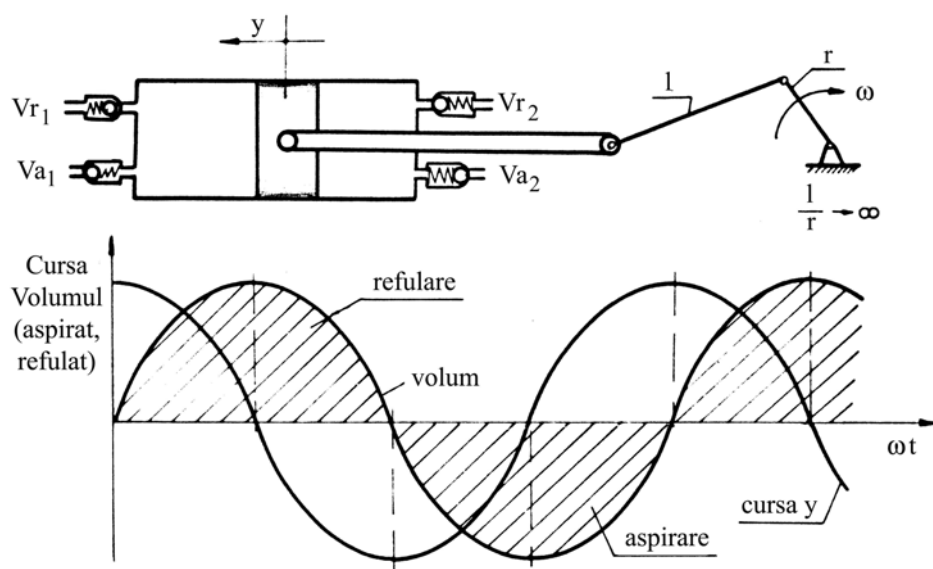


Fig. 3.8. Schema funcțională a pompei cu piston.

În acest caz, la aspirație ventilul de reținere V_a se deschide, iar presiunea atmosferică va umple pompa. La refulare V_a se închide, deschizându-se ventilul de reținere V_r . La acest tip de pompă, datorită separării aspirației de refulare, presiunea în conducta de refulare poate crește nelimitat (datorită unei sarcini), ceea ce impune folosirea ventilelor de siguranță. Dezavantajul acestei pompe constă în faptul că debitul este

pulsator. Prin creșterea numărului de pistoane, se poate crește gradul de constanță al debitului. Pulsația debitului poate fi redusă substanțial dacă pompa are dublu efect, adică ambele fețe ale pistonului sunt active, aspirația și refularea având loc simultan în intervalul $[\pi, 2\pi]$.

La această categorie de pompe mișcarea pistoanelor este realizată de obicei cu ajutorul unor arbori cotiți (came), mecanisme cu excentric, etc. Tot aici pot fi incluse și pompele cu plunjer, cu membrană, sau alte tipuri constructive care au același principiu de formare a volumului de aspirație - refulare.

De regulă pompele cu pistoane sunt livrate cu ventile de reglare a debitului pentru fluidul vehiculat de camerele de lucru, ventile care își autoreglează gradul de deschidere în funcție de presiunea dezvoltată.

Aceste mașini obțin performanțele cele mai bune în construcțiile orizontale, la care puterile pot ajunge la 1500 KW, iar debitele până la valori de 1 m³/min. În construcțiile verticale puterile și debitele obținute sunt mai mici, de 150 KW, respectiv 0,15 m³/min. Deși presiunile obținute pot să depășească 300 bari, ele funcționează la turații de antrenare relativ mici. Din acest considerent gabaritul acestor pompe este de regulă mult mai mare decât al pompelor centrifugale cu volume unitare similare. Pompele cu pistoane acționate mecanic sunt utilizate în industria chimică și petrolieră pentru vehicularea fluidelor viscoase, și la centralele termoelectrice pentru alimentarea cazanelor de aburi. Pompele de capacitate mică sunt larg utilizate în diverse domenii de aplicație. Cu toate acestea, în sistemele de alimentare cu apă, ele au fost înlocuite de către pompele centrifugale sau cele rotative.

3.2.3. Pompe rotative

Pompele rotative refulează fluid sub presiune prin simpla rotație a elementelor care formează volumele de aspirație - refulare sau prin combinarea unor mișcări de rotație și oscilație a acestora. Orice pompă rotativă este compusă dintr-o parte staționară (carcasă, stator) și una mobilă (rotativă) care posedă unul sau mai multe elemente de formare a volumelor de aspirație - refulare.

Principiul de funcționare a pompelor rotative constă în aspirația fluidului între elementele interioare care formează volumul de lucru, transportul acestuia pe circumferință spre zona de ieșire și refularea lui sub presiune în rețeaua de conducte a instalației.

Aceste pompe nu necesită ventile pentru zonele de aspirație și refulare, făcând astfel posibilă funcționarea lor și ca motor. Lipsa elementelor de antrenare de tip arbore cotit, permite funcționarea acestora la turații mari, de până la 5000 rot/min și chiar mai mult.

Numărul volumelor de aspirație - refulare care formează volumul unitar al pompei este mai mare decât în cazul pompelor cu pistoane (de la 3 până la 12, față de 1-3 a celor cu pistoane, prezentate anterior). În plus, fluxul aproape continuu al uleiului care este aspirat din rezervor și refulat spre circuit, le conferă un grad mult mai mare de uniformitate a debitului.

Aceste avantaje le-au impus utilizarea în multe domenii, inclusiv construcția de aeronave, unde sunt utilizate la alimentarea cu combustibil a motoarelor, la sistemele de ungere, cât și în transmisiile hidraulice de putere ale acestora.

Pompele rotative pot clasificate din punct de vedere constructiv astfel:

1. *Pompe cu roți dințate*, care pot fi cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți (cu angrenare exterioară sau interioară), care refulează fluidul la un unghi drept față de axa de rotație a elementelor de formare a volumului de aspirație - refulare.
2. *Pompe cu șuruburi*, la care refularea fluidul este realizată de-a lungul axelor de rotație al șuruburilor.
3. *Pompe cu palete*, în care fluidul este aspirat în spațiul creat de stator, rotor și palete.
4. *Pompe cu pistonase*, axiale sau radiale față de axa de rotație a arborelui de antrenare, în care fluidul este aspirat în spațiile create prin deplasarea pistonaselor în rotor sau blocul cu pistonase.

3.2.3.1. Pompe cu roți dințate

Pompele cu roți dințate, figura 3.9, sunt de regulă construite dintr-o pereche de roți dințate cilindrice cu dinți drepți, 2 și 3, etanșate periferic de carcasa închisă 1 (cu excepția zonelor de aspirație și refulare) și lateral prin așa-numiții ochelari cu bușe. Uleiul care intră prin orificiul de aspirație sub acțiunea presiunii atmosferice, umple spațiile în creștere create prin ieșirea dinților din angrenare, fiind apoi transportat la periferia roților, în golurile 4, spre orificiul de refulare. Linia de contact a dinților roților aflați în angrenare permite izolarea celor două zone cu presiuni diferite, prevenind astfel întoarcerea uleiului dinspre zona de refulare spre rezervor. Oricum, o parte din ulei este transportat înapoi spre zona de aspirație, deoarece spațiile dintre dinți (golurile) sunt cu ceva mai mari decât dinții roților.

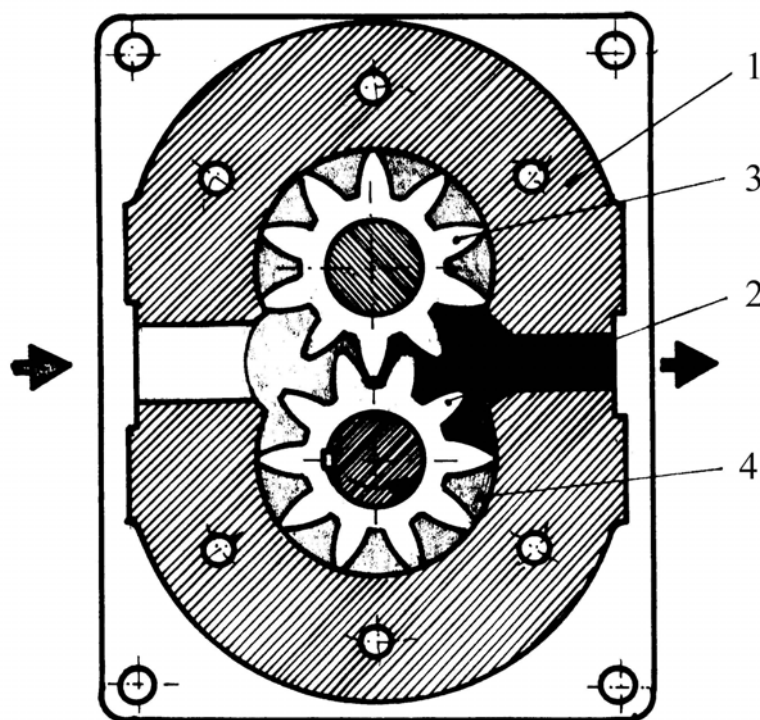


Fig. 3.9. Pompă cu roți dințate.

Volumul caracteristic al acestor pompe este dat de volumul golurilor roților V_g la o rotație completă a arborelui de antrenare, în ipoteza că acesta este egal cu volumul dinților și gradul de acoperie $\varepsilon = 1$.

Astfel volumul danturat al unei roți este:

$$V_{danturat} = \pi \cdot D \cdot 2m \cdot b \quad 3.27$$

unde:

- D - diametrul primitiv al roților;
- m - modulul;
- b - lățimea.

Volumul golurilor unei roți este:

$$\frac{V_{danturat}}{2} = \pi \cdot D \cdot m \cdot b$$

iar volumul golurilor a două roți (volumul unitar) va fi:

$$V_u = 2\pi \cdot D \cdot m \cdot b \quad 3.28$$

sau:

$$V_u = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$$

unde:

- z - numărul de dinți;
- h - înălțimea dintelui.

Debitul pompei va fi:

$$Q = V_u \cdot n \cong 2\pi \cdot D \cdot m \cdot b \cdot n \quad 3.29$$

Numărul de dinți recomandat pentru construcția roților acestor pompe este $z = 6$ (8) ... 12.

Pompele cu roți dințate cilindrice cu angrenare exterioară pot asigura în mod uzual volume unitare: $V_u = 0,4 \dots 1200 \text{ cm}^3$ și presiuni de până la 200 bari, fiind larg utilizate datorită simplității constructive pentru sisteme de ungere, răcire, mașini-unelte, prese, etc.

Dintre caracteristicile de bază ale pompelor cu roți dințate cu angrenare exterioară pot fi menționate: volumul unitar fix, zgomotul redus, pulsația relativ scăzută debitului, caracteristici bune de aspirație putând fi utilizate pentru fluide cu o gamă largă de viscozități.

În figura 3.10 sunt prezentate componentele de bază ale pompei cu roți dințate.

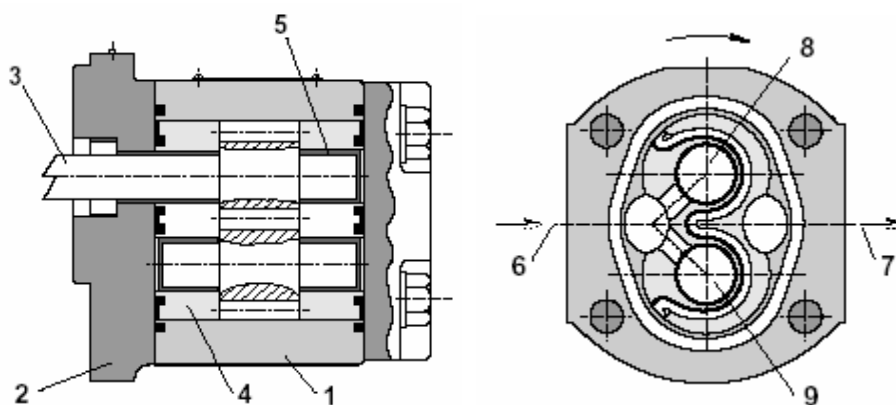
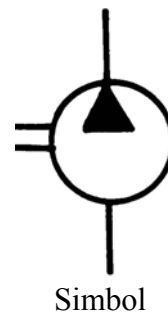


Fig. 3.10. Pompă cu roți dințate cu angrenare exterioară.

- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1 - carcasă; | 6 - orificiu de aspirație; |
| 2 - capac(flanșă); | 7 - orificiu de refulare; |
| 3 - arbore de antrenare; | 8 - arbore conducător; |
| 4 - ochelar cu bușe; | 9 - arbore condus. |
| 5- lagăr; | |

Unul din componentele funcționale cu un rol deosebit de important este ochelarul cu bușe 4. Construcția acestuia permite descărcarea, prin canale special prevăzute, uleiului sub presiune închis între dinții aflați în angrenare, evitând astfel strivirea acestuia și apariția cavitației. De asemenea constituie suport pentru bușele (lagărele) care susțin roțile dințate.

Pentru pompele care funcționează la presiuni mari (> 100 bari) este importantă realizarea automată a etanșării laterale a roților dințate. Jocul axial este compensat prin realizarea pe fața laterală exterioară a ochelarului cu bușe a unor câmpuri de presiune axiale, legate cu zona de refulare, izolate cu inele de etanșare, figura 3.11. Această soluție constructivă, prin suprafețele ermetizate care sunt comprimate diferențial, oferă avantajul unei uzuri mai uniforme a roților și a discurilor frontale.

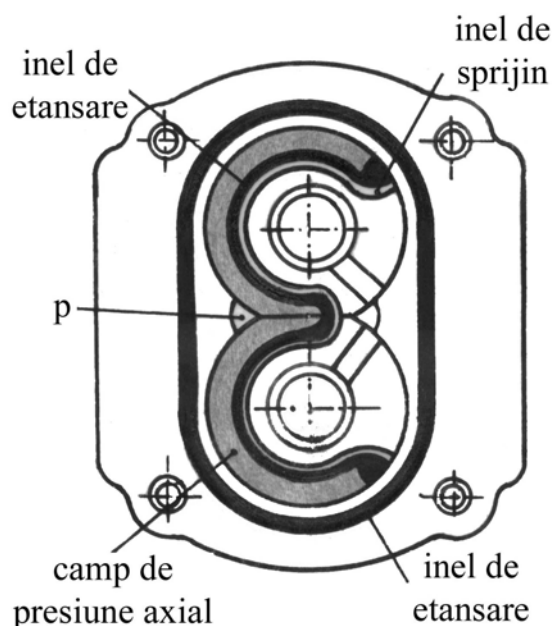


Fig. 3.11. Dispunerea câmpurilor de presiune axiale.

Aceste câmpuri de presiune sunt astfel concepute încât să fie mai mari decât cele care acționează dinspre interior, cu un raport de $1,2 \dots 1,4$.

O altă soluție este aceea a apăsării diferențiale dinspre exterior cu ajutorul unor pistonase de diametre diferite.

Pompe cu angrenaj interior

Aceste pompe prezintă, comparativ cu cele cu angrenaje exterioare, avantaje datorate în special angrenării interioare: angrenare mai mare, construcții mai favorabile, datorită dispunerii centrale a axului de antrenare, etanșare mai bună. Variația debitului este de asemenea mai mică, fapt care conduce la o funcționare cu zgomot mai mic. Combinând aceste avantaje cu metodele de compensare se pot obține randamente foarte bune, cât și presiuni de lucru mai mari.

În figura 3.12 este prezentată principial construcția unei pompe cu angrenaj interior. Roțile dințate, pinionul 2 și roata condusă 4, sunt dispuse relativ central în corpul pompei 1, separația dintre zona de aspirație și cea de refulare realizându-se cu ajutorul unui element în formă de semilună 3.

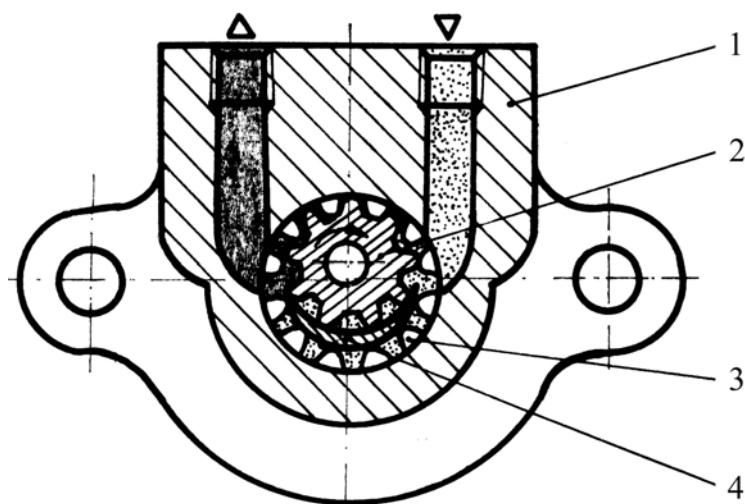


Fig. 3.12. Pompă cu angrenaj interior.

Aceste pompe pot fi construite cu volume unitare cuprinse în gama: $V_u = 0,4 \dots 12000 \text{ cm}^3$, și presiuni de până la 315 bari.

În figura 3.13 sunt prezentate schematic componentele unei construcții reale de pompă cu angrenaj interior.

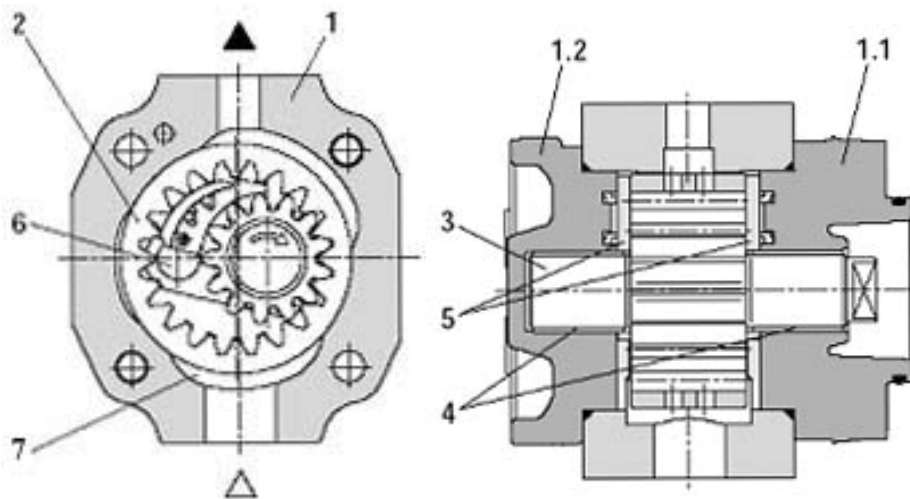


Fig. 3.13. Componentele pompei cu angrenaj interior.

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| 1 - corpul pompei; | 5 - discuri laterale; |
| 1.1, 1.2 - capace frontale; | 6 - element de etanșare(virgulă); |
| 2 - roata dințată interior; | 7 - camera de aspirație. |
| 4 - lagăre; | |

Pentru micșorarea forțelor de frecare și forțele din lagărele 4, camera de refulare este redusă la dimensiuni minime posibile.

Forțele axiale sunt compesate cu ajutorul discurilor laterale 5, cu care sunt create câmpuri de presiune proporționale cu presiunea de lucru.

Pulsația debitului, deci și zgomotul, se poate reduce printr-o dințare corespunzătoare unei evolvente scurtate.

Pompe orbitale DANFOSS

Pompa orbitală, prezentată schematic în figura 3.14, poate fi privită ca o variantă constructivă a pompelor cu roți dințate cu angrenaj interior, care însă nu mai necesită elemente de separație de tip semilună sau virgulă, aceasta realizându-se prin construcția adecvată a profilelor.

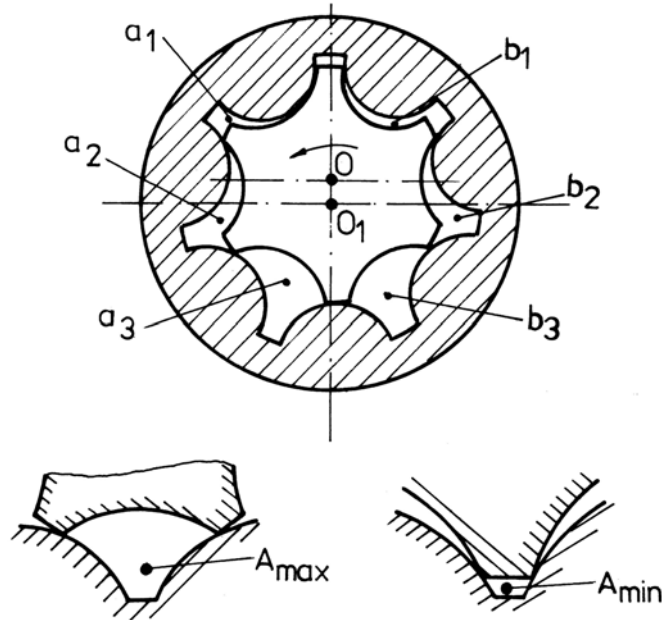


Fig. 3.14. Pompă orbitală DANFOSS.

Rotorul dințat, cu z dinți, plasat excentric, în punctul O_1 , va antrena în mișcare de rotație inelul statoric. Rotorul va executa practic o mișcare planetară. Conform sensului de rotație adoptat în figură, volumele a_1 , a_2 și a_3 se vor afla în creștere (producând aspirația), iar b_1 , b_2 și b_3 în descreștere (producând refularea), canalele corespunzătoare aspirației și refulării fiind plasate în capacele laterale.

Volumul unitar al pompei este:

$$V_u = b \cdot (z + 1) \cdot (A_{\max} - A_{\min}) \quad 3.30$$

Asemenea pompe se construiesc pentru volume unitare de până la 150 cm^3 și presiuni de până la 100 bari.

3.2.3.2. Pompe cu șuruburi

Pompele cu șuruburi respectă același principiu funcțional ca și pompele cu roți dințate, însă cinematica lor este tridimensională. Dintre avantajele lor, se pot menționa debitul aproape uniform și turațiile mari la care pot fi antrenate.

Pompa este compusă din trei șuruburi, figura 3.15, cel din mijloc fiind conducător (celelalte conduse), cu raportul de transmisie 1. Profilul acestora este cicloidal, șurubul conducător având filet pe dreapta, iar cele conduse pe stânga. Cele două canale ale șuruburilor exterioare împreună cu șurubul conducător și carcasa formează un spațiu închis A, care se deplasează dinspre aspirație spre refulare, fără să-și schimbe volumul, sub forma unei piulițe de fluid. În zona de aspirație ieșirea profilului exterior al unui șurub din golul celuilalt va determina creșterea volumului menționat, la refulare producându-se fenomenul invers, în sensul descreșterii volumului.

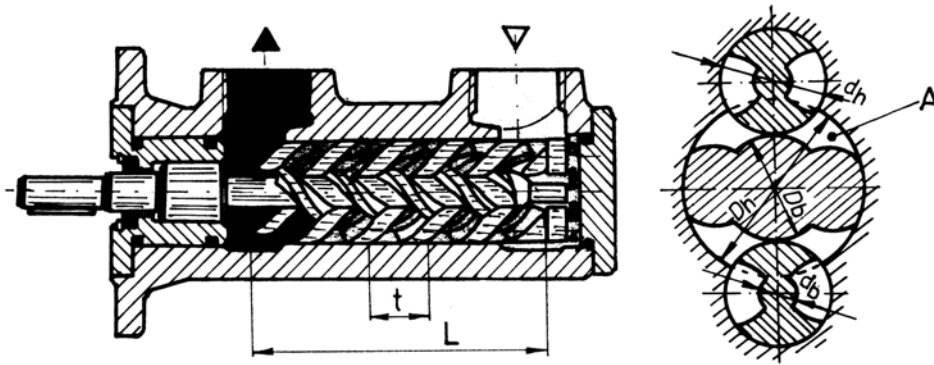


Fig. 3.15. Pompă cu trei șuruburi.

Pompele cu șuruburi sunt mașini cu volum unitar constant, compacte și silențioase, cu un grad foarte mare de uniformitate a debitului, putând fi antrenate la turații foarte mari. Aceste pompe sunt construite pentru domenii: $V_u = 2 \dots 800 \text{ cm}^3$ și presiuni de lucru de până la 200 bari.

Dimensiunea caracteristică pentru aceste construcții este

diametrul interior d_h , al șurubului condus, în funcție de care sunt raportate toate celelalte dimensiuni diametrale și axiale, figura 3.15. Astfel:

$$D_b = d_h \quad (\text{rostogolire fără alunecare}) \quad 3.31$$

$$D_h = \frac{5}{3} \cdot d_h \quad 3.32$$

$$d_b = \frac{1}{3} \cdot d_h \quad 3.33$$

$$t = \frac{10}{3} \cdot d_h \quad 3.34$$

Pentru a se putea asigura o bună izolare a camerei de aspirație față de cea de refulare, lungimea minimă a șuruburilor trebuie să fie:

$$L_{\min} \cong 1,25 \cdot t \quad 3.35$$

Din considerente practice, în funcție de căderea de presiune Δp , lungimea se corectează cu un coeficient cuprins între (1,5 ... 8)·t.

La extremitatea corespunzătoare zonei de aspirație șuruburile formează cu capacul lagăre hidrostactice, alimentate de la zona de refulare, pentru a compesa forțele axiale care iau naștere prin mișcarea de rotație a șuruburilor. Dimensiunea recomandată a acestora fiind:

$$D = 1,82 \cdot d_h \quad (\text{la șurubul conducător}) \quad 3.36$$

$$d = 0,67 \cdot d_h \quad (\text{la șurubul condus}) \quad 3.37$$

Volumul unitar al pompelor cu șuruburi este definit de relația:

$$V_u = 4,16 \cdot d_h^3 \quad 3.38$$

Pentru determinarea debitului, în practică este utilizată relația:

$$Q = \frac{d_h^3 \cdot n \cdot \eta_{vol}}{240} \quad [\text{l/min}] \quad 3.39$$

unde randamentul volumic este: $\eta_{vol} = 0,75 \dots 0,95$.

În practică pot fi întâlnite variante constructive de pompe cu două, trei sau mai multe șuruburi.

3.2.3.3. Pompe cu palete

Pompele cu palete sunt construite atât în varianta cu volum unitar reglabil, cât și cu volum unitar fix, fiind des utilizate în diverse domenii.

Pompe cu palete cu volum unitar reglabil

Din punct de vedere constructiv aceste pompe constau dintr-un inel statoric și un rotor montat excentric față de acesta, în care pot culisa în direcție radială, în canale special prevăzute acestui scop, paletetele, figura 3.16. Datorită forței centrifuge este menținut în permanență contactul dintre vârful paletelor și inelul statoric.

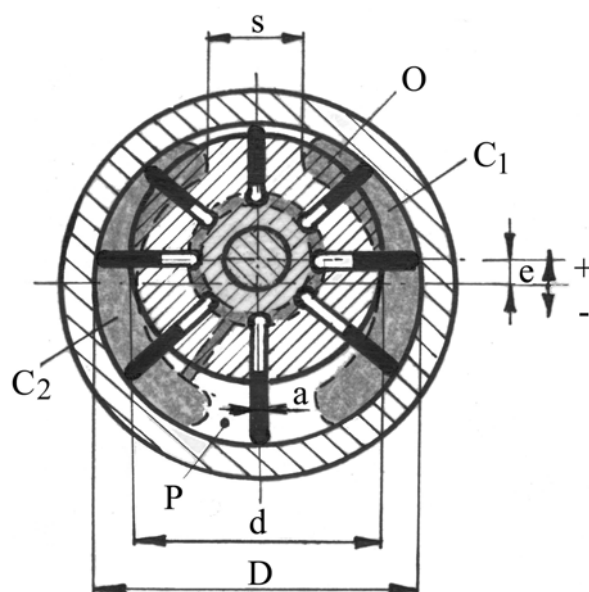


Fig. 3.16. Schița principală a pompei cu palete.

Uleiul este aspirat din canalul C₁ în spațiul aflat în creștere O, dintre paletete, rotor și stator, fiind transportat spre canalul de refulare C₂ și forțat să iasă din spațiul P aflat în scădere, prin reîntrirea paletetelor în rotor. Distanța s între cele două canale de aspirație și refulare trebuie să fie mai mare decât distanța dintre două paletete pentru a separa cele două zone de lucru. Modificarea excentricității se realizează prin deplasarea

statorului, rezultând modificarea volumului unitar, care în cazul excentricității maxime este exprimat de relația:

$$V_u = b \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} - a \cdot z \cdot (D - d) \right] \quad 3.40$$

și

$$e = \frac{D - d}{2} \quad 3.41$$

unde:

- D - diametrul interior al inelului statoric;
- d - diametrul rotorului;
- e - excentricitatea (distanța dintre centrul rotorului și statorului);
- z - numărul de palete;
- b - lățimea paletei;
- a - grosimea paletei;

Numărul de palete la aceste pompe este de regulă 10 ... 12, fiind construite pentru volume unitare ce pot atinge 800 cm³ și presiuni de până la 100 bari. Limitarea la această valoare a presiunii derivă din faptul că rotorul nu este descărcat de forțele de presiune radiale mari, care acționează pe o suprafață mare. Creșterea numărului de palete conduce la un grad de uniformitate mai mare a debitului pompei.

În figura 3.17 este prezentată schematic o variantă constructivă de pompă cu palete, la care atât aspirația cât și refularea se realizează extern, prin arborele fix.

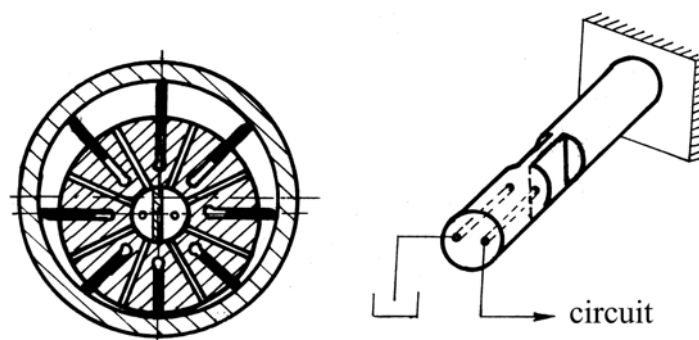


Fig. 3.17. Principiul aspirației și refulării prin arborele fix.

O variantă de pompă cu palete cu reglaj automat al volumului unitar în funcție de presiunea de refulare este prezentată în figura 3.18.

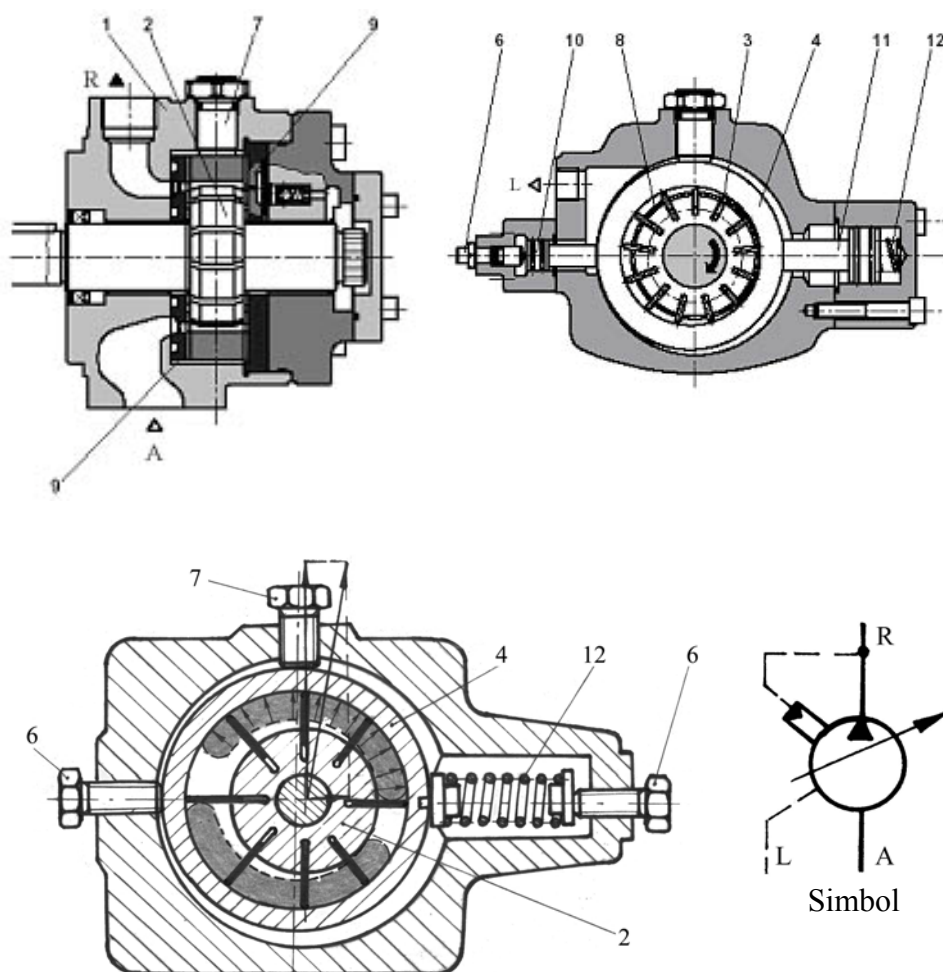


Fig. 3.18. Pompă cu palete cu reglaj automat al volumului unitar.

Statorul 4 este un inel concentric inițial cu rotorul 2. Arcul 12 prin intermediul tijei 11 va deplasa statorul spre rotor, aducându-l în poziția de excentricitate, forța arcului fiind reglată cu șurubul 6. Statorul este ghidat tangențial cu șurubul de înălțime 7.

Presiunea, creată de sarcina din circuit, acționează asupra interiorului statorului, pe partea corespunzătoare zonei de refulare, iar asimetria canalelor de aspirație și refulare va da naștere unei forțe axiale care acționează împotriva arcului 12. În momentul în care forța de presiune depășește forța indusă în arc, statorul se va deplasa spre excentricități mai mici, debitul pompei autoreglându-se la valoarea necesară. În situația în care consumatorul nu mai preia debit, presiunea va fi menținută constantă și vor fi acoperite doar pierderile de debit, scurgerile.

Pompe cu palete cu volum unitar fix

Una din cele mai utilizate pompe cu palete cu volum unitar fix este pompa cu dublă acțiune (DUPLEX), figura 3.19, fabricată pentru domeniile: $V_u = 3 \dots 500 \text{ cm}^3$ și presiuni de până la 175 bari.

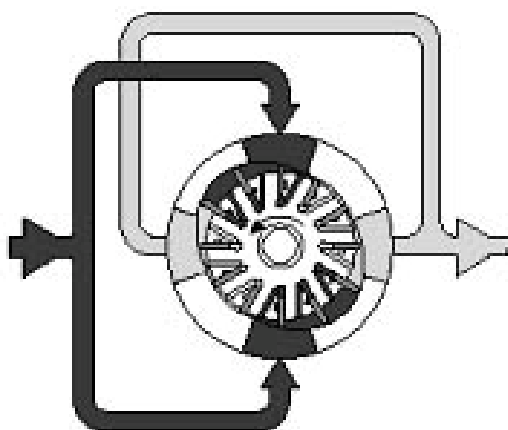


Fig. 3.19. Pompă cu palete cu dublă acțiune.

Inelul statoric al acestor pompe are un alezaj dublu excentric sau multi excentric, constituit din arce de cerc cu raze diferite, racordate prin curbe arhimedice, sinusoidale, parabolice, etc., care asigură ca accelerația paletelor (forța de inerție) să aibă o valoare finită. Astfel, la o rotație completă, volumele de lucru vor crește și descrește de două sau mai multe ori, producând număr de aspirații și refulări corespunzător.

Unele pompe sunt prevăzute cu perechi de palete, figura 3.20, în scopul micșorării frecării acestora de stator. Teșirea în sens contrar asigură o bună echilibrare a spațiilor a și b, care sunt legate prin rezistența hidraulică c. Deoarece în zona de aspirație nu este necesară o forță de apăsare mare pe stator, spațiul b va fi conectat cu conducta de aspirație.

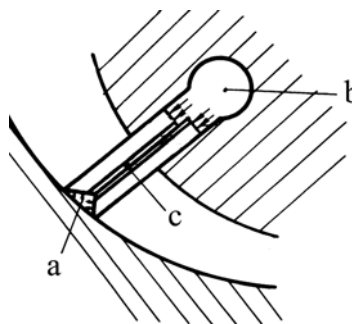


Fig. 3.20

O altă soluție de descărcare a paletelor este utilizarea construcției cu intrapaletă, figura 3.21 a, la care spațiul 1, dintre paletă și intrapaletă este conectat la presiunea de refulare, în timp ce partea inferioară și superioară sunt conectate alternativ la aspirație sau refulare, în funcție de poziția rotațională momentană, prin intermediul canalelor 2.

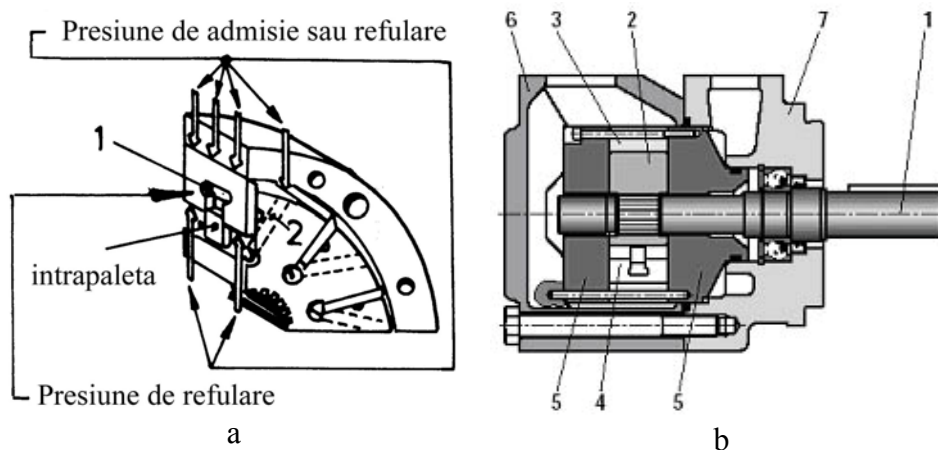


Fig. 3.21. Pompă cu intrapaletă.

Componentele principale ale pompei cu intrapaletă sunt prezentate în figura 3.21 b, unde:

- | | |
|--------------------------|-------------------------------|
| 1 - arbore de antrenare; | 5 - oglinzi de distribuție; |
| 2 - rotor; | 6 - corpul pompei, |
| 3 - inel statoric; | 7 - capac-flanșă de prindere. |
| 4 - paleta; | |

O altă categorie de pompe cu palete cu volum unitar fix sunt cele care permit interschimbabilitatea cartușelor cu palete, figura 3.21. Au performanțe ridicate, nivel mic de zgomot, fiind fabricate cu deplasamente ce variază între 16 ... 150 cm³, iar presiunea de lucru poate atinge 210 ... 300 bar.

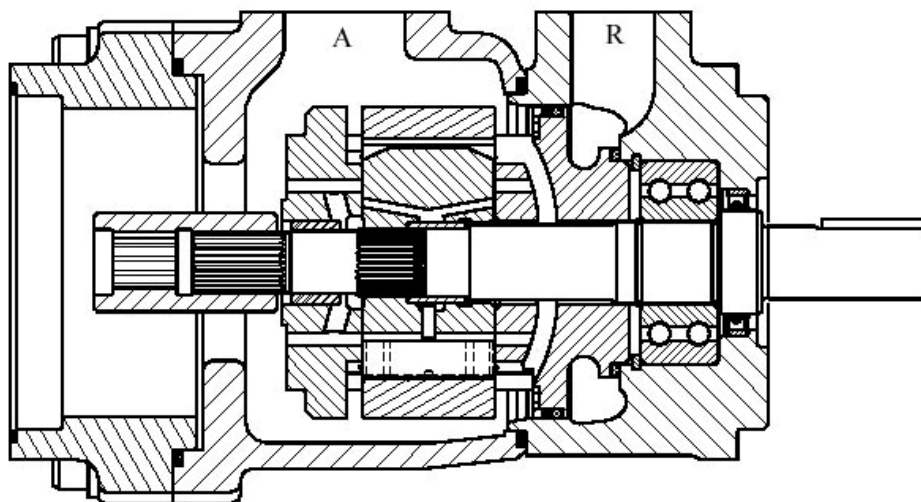


Fig. 3.22. Pompă cu palete cu cartuș interschimbabil.

Pompele cu palete (și nu numai) pot fi ușor cuplate pentru a realiza pompe multiple cu o singură intrare, sau cu intrări individuale, figura 3.23. Acest concept de modularizare permite adaptarea pompelor la aplicații diverse, care solicită debite diferite, dar la valori fixate inițial.

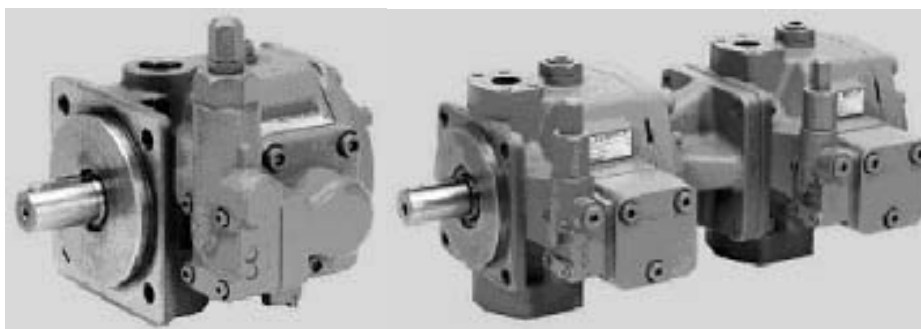


Fig. 3.23. Bloc modular de pompe cu palete.

3.2.3.4. Pompe cu pistonase

Clasificarea pompelor cu pistonase se poate face din mai multe puncte de vedere, în aplicațiile practice fiind întâlnite două categorii constructive mari, în funcție de modul de dispunere a pistonaselor:

- pompe cu pistonase radiale;
- pompe cu pistonase axiale.

Deasemenea ambele tipuri constructive pot fi realizate în varianta cu volum unitar fix sau reglabil.

Pompele cu pistonase pot realiza debite mari și presiuni de lucru de până la 500 bari, antrenate fiind la turații de maxim 3000 rot/min.

Pompe cu pistonase radiale

Aceste mașini, în construcții limită, realizează volume unitare mari: $V_u = 0,4 \dots 15000 \text{ cm}^3$ și presiuni de 160 ... 630 bari.

La anumite construcții de pompe cu pistonase radiale, rotorul, este montat excentric și este prevăzut cu mai multe orificii cilindrice în care oscilează pistonasele în timpul rotației acestuia, figura 3.24.

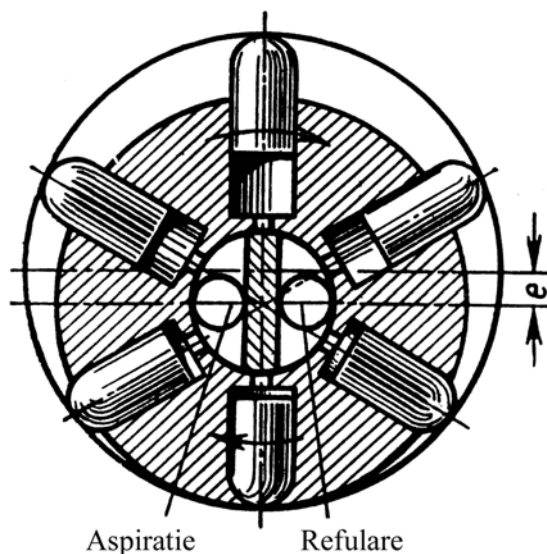


Fig. 3.24. Schița principală a pompei cu pistonase radiale.

Prin antrenarea rotorului camerele pistonăşelor sunt conectate pe rând la orificiile de aspiraţie, respectiv de refulare din arborele fix. Astfel, pe rând fiecare piston va aspira ulei din rezervor, refulându-l apoi în circuit, în funcţie de poziţia sa rotaţională.

Volumul unitar al acestei pompe este format practic de suma volumelor fiecărui piston la o rotaţie completă:

$$V_u = \frac{\pi \cdot d^2}{4} 2 \cdot e \cdot z \quad 3.42$$

unde:

- d - diametrul pistonului;
- e - excentricitatea statorului;
- z - numărul de pistoane.

Volumul unitar poate fi reglat prin modificarea excentricităţii statorului.

Există variante constructive cu stator poliprofilat, figura 3.25, la care se produc mai multe oscilaţii ale pistonăşelor la o rotaţie completă a rotorului, acesta fiind dispus concentric cu statorul.

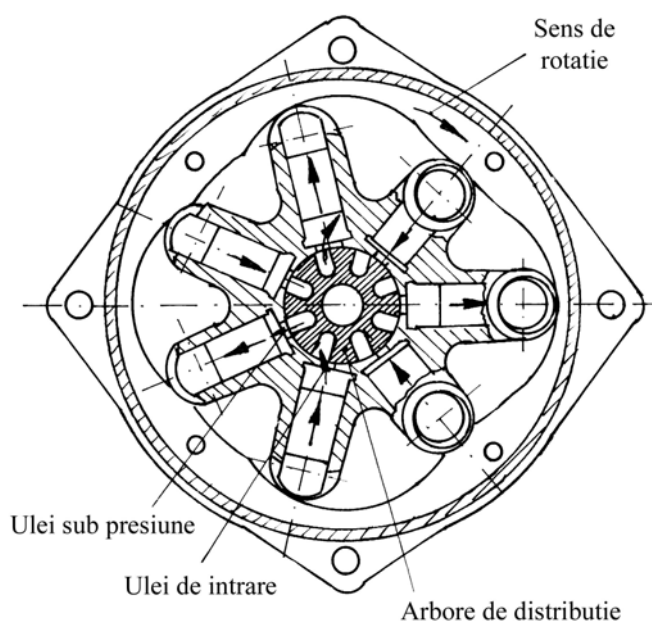


Fig. 3.25. Schiţa pompei cu pistonăşe radiale cu stator poliprofilat.

În figura 3.26 este prezentată schița principală a unei pompe cu pistonăse radiale cu sprijinire interioară a pistoanelor, acestea oscilând în stator, fiind acționate de excentricul C.

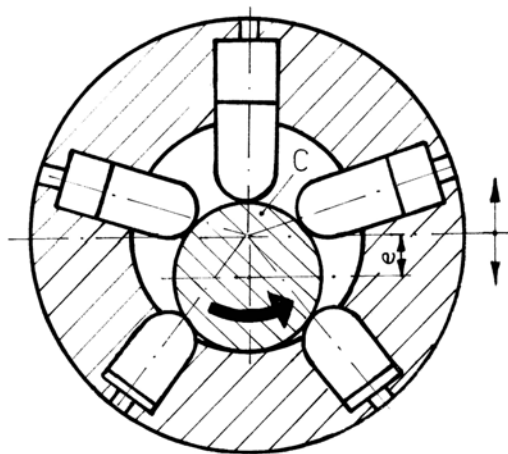


Fig. 3.26. Schița pompei cu pistonăse radiale cu sprijinire interioară.

Construcția pompei prezentate anterior este redată în figura 3.27.

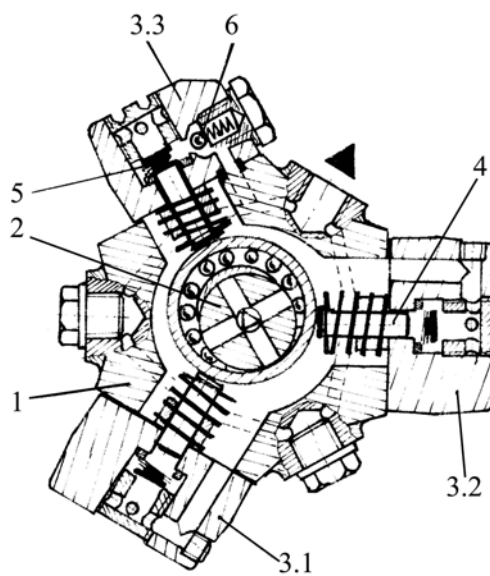


Fig. 3.27. Construcția pompei cu pistonăse radiale cu sprijinire interioară.

Arborele cu excentric 2 va realiza, prin rotire, oscilația pistonășelor 4 dispuse radial în satorul 1. Aspirația și refularea se realizează prin intermediul blocurilor cu supape plane 3.1, 3.2 și 3.3. Uleiul este aspirat la cursa descendentă a pistoanelor prin orificiul axial al arborelui, fiind accelerat prin canalele radiale ale acestuia. Supapele plane 5, separă zonele de aspirație - refulare ale pompei.

Construcția blocului cu supape este redată în figura 3.28.

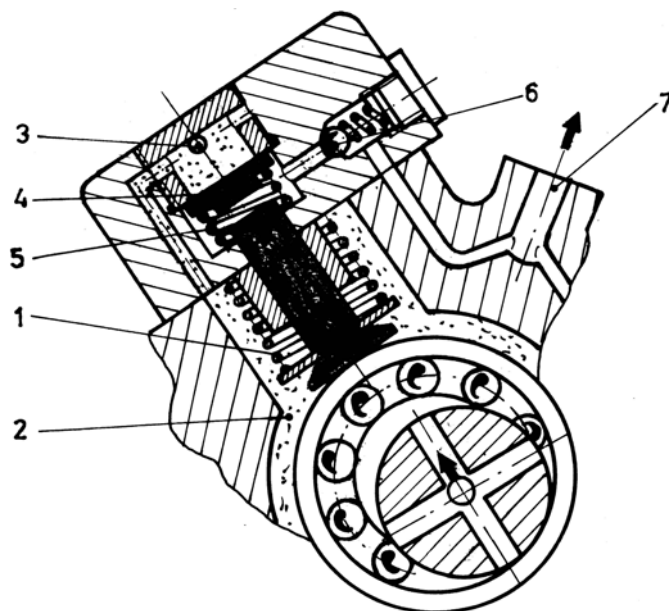


Fig. 3.28. Blocul cu supape.

Arcul 1 are rolul de a împinge pistoanele pe rulmentul excentric. Lichidul este aspirat prin gaura axială a arborelui și umple spațiul 2, de unde ajunge în spațiul 3. Supapa plană de aspirație este închisă cu un arc slab, 5. În cazul în care pistonul se deplasează spre axul pompei va provoca deschiderea supapei și prin urmare absorbția lichidului. Dacă însă pistonul se deplasează în sens invers, supapa se va închide și se va ridica bila supapei de presiune 6 de unde prin carcasă uleiul va ajunge în gaura de refulare 7.

Pompa se realizează cu 3, 5 sau 10 pistoane și cu trei excentricități diferite, atingând presiuni de până la 750 bari.

Pompe cu pistonăse axiale

Pompele cu pistonăse axiale pot realiza volume unitare cuprinse în domeniul: $V_u = 1,5 \dots 3600 \text{ cm}^3$ și presiuni de până la 400 bari.

Și la această categorie de pompe, principiul de lucru este acela al aspirației și refulării create de mișcarea oscilatorie a pistonășelor cilindrice. Mișcarea oscilatorie a pistonășelor este realizată cu disc fulant, cu disc înclinat fix sau cu tambur (bloc) port-pistoane înclinat.

Schematic, în figura 3.29 a, este prezentată construcția pompei cu pistonăse axiale cu disc fulant.

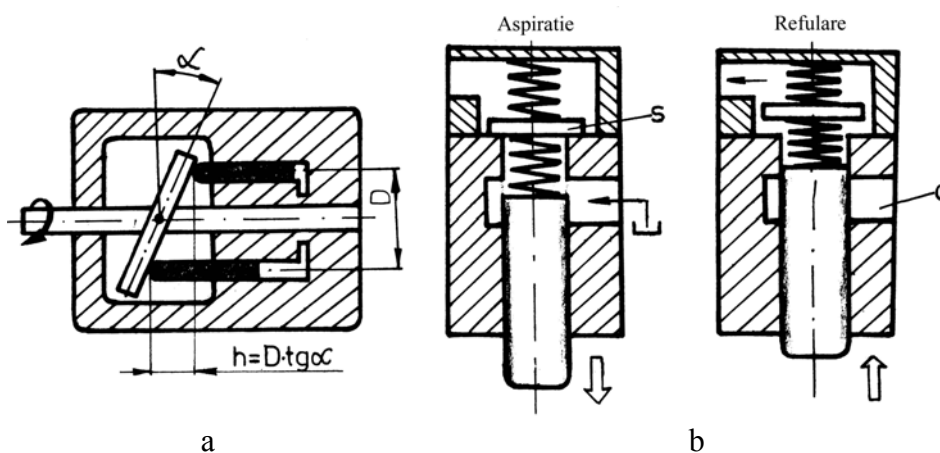


Fig. 3.29. Schița pompei cu pistonăse axiale cu disc fulant.

La această variantă constructivă aspirația și refularea se realizează prin intermediul unui bloc cu supape, figura 3.29 b, având în vedere faptul că fiecare pistonăș realizează o mișcare oscilatorie în coprul pompei, în funcție de poziția rotațională a discului fulant.

Volumul unitar al pompelor cu pistonăse axiale este exprimat de relația:

$$V_u = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot h \cdot z \quad 3.43$$

iar cursa pistonășelor:

$$h = D \cdot \text{tg} \alpha \quad 3.44$$

unde:

- D - diametrul cercului de dispunere a pistonășelor;
- d_p - diametrul pistonășului;
- h - cursa pistonășelor;
- z - numărul de pistonășe;
- α - unghiul de înclinare a discului.

În figura 3.30 este prezentată o pompă cu tambur port-pistoane rotitor și disc înclinat, la care schimbarea sensului de curgere și reglarea volumului unitar se realizează prin înclinarea discului Δ .

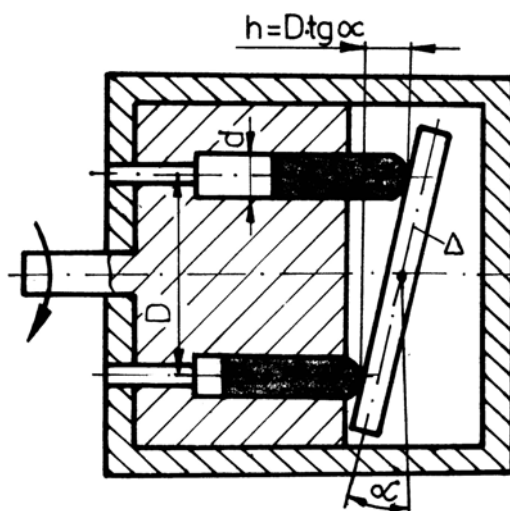


Fig. 3.30. Pompă cu tambur port-pistoane rotitor și disc înclinat.

O astfel de pompă, cu volum unitar constant, este prezentată în figura 3.31. Axul 1, lăgăruit în carcasă, acționează printr-o roată dințată (cu rol de cuplaj) tamburul port-pistoane 7. Extremitățile din stânga ale pistonășelor sunt lăgăruite sferic în saboții glisanți 3, strânși cu inelul 2. Prin alezajele din capetele sferice ale pistonășelor, uleiul aflat sub presiune ajunge la saboți, care se vor spijini hidrostatic pe planul (discul) înclinat fix 8. Distribuția uleiului are loc prin discul cu fante 6, numit disc de comandă. Tamburul port-pistoane 7 este presat de către uleiul de refulare spre acest disc, iar atunci când uleiul nu este sub presiune

apăsarea se realizează de către un arc. Prin alezajul L se scurge uleiul pierdut la presiune joasă.

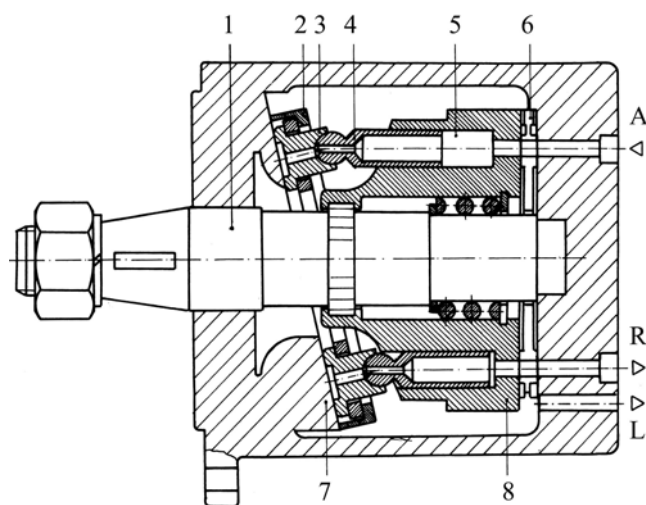


Fig. 3.31. Construcția pompei cu tambur rotitor și disc înclinat fix.

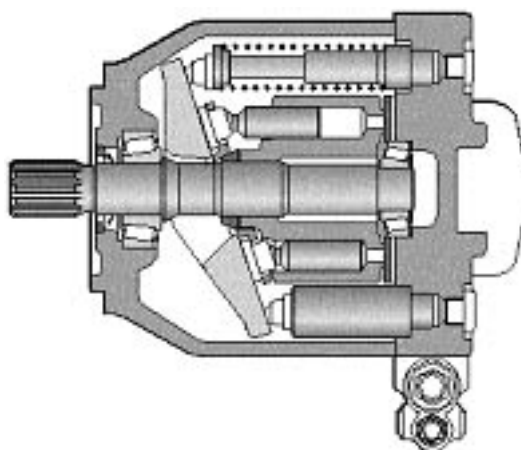


Fig. 3.32. Pompă cu pistonase axiale cu volum unitar reglabil.

În figura 3.32 este reprezentată varianta de pompă cu volum unitar reglabil și sens de parcurgere reversibil, prin înclinarea discului (lăgăruit corespunzător), înclinare obținută prin mecanismul de reglare cu piston, acționat hidraulic.

Un al treilea tip de pompă (cu pistonase axiale) este acela cu tambur port-pistoane înclinat, figura 3.33. Aici discul Δ împreună cu tamburul port-pistoane înclinat T, sunt antrenate în mișcare de rotație. Volumul unitar și sensul de parcurgere a uleiului sunt determinate de înclinarea tamburului, mai precis a corpului C.

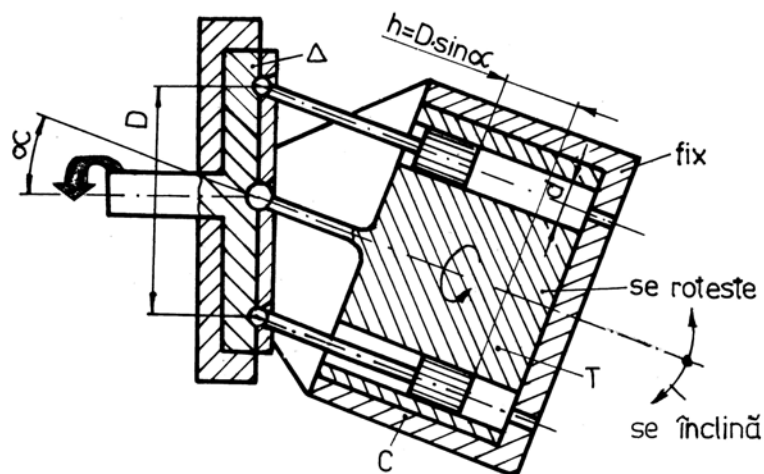


Fig. 3.33. Pompă cu tambur port-pistoane înclinat.

Și la acest tip de pompă se pot realiza variante constructive cu volum unitar fix, figura 3.34 sau cu volum unitar și sens de parcurgere a uleiului reglabile, figura 3.35.

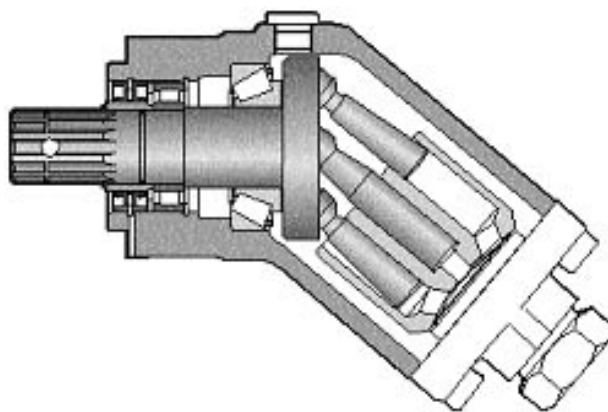


Fig. 3.34. Pompă cu tambur port-pistoane înclinat cu volum fix.

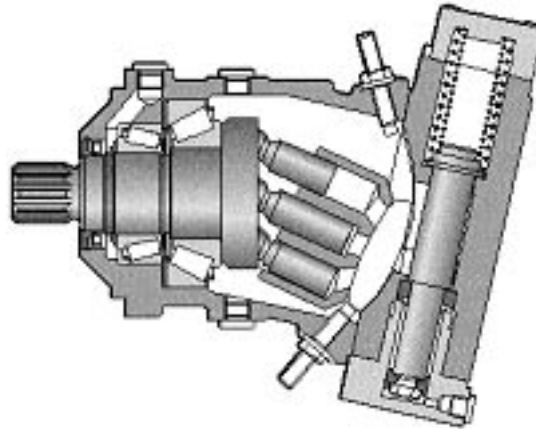


Fig. 3.35. Pompă cu tambur port-pistoane înclinat cu volum reglabil.

La majoritatea pompelor cu pistonașe axiale, aspirația și refularea se realizează printr-o oglindă de distribuție, figura 3.36, care separă zonele de presiune înaltă și joasă, de formă plană sau sferică.

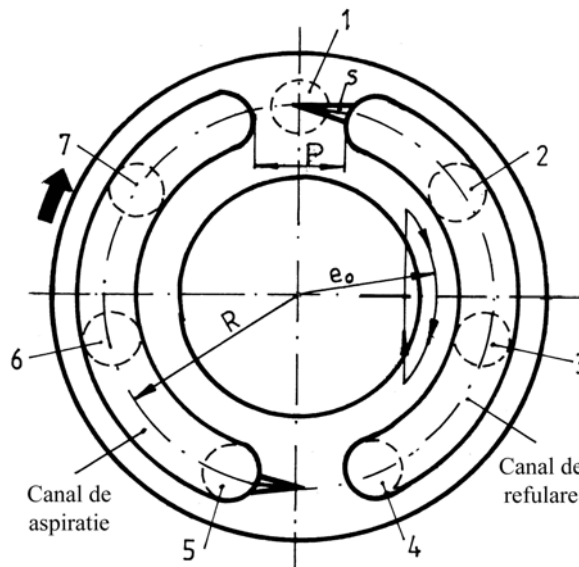


Fig. 3.36. Oglinda de distribuție.

Oglinda de distribuție servește și ca lagăr axial, pe ea fiind poziționate fantele pentru aspirație și refulare, numite și "rinichi".

În scopul reducerii zgomotului la trecerea bruscă de la aspirație la refulare (și invers) canalele se droselizează prin secțiunea S.

La unele tipuri de pompe pistonasele sunt dispuse la un unghi de $12 \dots 15^\circ$, față de axa de rotație a tamburului, figura 3.37. În asemenea construcții asupra pistoanelor acționează componente axiale forțelor centrifugale, datorate rotației tamburului, fapt extrem de avantajos și care permite utilizarea unor arcuri cu dimensiuni și forțe de apăsare mai mici.

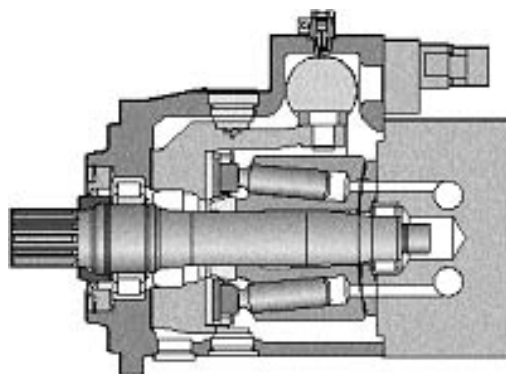


Fig. 3.37. Pompă cu pistonase dipuse înclinat în tambur.

Așa cum s-a menționat în paragrafele anterioare, debitul pompelor cu pistonase prezintă neuniformități, indiferent de varianta lor constructivă.

Investigând cinematica lor se constată că viteza relativă a pistoanelor poate fi considerată aproximativ proporțională cu sinusul unghiului de rotație α al tamburului port-piston. Astfel debitul fiecărui piston se modifică în funcție de acest unghi și timpul de rotație t .

Debitul total al pompei poate fi atunci determinat prin compunerea (însumarea) ordonatelor curbilor sinusoidale ale fiecărui piston, figura 3.38.

Se poate concluziona că un număr mai mare de elemente de pompare (pistonase, palete) conduce la un grad de neuniformitate mai mic al debitului. Interesant de menționat este însă faptul că, o pompă cu un număr impar de pistonase generează un debit cu mult mai uniform decât una cu număr par de elemente de pompare. În consecință, în practică se utilizează pompe cu trei, cinci, șapte sau nouă pistonase.

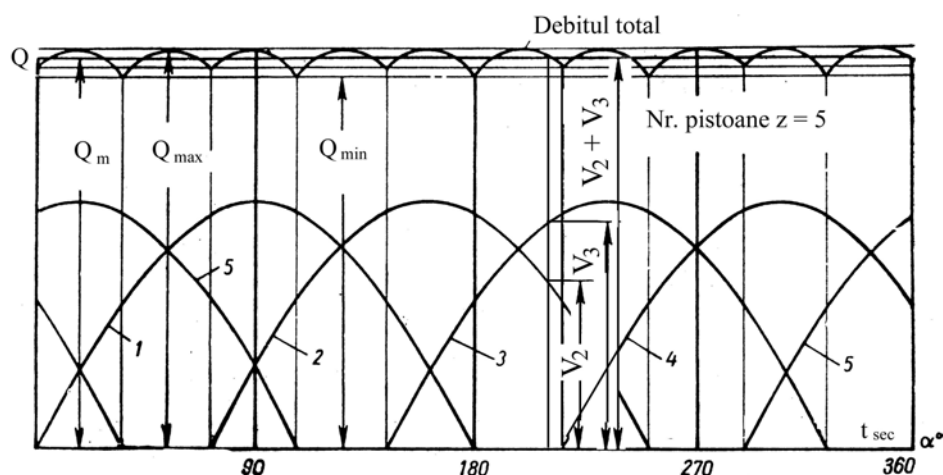


Fig. 3.38. Curbele caracteristice ale unei pompe cu 5 pistonase.

Gradul de neuniformitate al debitului unei pompe cu număr impar de elemente de pompare, poate fi exprimat prin relația aproximativă, dezvoltată de Ackerman, și este:

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{med}}} \cdot 100 = \frac{125}{z^2} [\%] \quad 3.45$$

Atât pompele cu palete, cât și cele cu pistonase, pot proiectate astfel încât să genereze un debit variabil, fără schimbarea turației de antrenare. Acest lucru este posibil prin modificarea volumului geometric, prin ajustarea corespunzătoare a excentricității dintre rotor și stator la pompele cu palete și cele cu pistonase radiale, sau a unghiului de înclinare a discului fulant ori a tamburului port-piston la pompele cu pistonase axiale.

3.2.4. Curbele caracteristice ale pompelor cu deplasament

Curbele caracteristice ale unei pompe sunt dependente de presiunea și debitul pe care acestea le pot genera, la o turație constantă de antrenare.

Debitul unei pompe cu deplasament nu este dependent de presiunea care ia naștere în fluidul de lucru. În consecință, curba

caracteristică teoretică a pompei într-un sistem de coordonate $p - Q$, la turație n constantă, este o dreaptă paralelă cu ordonata, și care tinde spre infinit. Curbele caracteristice teoretice pentru o pompă antrenată la două turații diferite sunt prezentate cu linie întreruptă în figura 3.39.

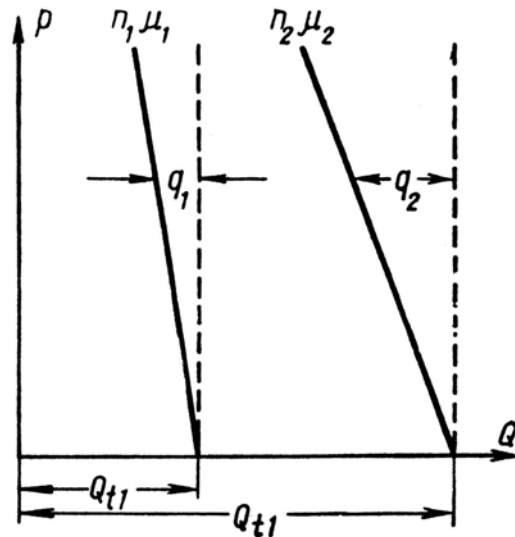


Fig. 3.39. Curbele caracteristice ale unei pompei rotative pentru două turații de antrenare distincte.

Astfel, să poate spune că, teoretic, o pompă cu deplasament, este capabilă dezvoltă presiuni foarte mari, indiferent de turația de antrenare sau de debitul acesteia. În realitate, datorită scurgerilor prin interstiții, caracteristica reală diferă destul de mult față de cea teoretică. În orice construcție reală există interstiții create între elementele aflate în mișcare și părțile staționare, prin care parte din debitul de fluid sub presiune al pompei se întoarce spre zonele de joasă presiune. Acest debit de scurgere prin interstiții va fi notat cu q .

Considerând interstițiile create de dimensiuni foarte mici, debitul de scurgere va fi direct proporțional cu presiunea generată de pompă și invers proporțional cu viscozitatea fluidului vehiculat de aceasta la un ordin de putere subunitar. Experimental, pentru pompele cu roți dințate s-a stabilit că acest ordin de putere este $m = \frac{1}{2}$, putând fi adoptat cu destul

de mare certitudine și pentru celelalte tipuri de pompe.

Debitul pierdut prin scurgerile prin intersiții este:

$$q = A \cdot \frac{P_{pompa}}{\mu^m} \quad 3.46$$

unde:

- A - constantă dependentă de mărimea interstițiilor

(construcția pompei) și independentă de turația de antrenare.

Considerentul pentru care variabila m este adoptată experimental cu valoare subunitară, este în principal acela al încălzirii uleiului la trecerea prin intersiții și implicit scăderea viscozității acestuia.

Debitul efectiv Q al unei pompe cu deplasament este mai mic decât debitul ei teoretic Q_t , putând fi exprimat de relația:

$$Q = Q_t - q = \frac{V_u \cdot n}{60} - A \cdot \frac{P_{pompa}}{\mu^m} \quad 3.47$$

sau:

$$Q = \eta_v \cdot Q_t \quad 3.48$$

unde:

- η_v - randamentul volumetric al pompei.

Curbele caracteristice ale pompei pentru această situație sunt reprezentate cu linie continuă, în coordonate $p - Q$ în figura 3.39.

Micșorarea debitului de surgeri prin interstiții poate fi obținută prin utilizarea unor fluide hidraulice cu viscozități mai mari. Deviațiile de la curbele caracteristice ale pompelor pot apărea și datorită umplerii incomplete ale volumelor de lucru sau apariției fenomenului cavitațional.

Trasarea curbelor caracteristice ale pompei după relația (3.48) conduce spre o altă metodă de determinarea a acestora, ținând cont de evoluția condițiilor de funcționare de la (n_1, μ_1) la (n_2, μ_2) .

Astfel se poate scrie relația de proporționalitate:

$$\frac{Q_{t1}}{Q_{t2}} = \frac{n_1}{n_2}$$

de unde:

$$Q_{t2} = Q_{t1} \cdot \frac{n_2}{n_1} \quad 3.49$$

Exprimând debitul de scurgeri prin interstiții la presiuni identice pentru cele două cazuri, obținem:

$$\frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^m$$

de unde:

$$q_2 = q_1 \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right)^m \quad 3.50$$

Conform valorilor obținute pentru debitul teoretic Q_{t2} și cel al scurgerilor q_2 , se poate trasa, ca în figura 161, curba caracteristică a unei pompe, pentru $n_2 > n_1$ și $\mu_2 < \mu_1$.

Curbele caracteristice debit - turație de antrenare (Q - n), pentru μ = constant, la câteva presiuni de lucru constante, sunt reprezentate în figura 3.40.

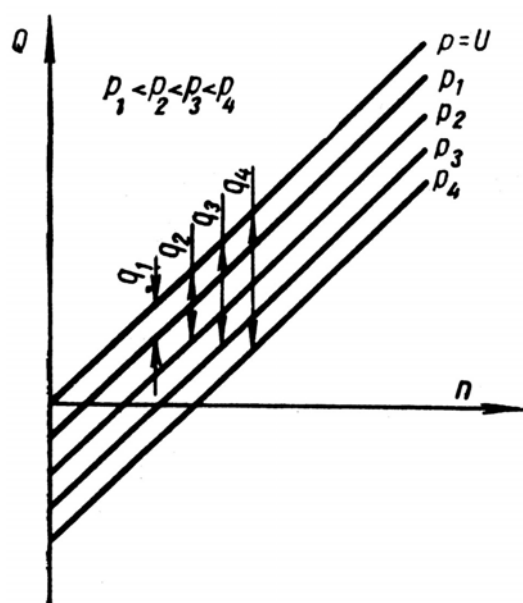


Fig. 3.40. Curbele caracteristice debit - turație de antrenare.

Rezultatul acestei reprezentări îl constituie un set de curbe aproximativ paralele (datorat independenței debitului de scurgeri q față de turația de antrenare n), fiecare corespunzând unei presiuni de lucru

constante. Panta acestor curbe este influențată în principal de debitul de scurgeri q , care crește cu presiunea de lucru.

În anumite situații de funcționare ale sistemului, pot apărea căderi abrupte ale debitului concomitent cu creșterea substanțială a presiunii de lucru, în special datorită creșterii rezistențelor în sistemul hidraulic. Aceste situații pot conduce la deteriorarea pompelor, care trebuie în anumite cazuri prevăzute cu sisteme de protecție automate, cum ar fi ventile limitatoare de presiune sau ventile de ocolire, figura 3.41.

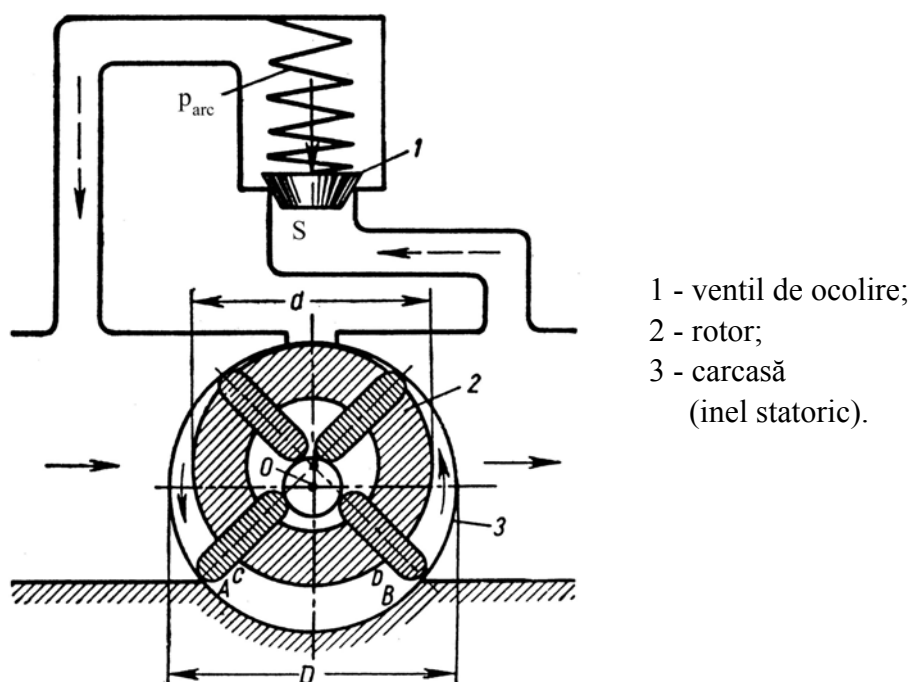


Fig. 3.41. Pompă prevăzută cu ventila de ocolire.

Curba caracteristică a unei astfel de pompe este prezentată în figura 3.42. Porțiunea AB caracterizează funcționarea pompei în cazul în care presiunea de lucru este scăzută, iar ventila de ocolire este închis. Punctul B corespunde deschiderii ventilului de ocolire, punct în care presiunea din sistem egalează presiunea creată de arc pe suprafața supapei conice. Debitul pompei pentru porțiunea BC din curbă este definit de relația:

$$Q = Q_t - Q_{\text{ventil}} - q \quad 3.51$$

unde:

- Q_{ventil} - debitul prin ventilul de ocolire.

Punctul C corespunde momentului în care debitul util al pompei trece complet înapoi spre zona de joasă presiune, prin ventilul de ocolire.

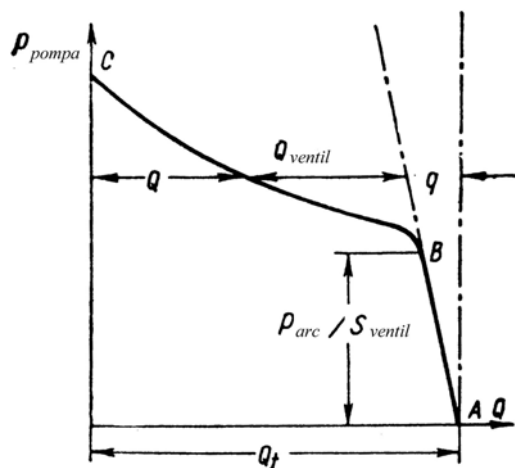


Fig. 3.42. Curba caracteristică a pompei cu ventil de ocolire.

Mult mai eficiente din punct de vedere energetic sunt construcțiile cu debit reglabil automat, prezentate anterior, figura 3.32, în care la creșterea presiunii de lucru pistonul de reglare a înclinației discului se va deplasa în direcția micșorării unghiului, determinând scăderea debitului pompei și atenuarea tendinței crescătoare a presiunii de lucru.

În figura 3.43 este prezentată curba caracteristică a unei pompei cu volum unitar reglabil. Conform acesteia, în porțiunea AB a curbei caracteristice, unghiul de înclinație a discului are valoare maximă. Începând cu punctul B acesta începe să descrească, ajungând ca în punctul C să aibă o valoare care să permită pompei doar compensarea scurgerilor care pot apărea în sistem. În cazul în care în camera arcului care menține poziția discului înclinat, presiunea este egală cu cea atmosferică, atunci panta curbei pe porțiunea BC va fi influențată doar de rigiditatea arcului, și în consecință de forța și gabaritul arcului.

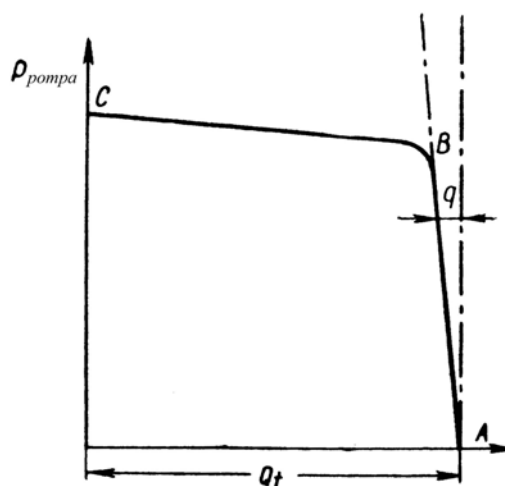


Fig. 3.43. Curba caracteristică a pompei cu volum unitar reglabil.

Asemenea dispozitive de control a debitului sunt utilizate frecvent la pompele de alimentare cu combustibil a motoarelor cu turbine și la pompele de alimentare a sistemelor hidraulice ale avioanelor.

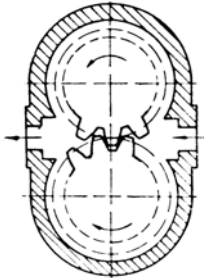
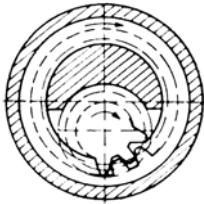
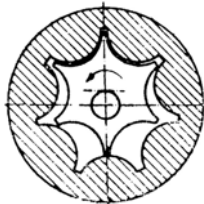
În final, pot fi subliniate câteva aspecte referitoare la performanțele și domeniile de utilizare a tipurilor de pompe studiate anterior.

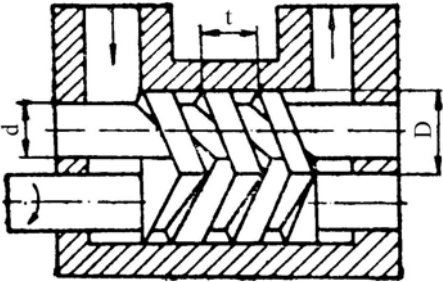
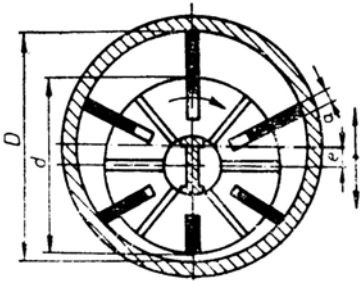
Pompele cu palete generează cele mai mici debite și presiuni dintre toate pompele cu deplasament, fiind utilizate de regulă ca și pompe de combustibil pentru motoare și mai rar pentru transmisii hidraulice de putere.

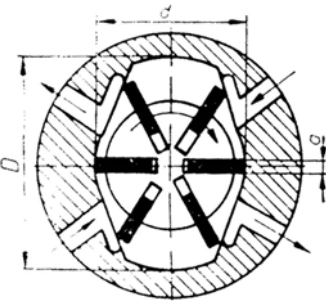
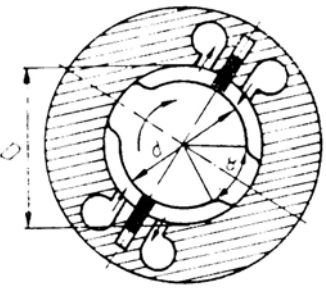
Pompele cu roți dințate pot dezvolta presiuni de până la 100 bari, iar cele care sunt echipate cu mecanisme automate de reducere și compensare a jocurilor, pot dezvolta presiuni de până la 200 bari (în unele cazuri chiar mai mari). Ca și dezavantaj se poate menționa utilizarea lor doar în sistemele care funcționează la un debit relativ constant, altfel ele trebuind prevăzute cu echipamente de protecție automate, ca ventile limitatoare de presiune sau ventile de ocolire.

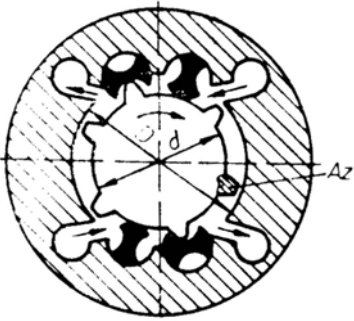
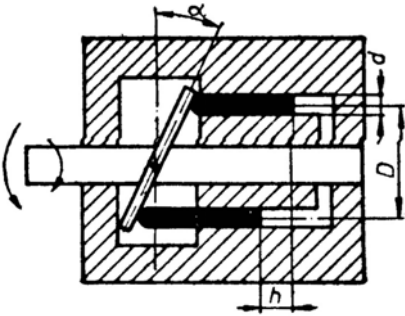
Pompele cu pistonă axiale pot fi construite în variante cu volum unitar variabil, fiind capabile să dezvolte presiuni mari, de până la 500 bari, gradul de neuniformitate al debitului putând fi micșorat prin creșterea numărului de pistonăse.

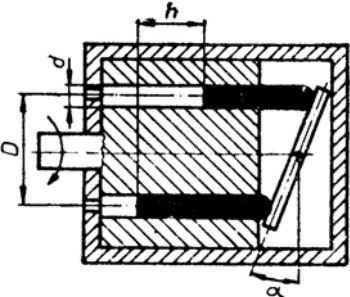
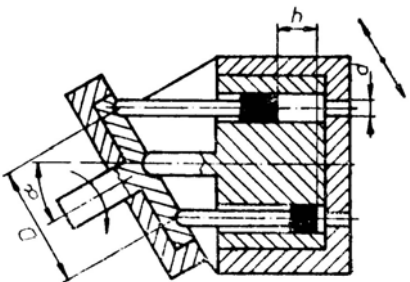
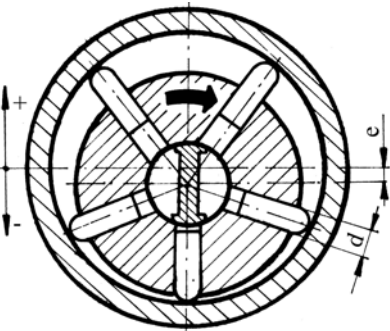
3.2.5. Pompe uzuale

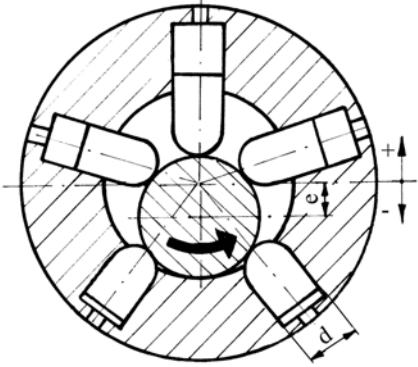
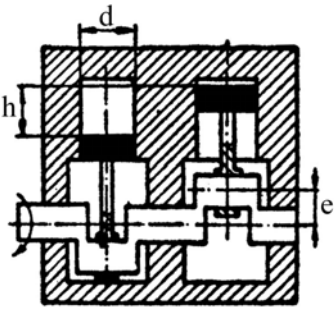
Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu roți dințate (angrenaj exterior) 	$V_u = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$ unde: - z - numărul de dinți ai unei roți; - m - modulul; - b - lățimea dintelui; - h - înălțimea dintelui. $V_u = 0,4 \dots 1200 \text{ cm}^3$ $p = 160 \dots 200 \text{ bar}$
Pompă cu roți dințate (angrenaj interior) 	$V_u = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$ unde: - z - numărul de dinți ai pinionului; - m - modulul; - b - lățimea dintelui; - h - înălțimea dintelui. $V_u = 0,4 \dots 1200 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 315 \text{ bar}$
Pompă orbitală 	$V_u = b \cdot (z + 1) \cdot (A_{\max} - A_{\min})$ unde: - z - numărul de dinți ai pinionului; - $A_{\max}$ - aria maximă a golului; - $A_{\min}$ - aria minimă a golului; - b - lățimea dintelui. $V_u \rightarrow 150 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 100 \text{ bar}$

Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu două șuruburi 	$V_u = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot t + D^2 \cdot \left(\frac{\bar{\alpha}}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \cdot t$ unde: - D - diametrul exterior al șurubului; - d - diametrul interior al șurubului; - t - pasul șurubului. $\cos \alpha = \frac{D + d}{2 \cdot D}$ $V_u = 2 \dots 800 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 200 \text{ bar}$
Pompă cu palete (cu distribuitor prin arborele fix) 	$V_u = b \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} - a \cdot z \cdot (D - d) \right]$ pentru excentricitatea: $e = \frac{D - d}{2}$ unde: - D - diametrul statorului; - d - diametrul rotorului; - b - lățimea paletei; - a - grosimea paletei; - z - numărul de palete. $V_u = 30 \dots 800 \text{ cm}^3$ $p = 16 \dots 100 \text{ bar}$

Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu palete cu dublă acțiune (Duplex) 	$V_u = k \cdot b \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} - a \cdot z \cdot (D - d) \right]$ pentru: $k = 2$ unde: - D - diametrul statorului; - d - diametrul rotorului; - b - lățimea paletei; - a - grosimea paletei; - z - numărul de palete; - k - numărul de curse duble ale paletei. $V_u = 3 \dots 500 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 175 \text{ bar}$
Pompă cu palete de închidere 	$V_u = \frac{b}{2} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (\pi - \alpha)$ unde: - D - diametrul statorului; - d - diametrul rotorului; - b - lățimea paletei; - α - unghiul la baza dintelui de pe rotor. $V_u = 4 \dots 400 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 210 \text{ bar}$

Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu rotoare de etanșare 	$V_u = \frac{\pi \cdot b}{2} \cdot (D^2 - d^2 - z \cdot A_z)$ unde: - D - diametrul statorului; - d - diametrul rotorului; - b - lățimea rotorului; - z - numărul de dinți ($z = 6$); - A_z - suprafața frontală a dintelui. $V_u = 8 \dots 1000 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 160 \text{ bar}$
Pompe cu pistonășe	$V_u = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot h \cdot z$ unde: - h - cursa pistonășului; - z - numărul de pistonășe; - d_p - diametrul pistonășului;
Pompe cu pistonășe axiale: $V_u = 1,5 \dots 3600 \text{ cm}^3$ $p \rightarrow 400 \text{ bar}$	
Pompă cu disc fulant 	$h = D \cdot \tan \alpha$ unde: - D - diametrul de dispunere a pistonășelor; - α - unghiul de înclinație a discului;

Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu disc înclinat 	$h = D \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Pompă cu tambur rotitor 	$h = D \cdot \sin \alpha$
Pompe cu pistonășe radiale: $V_u = 0,4 \dots 15000 \text{ cm}^3$ $p = 160 \dots 630 \text{ bar}$	
Pompă cu pistonășe radiale sprijinite exterior 	$h = 2 \cdot e$ unde: - e - excentricitatea.

Reprezentare schematică	Relații de calcul Valori limită pentru volum unitar și presiune
Pompă cu pistonăse radiale sprijinite exterior 	$h = 2 \cdot e$ unde: - e - excentricitatea.
Pompă cu pistoane aliniate 	$h = 2 \cdot e$ unde: - e - excentricitatea.

3.3. MOTOARE HIDRAULICE

3.3.1. Motoare hidraulice rotative

Majoritatea pompelor sunt mașini reversibile, ele putând funcționa și ca motoare hidraulice. Ca și la motoarele electrice, la care modificarea turației se realizează prin modificarea curentului rotorului, sau a intensității câmpului, la motoarele hidraulice, turația depinde de debitul de ulei care acționează motorul, ea putând fi reglată prin modificarea acestuia (corespunde reglării curentului rotorului) sau prin reglarea volumului de absorbție și refulare (care corespunde reglării intensității câmpului).

Pentru funcționarea ca și motoare hidraulice a diverselor tipuri de pompe cu deplasament, se impun următoarele observații:

- *Motoarele cu roți dințate* sunt supuse unor îmbunătățiri constructive și unui control minuțios al calității fabricației. Deoarece roțile sunt presate puternic către fețele frontale, fecările sunt mari, motiv pentru care sunt prevăzute cu suprafețe (câmpuri) de descărcare, acționate cu ulei sub presiune, având rol de lagăre hidrostatice. Sunt utilizate ca motoare hidraulice și variante constructive cu trei roți dințate (motoare Moog).
- *Motoarele cu șuruburi* necesită schimbarea sistemului de sau lagăre reversibile, pentru ambele sensuri de rotație. O caracteristică importantă a acestora este momentul de inerție mic, care asigură o pornire rapidă.
- *Motoarele cu palete* impun pentru pornire presarea paletelor pe suprafața statorului, fie prin arcuri fie prin admisia uleiului aflat sub presiune, sub paletele care ies din locaș, sau alte metode, deoarece la turație scăzută, forța centrifugă este prea mică pentru etanșare. În cazul motarelor cu palete "Duplex" încărcarea radială a axului, datorată presiunii, nu apare, acesta fiind supus doar momentelor de torsiune. Aceste motoare sunt avantajoase prin mișcarea de rotație relativ uniformă.
- *Motoarele cu pistonase* sunt cel mai des utilizate, deși mișcarea

de rotație nu este uniformă, datorită caracterului alternativ de umplere a volumelor. Totuși, pierderile minime prin etanșări și momentele mari dezvoltate le impun în diverse aplicații.

3.3.2. Motoare hidraulice rectilinii

Motoarele rectilinii servesc la transformarea energiei hidraulice în mișcare rectilie cu ajutorul ansamblului cilindru-piston și a transducerii de forțe. Forța pe care acestea o pot dezvolta este:

$$F = p \cdot a \quad 3.52$$

unde:

- p - presiunea maximă admisă;
- A - aria secțiunii pistonului.

Viteza motorului v , conform relației de continuitate, este:

$$v = \frac{Q}{A} \quad 3.53$$

Motorul unilateral acționează numai într-un sens, figura 3.44a și b, retragerea realizându-se prin greutate proprie, arc sau alt procedeu.

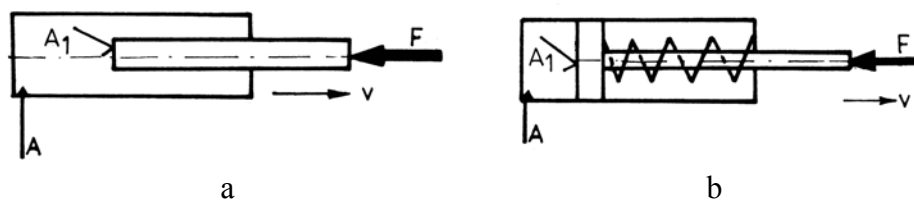


Fig. 3.44. Motoare unilaterale.

Motorul bilateral cu tijă unilaterală, figura 3.45, permite realizarea de viteze diferite, în ambele sensuri de mișcare, la același debit condus în el. Cursa de ieșire se realizează prin alimentarea cu ulei sub presiune a camerei 1 (legătura A) și evacuarea uleiului din camera 2 (legătura B). Raportul de viteză la mersul înainte și înapoi se determină prin raportul suprafețelor pistonului $\frac{A_2}{A_1}$. Respectând condiția ca

$\frac{A_2}{A_1} = 0,5$, se pot obține pentru același debit de intrare, viteze egale în ambele sensuri, cu un distribuitor special care asigură ca uleiul ieșit din camera din dreapta motorului să reentre în camera din stânga.

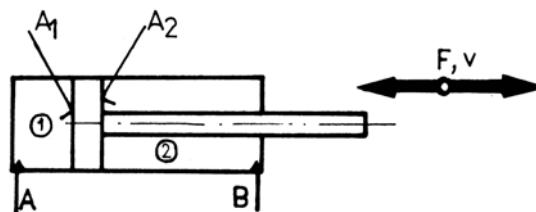


Fig. 3.45. Motor bilateral cu tijă unilaterală.

Motorul bilateral cu tijă bilaterală, figura 3.46, funcționează (ca viteze și forțe dezvoltate) în mod egal în ambele sensuri.

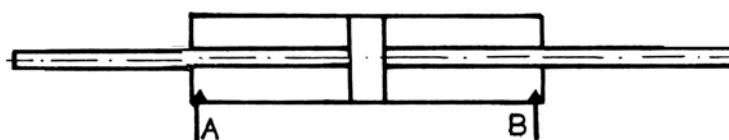


Fig. 3.46. Motor bilateral cu tijă bilaterală.

Motorul telescopic, figura 3.47, are avantajul că la o construcție de lungime mică poate asigura curse lungi. El poate fi construit atât pentru funcționare unilaterală cât și pentru funcționare bilaterală.

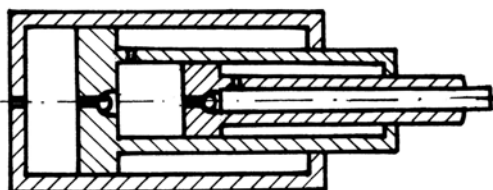


Fig. 3.47. Motor telescopic.

Cele mai utilizate motoare hidraulice liniare la mașini-unelte sunt cele bilaterale, cu tijă uni sau bilatelară. În figura 3.48 este prezentată construcția unui motor cu tijă unilaterală.

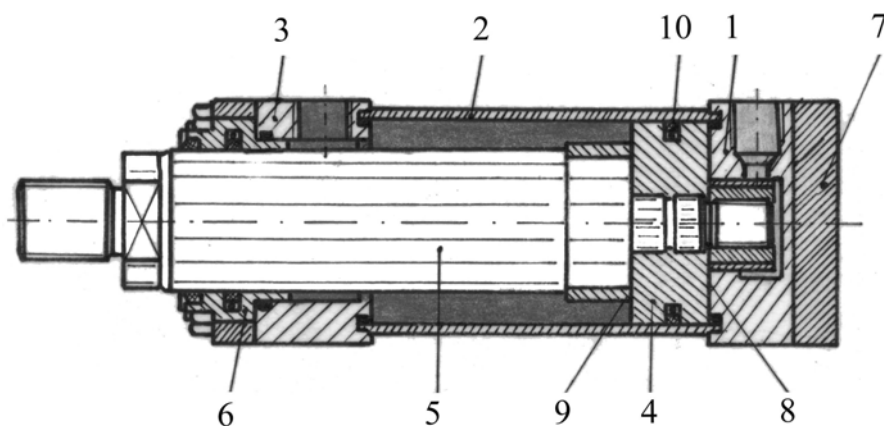


Fig. 3.48. Motor hidraulic liniar cu tijă unilaterală.

Componentele acestui motor sunt:

- 1 - capac închis (de alimentare-evacuare);
- 2 - țeavă cilindrică;
- 3 - capac deschis (de alimentare-evacuare);
- 4 - pistonul propriu-zis;
- 5 - tijă pistonului;
- 6 - bucsă de conducere;
- 7 - flanșă de prindere;
- 10 - etanșarea dintre flancurile 8 și 9 ale pistonului.

Capacele 1 și 3 împachetează, cu ajutorul a patru tiranți exteriori, ansamblul 1, 2, 3 și 6.

Deoarece pistoanele motoarelor sunt supuse unor forțe de frecare statice și dinamice, care provoacă o amortizare suplimentară în sistem, acestea nu pot fi neglijate în calcule.

3.3.3. Motoare hidraulice oscilante

Motoarele oscilante asigură rotații alternative, cu unghiuri mai mici decât 360° . În figura 3.49 este reprezentată construcția unui asemenea motor.

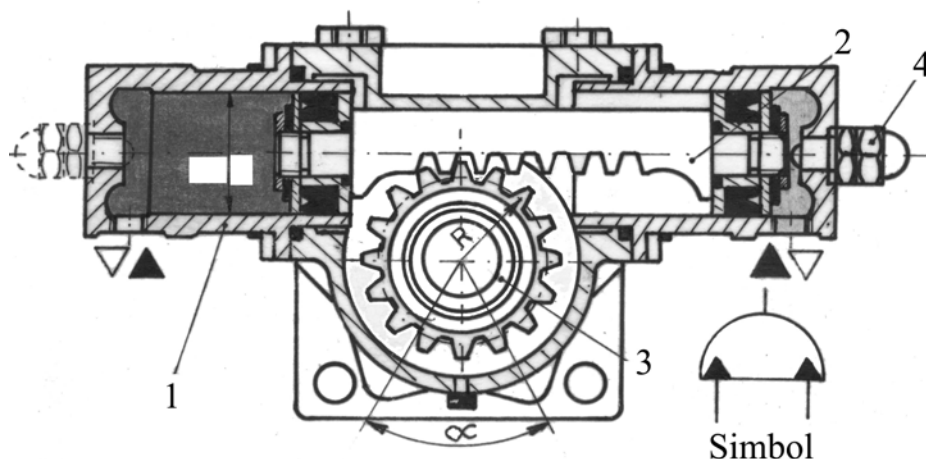


Fig. 3.49. Motor hidraulic oscilant cu piston-cremalieră.

Pistonul-cremalieră 2 al motorului 1, produce rotația dorită a pinionului 3. Unghiul de rotație α al acestuia se reglează prin limitarea cursei pistonului cu ajutorul șuruburilor 4.

Cuplul dezvoltat de acest motor este:

$$M = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p \cdot R \quad 3.54$$

unde:

- M - momentul transmis;
- p - presiunea de lucru;
- d - diametrul pistonului;
- R - raza pinionului dințat.

Aceste motoare se pot folosi pentru momente mari și presiuni până la 200 bari.

În varianta constructivă de motor oscilant cu paletă, figura 3.50, cuplul dezvoltat este definit de relația:

$$M = \frac{p \cdot b}{8} \cdot (D^2 - d^2) \quad 3.55$$

unde:

- D - diametrul camerei;
- d - diametrul axului;
- b - lățimea paletei.

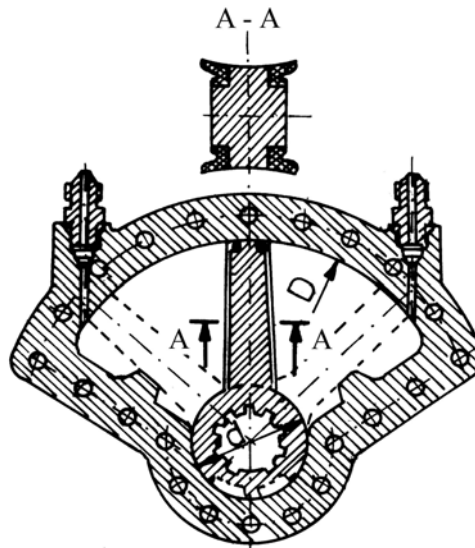


Fig. 3.50. Motor hidraulic oscilant cu paletă.

O altă variantă de motoare hidraulice oscilante sunt cele cu mecanism șurub-piuliță, figura 3.51.

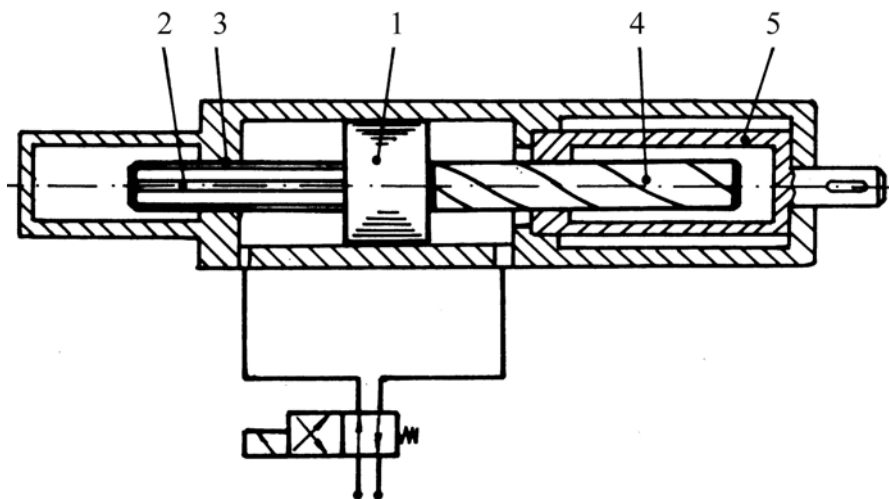


Fig. 3.51. Motor hidraulic oscilant cu mecanism șurub-piuliță.

Aici, deplasarea pistonului 1 a motorului, a cărei tijă 2 este canelată rectiliniu și ghidată în bușă canelată 3, pentru a se opune

tendinței de rotație, se transformă în mișcare circulară a bușei 5 (canelată interior elicoidal) datorită canelurii elicoidale de pe tija 4 a pistonului.

Amortizarea mișcării la capăt de cursă

Amortizarea mișcării la capăt de cursă, pentru motoarele rectilinii, asigură atenuarea șocului la sfârșitul mișcării. Ea se realizează cu ajutorul unui cap special D al pistonului, figura 3.52, prevăzut cu creștături progresiv mai adânci. La capăt de cursă, uleiul aflat în camera z_1 este silit să treacă prin aceste creștături ce obturează progresiv trecerea, făcând să crească presiunea în cameră, ceea ce provoacă o descreștere a vitezei.

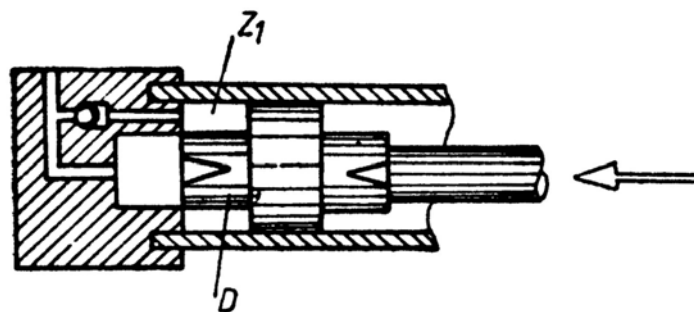


Fig. 3.52. Amortizarea mișcării la capăt de cursă.

Transformatori de presiune

Transformatorii de presiune, figura 3.53, permit ridicarea unei presiuni existente în sistem, pe baza echivalentului de forțe:

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 \quad 3.56$$

respectiv:

$$p_1 = \frac{A_1}{A_2} p_2 \quad 3.57$$

Mediul primar de presiune nu trebuie să fie neapărat ulei, ci poate

fi și aer sau aburi. Sistemul se folosește pentru blocări și strângeri, acolo unde sunt necesare presiuni mari și curse scurte.

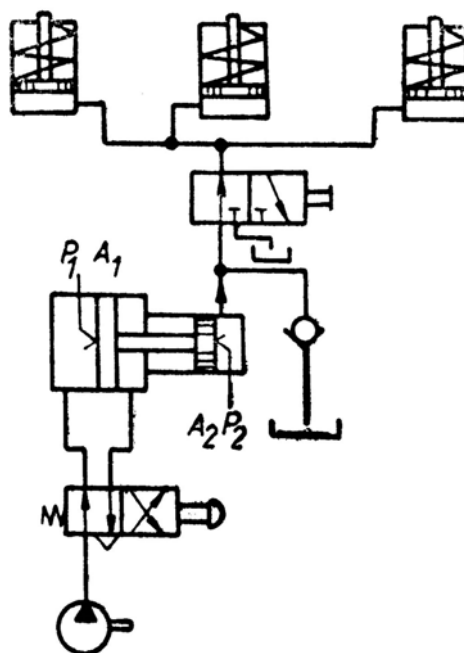


Fig. 3.53. Sistem cu transformator de presiune.

4. APARATE DE DISTRIBUȚIE ȘI REGLARE

4.1. CONSIDERAȚII GENERALE

La sistemele de transmisie hidraulică, transportul energiei se realizează cu ajutorul lichidului aflat sub presiune. Puterea hidraulică N poate fi schimbată prin modificarea ambilor factori ai relației (4.1):

$$N = p \cdot Q \quad 4.1$$

Aceeași modificare a puterii se poate obține prin utilizarea unor aparate hidraulice, care însă constituie rezistențe hidraulice prin care o parte din energia hidraulică realizată de pompă se pierde, transformându-se în căldură. Pe de altă parte, se poate considera fiecare aparat hidraulic ca fiind compus dintr-o serie de "rezistențe hidraulice", legate în serie și/sau în paralel.

Astfel, comanda cu rezistențe a mișcării motoarelor hidraulice se bazează pe principiul circuitelor divizoare de presiune (analog cu circuitele electrice divizoare de tensiune): două rezistențe hidraulice legate în serie, între care, în funcție de reglajul valorii rezistențelor și de sarcină, la ieșire se obține un debit Q și o presiune p . Acest circuit se va numi în "semipunte".

Backe, a clasificat semipunțile în cinci categorii: A , B , C , D și E , ca în figura 4.1. În partea stângă a figurilor sunt reprezentate aceste semipunți schematic, iar în partea dreaptă se poate vedea o schemă a unei soluții constructive reale.

Cu ajutorul acestor semipunți și a combinațiilor dintre ele pot fi reprezentate atât schematic, cât și real toate categoriile de aparate hidraulice existente.

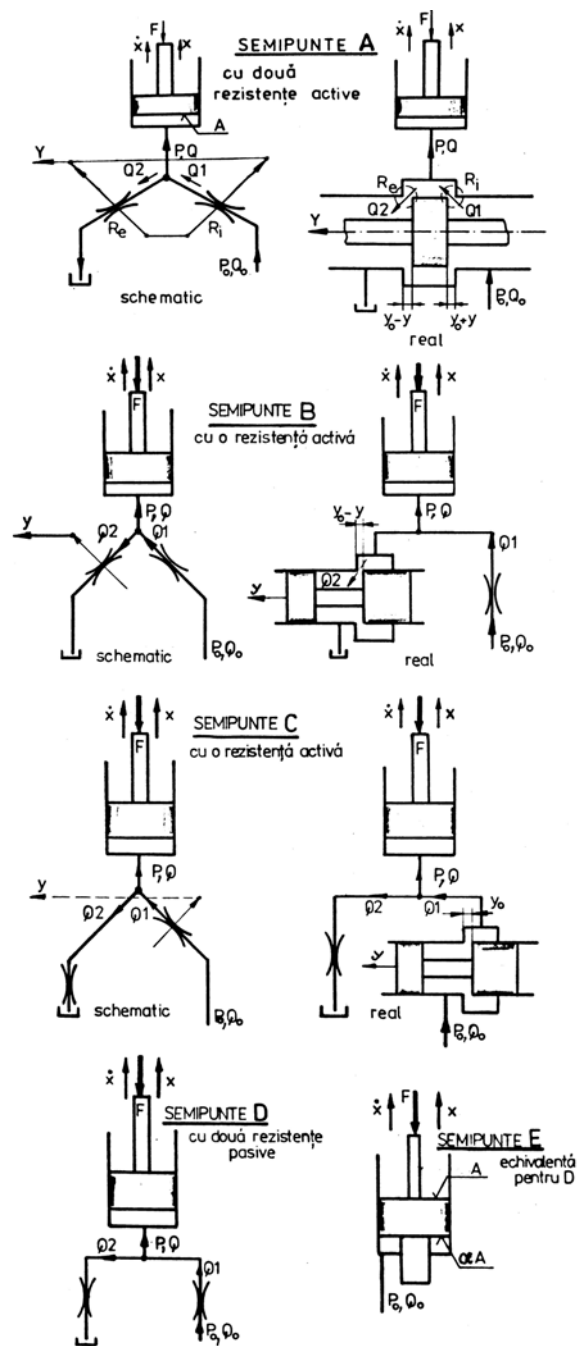


Fig. 4.1. Tipuri de semipunți.

4.2. DISTRIBUITOARE

Distribuitoarele pot asigura, după modul de construcție, pornirea, oprirea, alegerea căii de curgere, diviziunea și reunirea fluxului de lichid. Ele pot fi construite după principiul supapei sau a sertărașului. Cele de tip supapă pot fi cu bile, cu scaune conice sau supape propriu-zise. Distribuitoarele cu sertărașe pot avea sertărașe plane, rotitoare sau de tip piston (plunjer). Ultimele au cea mai mare răspândire, cu ele putând fi comandate debite și presiuni mari, dar cu gabarite reduse. În figura 4.2 este prezentat un asemenea distribuitor, cu patru legături și trei poziții (4/3) în poziția de cuplare "0".

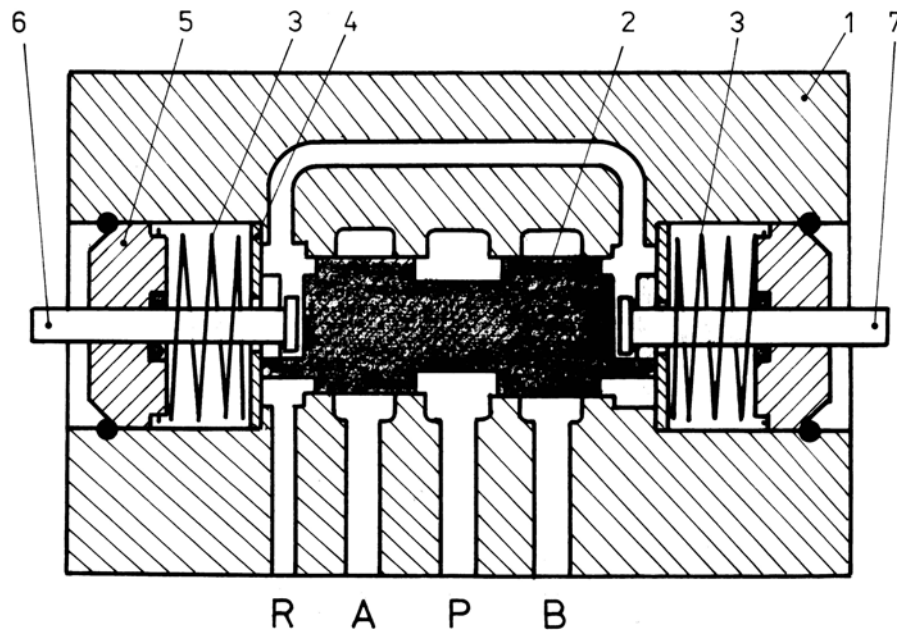


Fig. 4.2. Distribuitor 4/3 (fără partea de acționare).

Distribuitorul constă, în general, din: carcasa 1, (având un alezaj central întrerupt de trei canale radiale principale, cel din mijloc comunicând cu sursa de presiune P, canalele vecine cu partea A și B a motorului, iar cele două canale extreme, cu diametru mai mic cu rezervorul notat cu R sau T), sertarul (plunjerul) 2, menținut în poziție centrată de arcurile 3 și piesele 4 și 5.

În această poziție, care este numită poziție normală sau de zero, care se aplică oricărui aparat atunci când el nu este acționat, racordurile aparatului nu comunică între ele. Aceasta este reprezentată simbolic printr-un pătrat, în care cele patru racorduri apar notate cu P, R (T), A și B, legăturile între ele fiind întrerupte, figura 4.3 a. Prin apăsarea tijei 7 spre stânga se realizează legăturile de la P spre A și de la B spre R (T). Distribuitorul se află în poziția 1, simbolizată în figura 4.3 b. Analog, prin apăsarea tijei 6 spre dreapta se obțin legăturile de la P spre B și de la A spre R (T), simbolul fiind reprezentat în figura 4.3 c.

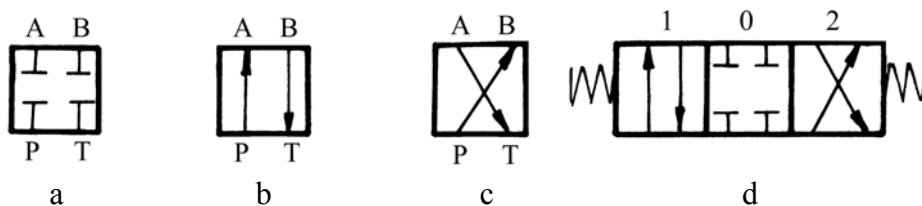


Fig. 4.3. Simbolizarea distribuitorului 4/3.

Simbolul complet al distribuitorului este prezentat în figura 4.3 d. Distribuitorul are raportul 4/3, 4 fiind numărul racordurilor, iar 3 numărul pozițiilor de lucru. Dintr-un distribuitor cu 4 căi se obține unul cu 3 căi prin închiderea unei legături. Prin modificarea poziției de mijloc, fixă, a plunjerului cu ajutorul unui alt arc, se obține un distribuitor cu două poziții. Distribuitorii cu mai mult de 4 căi și 3 poziții sunt folosiți rar la acționările hidraulice a mașinilor-unelte.

Comutarea dintr-o poziție în alta, se poate realiza manual nereținut sau reținut, figura 4.4, mecanic, hidraulic, pneumatic sau cel mai des cu ajutorul unui electromagnet, figura 4.5.

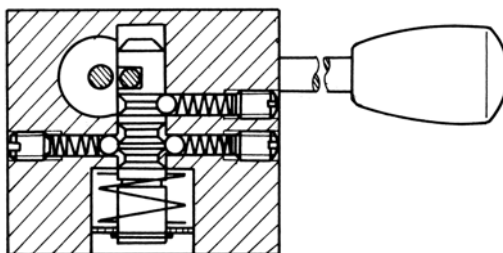
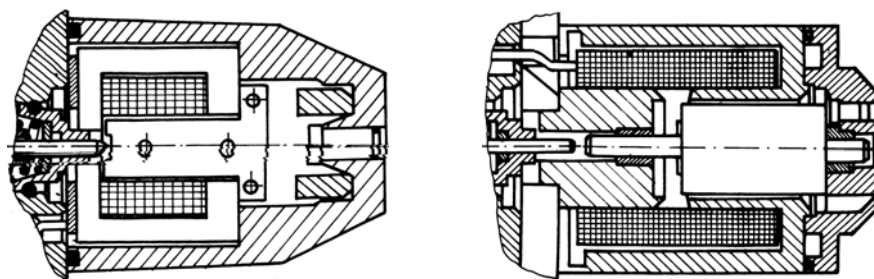


Fig. 4.4. Sistem de comutare manuală cu autoreținere.



Electromagnet de curent alternativ Electromagnet de curent continuu

Fig. 4.5. Electromagneți de acționare pentru distribuitoare.

O altă caracteristică a distribuitoarelor se referă la posibilitatea de trecere a uleiului în poziția de mijloc a plunjerului. În continuare sunt prezentate patru asemenea posibilități:

- poziția de scurtcircuitare, în care lichidul comunică cu toate cele patru legături, figura 4.6.

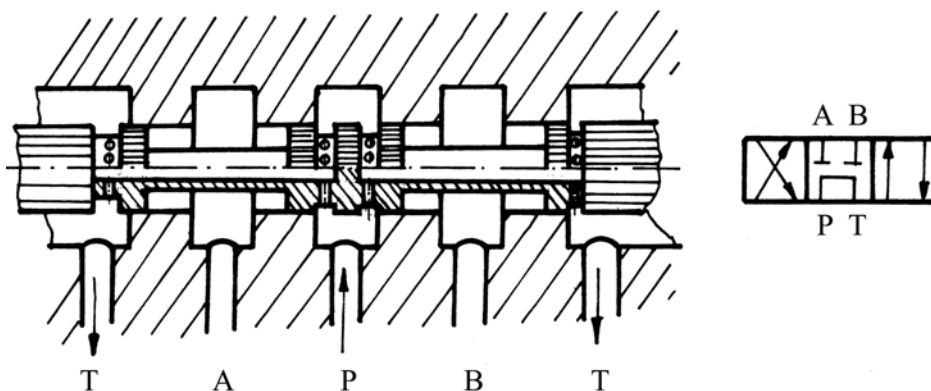


Fig. 4.6.

- poziția de reîntoarcere la rezervor, în care lichidul se reîntoarce în rezervor, fără a întâmpina aproape nici o rezistență. Aceasta se realizează prin găuri axiale practicate în plunjer, figura 4.7.

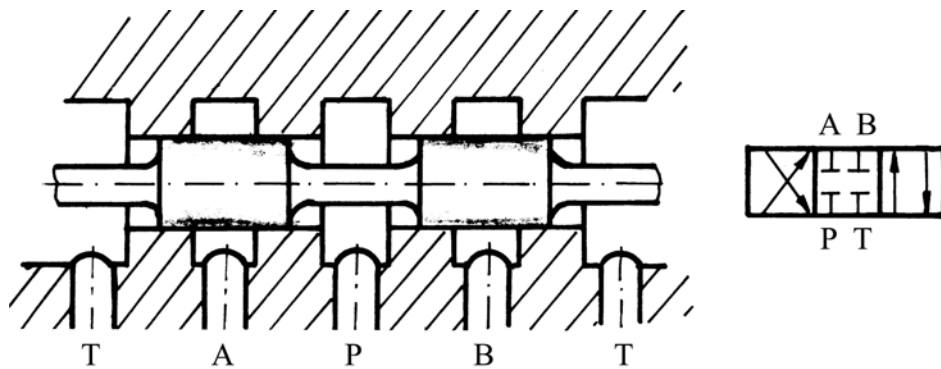


Fig. 4.7.

- poziția închisă, în care lichidul nu poate trece mai departe. Această variantă se folosește în circuitele cu acumulatori (de memorizare). Prin ea se împiedică funcționarea în gol a acumulatorului și este asigurată blocarea pistonului motorului hidraulic acționat în starea lui de nefuncționare, figura 4.8.

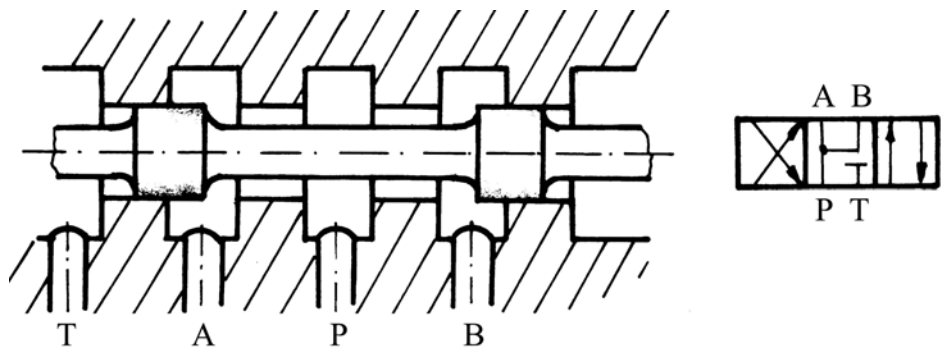


Fig. 4.8.

- poziția liberă, care asigură reglarea motorului hidraulic acționat (prin poziția de zero a plunjerului), figura 4.9. Datorită legării racordurilor la rezervor, presiunea cade, acumulatorii se golesc, configurația conducând la o cuplare lină.

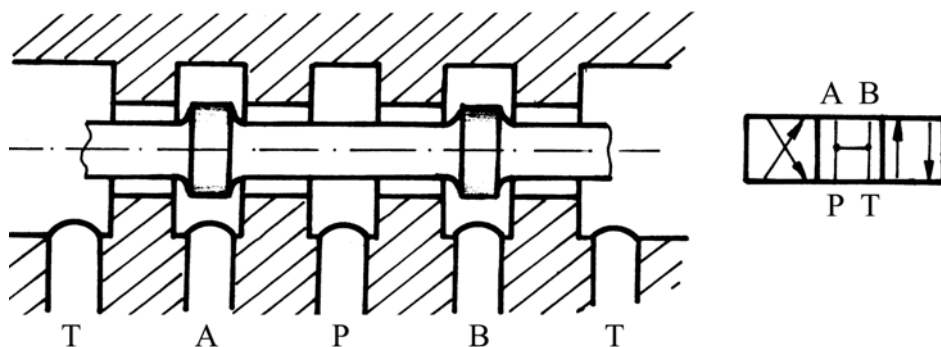


Fig. 4.9.

Pozițiile extreme ale distribuitorului se obțin prin acționarea lui. Un distribuitor cu două poziții derivă din unul cu trei poziții, prin eliminarea unui arc care asigură poziția de mijloc și prin montarea pe partea opusă arcului rămas a unui sistem oarecare de acționare.

Există situații în care puterea hidraulică vehiculată prin distribuitor este mare. În aceste situații, forța necesară deplasării plunjerului crește considerabil.

În eventualitatea unei acționări electromagnetice, dimensiunile electromagneților ar fi excesiv de mari în raport cu cele ale distribuitorului, în aceste situații, acționarea plunjerului se face exclusiv pe cale hidraulică prin acționarea sa directă. Plunjerul se va comporta din acest punct de vedere ca și pistonul unui motor hidraulic bilateral (cu suprafețe egale), care pentru acționare necesită un alt distribuitor numit pilot, de dimensiune nominală mult mai mică (DN6, 8, sau 10), deoarece debitul de comandă necesar este corespunzător mai mic.

În figura 4.10 este reprezentat un astfel de distribuitor pilotat, unde 1 reprezintă distribuitorul pilotat, iar 2 pe cel pilot, care la rândul lui este acționat electromagnetic.

Distribuitorul pilot poate fi dispus și în alt loc față de cel acționat, ieșirile lui fiind conectate la legăturile de alimentare cu ulei de comandă x și y de evacuare a uleiului de comandă, a distribuitorului principal.

În figura 4.11 sunt prezentate patru posibilități de alimentare și evacuare a uleiului de comandă pentru distribuitorul pilot.

sau prin intermediul unei plăci prevăzute cu sisteme drosel supape de reținere, care pot influența dinamica de deplasare a plunjerului principal.

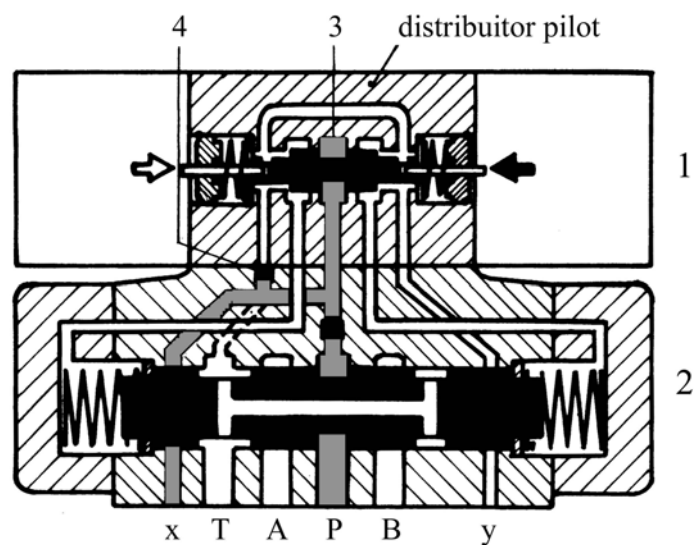


Fig. 4.10. Distribuitoare pilotat.

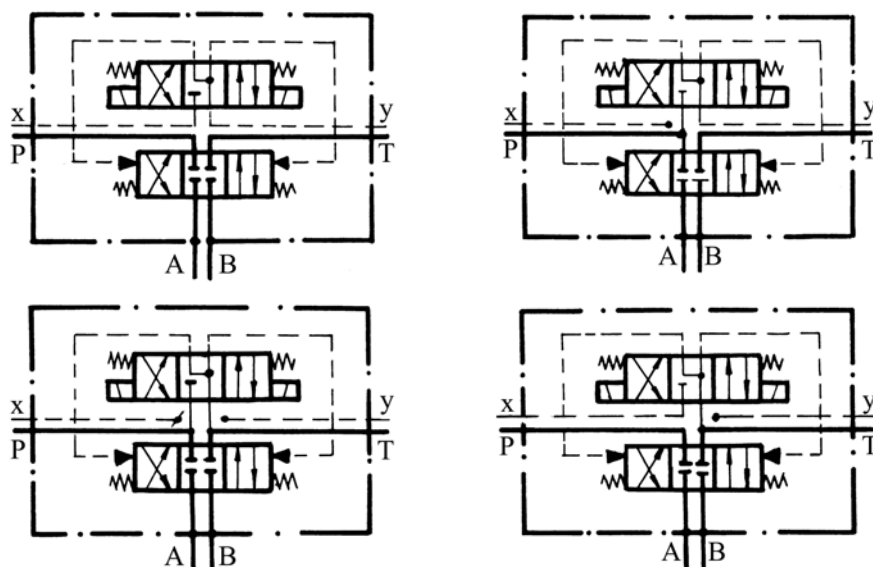


Fig. 4.11. Scheme principale de realizare a alimentării și evacuării uleiului de comandă pentru distribuitorul pilot.

Pentru reglarea timpului de cuplare a distribuitorului, între acesta și distribuitorul pilot se dispune o placă intermediară având rezistențe reglabile (drosele) și două ventile de reținere, figura 4.12.

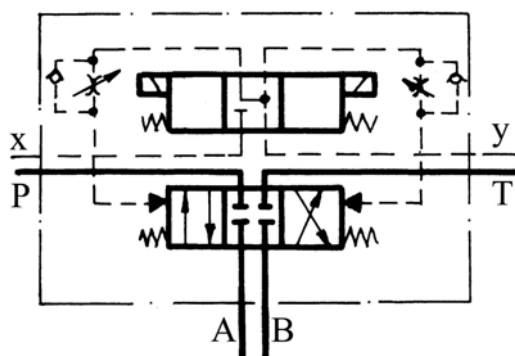


Fig. 4.12. Reglarea dinamicii plunjerului principal.

Reprezentarea simplificată a distribuitorului pilotat este redată în figura 4.13.

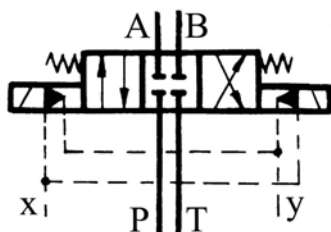


Fig. 4.13. Simbolul simplificat al distribuitorului pilotat.

Poziția zero a distribuitorului principal (centrarea) se poate realiza fie prin două arcuri, figura 4.10, fie pe cale hidraulică (centrare prin presiune), figura 4.11, atunci când debitele și presiunile sunt mari, fapt care conduce la forțe mari de acționare a sertarului.

Acest caz aduce avantajul independenței timpului de revenire a sertarului față de forța arcului, timp care va fi mult mai redus.

Astfel, în cazul distribuitorului pilotat cu **centrare hidraulică** prin presiune, sertarul distribuitorului principal este menținut în poziție centrată prin presiunea de comandă care ajunge la ambele lui extremități, figura 4.11.

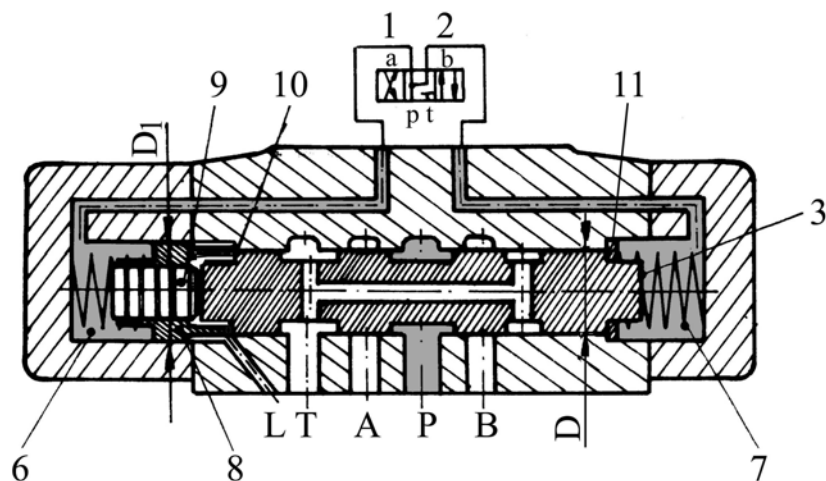


Fig. 4.14. Distribuitor pilotat cu centrare hidraulică.

Poziția centrată este realizată astfel: spațiile 6 și 7 sunt legate la presiunea de comandă, care în partea stângă apasă pe suprafața de diametru D_1 (formată din suprafața bușei 8 și a bolțului 9), iar în dreapta pe o suprafață de diametru D ($D_1 > D$). Deplasarea axială a bușei 8 este limitată de alezajul care are diametrul D_1 (practicat în corpul distribuitorului), realizându-se astfel între ele un contact mecanic. Bolțul 9 va tampona plunjerul distribuitorului, dar nu-l va putea deplasa din contactul cu bușa 8 (deoarece forța rezistentă creată de presiunea care acționează pe suprafața de diametru D este mai mare decât forța activă creată de aceeași presiune, care acționează pe suprafața bolțului 9). Astfel, se obține o centrare hidraulică univocă.

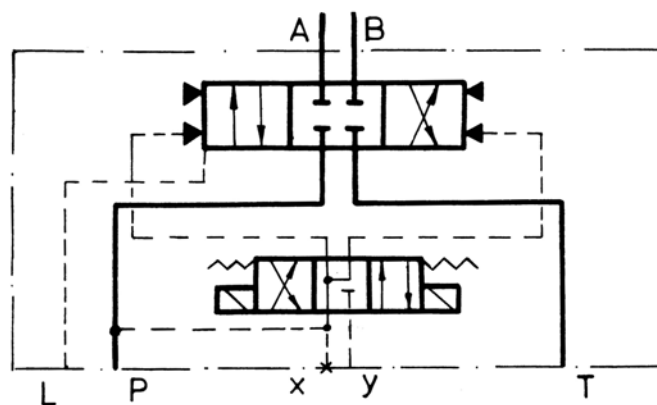
Comandând distribuitorul pilot corespunzător (poziția b), camera 6 rămâne sub presiune, iar camera 7 va fi legată la rezervor. Bolțul de centrare 9 se va deplasa spre dreapta, împingând până la refuz plunjerul distribuitorului 3, împreună cu bușa 11, realizându-se prima poziție extremă a acestuia.

La comanda inversă a pilotului, spațiul 7 va fi sub presiune, iar spațiul 6 legat la rezervor. Plunjerul 3, bolțul 9 și bușa de centrare 8 se vor deplasa complet spre stânga, bușa 11 va rămâne în contact cu corpul aparatului, obținându-se astfel a doua poziție extremă a distribuitorului pilotat.

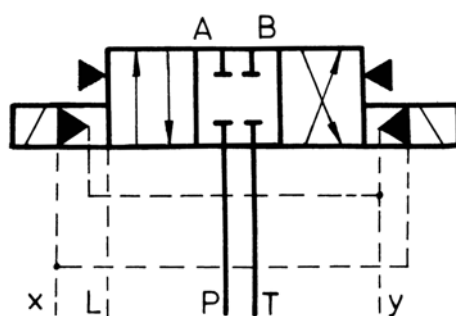
Arcurile nu au alt rol decât de a menține sertarul în poziție centrată atunci când distribuitorul este așezat astfel în instalație încât sertarul ajunge pe verticală.

Pentru descărcarea de presiune a spațiului dintre sertar și bușa de centrare, va exista o legătură L, de scurgere.

Simbolul acestui distribuitor este reprezentat atât în varianta explicită, cât și simplificată, în figura 3.15.



Simbol detaliat



Simbol simplificat

Fig. 4.15. Simbolizarea distribuitorului pilotat cu centrare hidraulică.

4.3. VENTILE DE REȚINERE

Ventilele de reținere, figura 4.16, îndeplinesc funcția de a admite trecerea lichidului printr-o conductă numai într-o singură direcție, în direcție opusă blocându-se, "diodă hidraulică". În majoritatea cazurilor, aceste ventile sunt realizate cu supape cu scaun (conic sau plan) sau cu bile, ceea ce le asigură o bună etanșare.

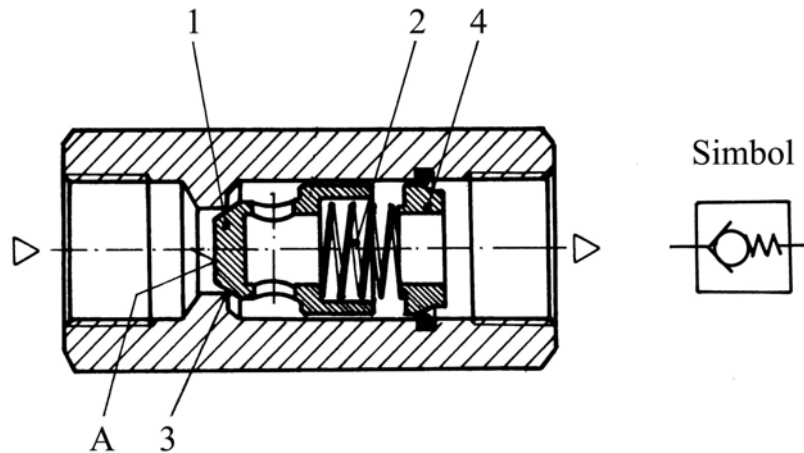


Fig. 4.16. Ventil de reținere.

Cel mai frecvent utilizat este ventilul de traseu, la care elementul de închidere este supapa tronconică 1, care este apăsată de arcul 2 (sprijinit pe inelul 4) pe scaunul 3. Sensul de parcurgere este cel indicat de săgeți, de la A spre B. Presiunea de deschidere este dependentă de rigiditatea arcului, fiind aproximativ 0,5 ... 3 bari.

Ventile de reținere deblocabile

Spre deosebire de ventilul de reținere descris anterior, cel deblocabil poate fi deschis, la comandă, și în sens invers. Acestea servesc la:

- eliberarea circuitelor de lucru care s-au sub presiune;
- ca siguranță împotriva căderii unei sarcini în cazurile ruperilor conductelor;

- împotriva mișcărilor de cedare lentă a motoarelor tensionate hidraulic pe ambele părți.

Principial o asemenea construcție este prezentată în figura 4.17.

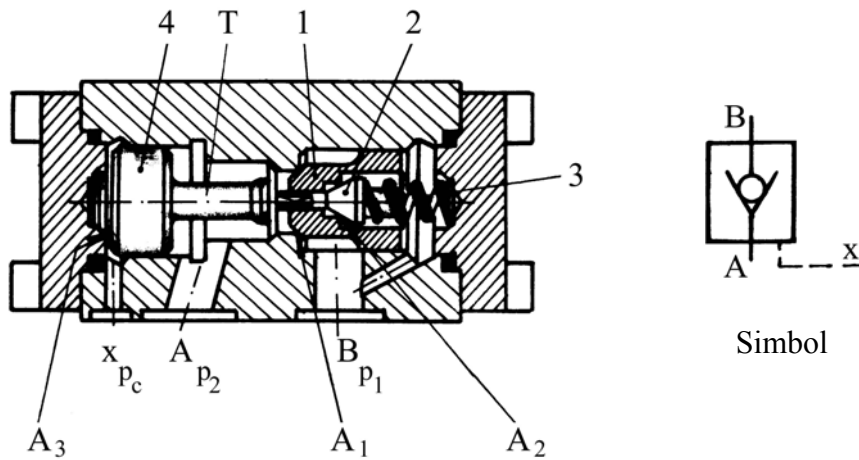


Fig. 4.17. Ventil de reținere deblocabil.

Ventilul de reținere deblocabil este compus dintr-un ventil de reținere convențional și un motor hidraulic unilateral 4, alimentat prin orificiul de comandă x, motor care va împinge și deschide prin tija T ventilul de reținere atunci când se dorește ca acesta să fie parcurs dinspre B spre A.

Ventilul de reținere conține coaxial o altă supapă pilot, 2, care asigură (la deplasarea pistonului 4) o descărcare amortizată a lichidului aflat sub presiune, atenuând șocurile de comutare.

Presiunea de comandă minimă necesară deschiderii acestui ventil este:

$$p_c = p_1 \cdot \frac{A_1}{A_3} + C \quad 4.2$$

unde:

- p_c - presiunea de comandă a deschiderii;
- A_1 - suprafața (dinspre tija T) a supapei principale;
- A_2 - suprafața activă a supapei pilot;
- A_3 - suprafața laterală a motorului de comandă;
- C - presiunea echivalentă creată de arc și frecări.

$$C = \frac{F_{arc, frec}}{A_3} \quad 4.3$$

Pentru asigurarea funcționării este necesar ca legătura A să nu fie sub presiune, deoarece aceasta s-ar opune presiunii de comandă aplicată motorului 4. O altă variantă constructivă elimină acest neajuns prin izolarea suprefeței laterale a motorului 4 față de racordul A, camera respectivă, prin racordul y, fiind legată la rezervor, figura 4.18, uleiul "scăpat" de la motorul de comandă fiind astfel evacuat. Datorită apariției suprafeței A_4 , asupra căreia acționează presiunea din camera A, presiunea de comandă a deschiderii este:

$$p_c = \frac{p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot (A_1 - A_4)}{A_3} + C \quad 4.4$$

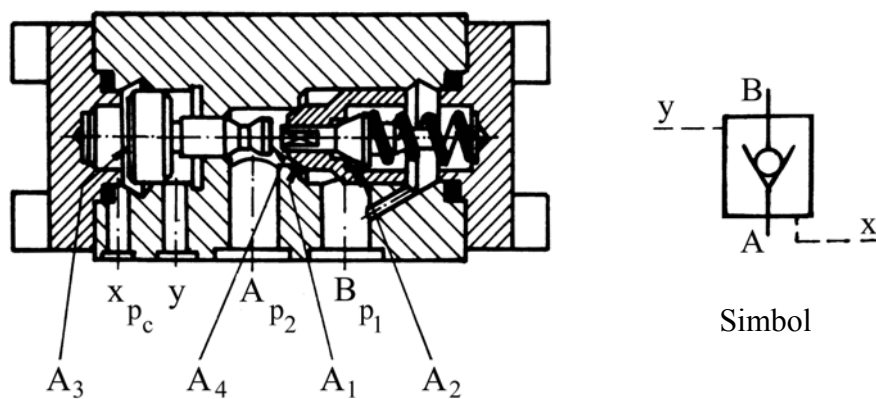


Fig. 4.18. Ventil de reținere deblocabil.

Ventile de reținere gemene (duble)

Aceste aparate se obțin prin înglobarea în aceeași construcție a două ventile de reținere deblocabile, 1 și 2, figura 4.19. În majoritatea cazurilor ventilele de reținere duble sunt realizate sub forma unor construcții de tipul plăcilor intermediare. Simbolizarea detaliată și simplificată este prezentată în figura 4.20.

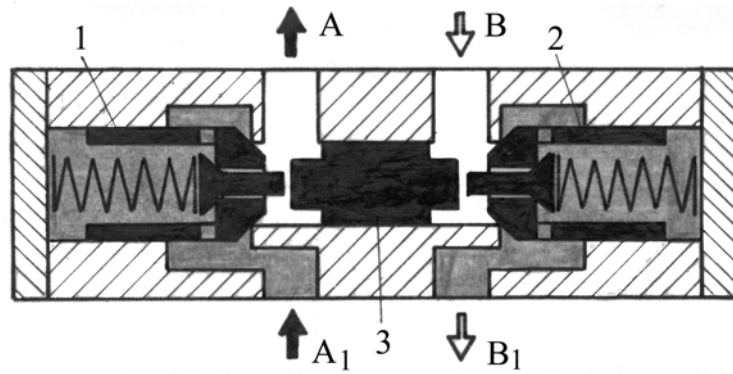
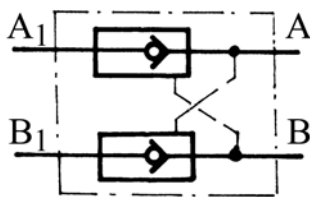
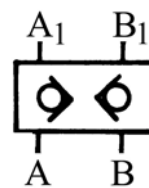


Fig. 4.19. Ventil de reținere dublu.

Acest ventil permite trecerea liberă a uleiului de la A spre A₁, respectiv de la B spre B₁, în sens invers trecerile fiind închise. Dacă ventilul este însă străbătut de la A spre A₁, motorul de comandă 3 se va deplasa spre dreapta, deschizând ventilul de reținere 2, ceea ce face liberă trecerea de la B₁ spre B. Funcționarea este similară pentru sensul de parcurgere de la B spre B₁.



Simbol detaliat



Simbol simplificat

Fig. 4.20. Simbolizarea ventilului de reținere dublu.

De regulă, pentru a fi evitată deplasarea motoarelor hidraulice sub acțiunea forțelor exterioare, legăturile A și B ale ventilelor de reținere gemene sunt cuplate la un distribuitor, care pentru poziția zero, va permite descărcarea spre rezervor a uleiului sub presiune.

4.4. VENTILE DE PRESIUNE

Rolul ventilelor de presiune este de a menține presiunea într-un sistem sau circuit hidraulic, ventilele reglatoare de presiune, sau de a asigura o cuplare (comutare), la atingerea unei anumite presiuni, ventilele limitatoare de presiune, de cuplare sau decuplare, prin modificarea unor rezistențe hidraulice autovariabile.

În schemele hidraulice, aceste aparate se reprezintă ca și în cele electrice, adică în poziție neacționată. Trebuie menționat aici că toate ventilele de presiune sunt normal închise, excepție făcând ventilele reglatoare de presiune, care sunt normal deschise.

4.4.1. Ventilul limitator de presiune (maximal)

Ventilele limitatoare de presiune sunt aparate normal închise. Schița de principiu a unui astfel de ventil, direct acționat, având ca element mobil o supapă cu scaun conic, este prezentată în figura 4.21 a.

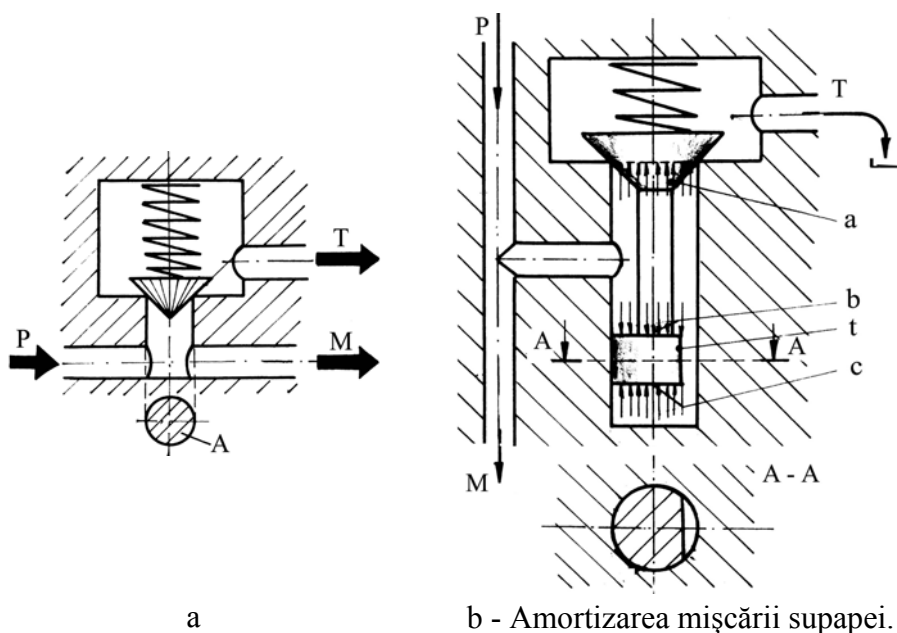


Fig. 4.21. Schița principială a ventilului limitator de presiune.

Pe traseul care leagă pompa cu motorul hidraulic (sau cu o rezistență la trecerea lichidului) se va dezvolta o presiune a cărei mărime depinde de mărimea sarcinii la motor (sau a rezistenței). Plasând în derivație ventilul prezentat, presiunea va acționa asupra suprafeței A, dezvoltând o forță care se opune celei create de arc. Astfel, supapa are rol de comparator între forța creată de presiunea din sistem și forța indusă în arc. În ipoteza în care forța creată de presiune este mai mare, supapa se va ridica până în punctul în care cele două forțe devin egale. Prin ridicarea supapei o parte a debitului pompei va fi deversat spre rezervor.

Din punct de vedere dinamic, mișcarea supapei este supusă tendinței de vibrație, datorită cedării periodice a energiei de la masa supapei la arc. Dacă variația presiunii are loc la frecvența proprie a acestui sistem oscilant, atunci amplitudinea deplasării supapei va fi maximă, fapt care influențează presiunea. Din această cauză mișcarea supapei trebuie amortizată, și se realizează de regulă cu ajutorul unei tije de amortizare, figura 4.21 b. Pentru amortizare se poate utiliza fie o tijă cu joc normal, fie cu o teșitură, t, sau cu joc mărit, în vederea realizării unei rezistențe hidraulice. Dacă această teșitură nu ar exista, supapa nu s-ar deschide pentru nici o valoare a presiunii, deoarece aceasta ar acționa pe suprafețe egale, a și b. Însă, prin rezistența hidraulică, lichidul va pătrunde sub tijă, exercitând presiunea necesară comparării, pe suprafața c, cu cea creată de arc.

Trebuie reținută ideea că presiunea trebuie să crească până la o anumită valoare, astfel încât forța produsă de ea să devină egală cu forța de pretensionare a arcului. Astfel, în diagrama din figura 4.22 a se prezintă o variație arbitrară a presiunii în timp (linia 1 indicând valoarea limită "trebuie" a presiunii), iar în diagrama din figura 4.22 b, deplasarea x a supapei în funcție de variația amintită a presiunii, în timp. Pe ordonata acestei diagrame punctul 0 indică poziția închisă a supapei, iar punctul M, valoarea maximă posibilă a deschiderii. Se poate observa faptul că în zonele I și III, unde $p_{este} < p_{trebuie}$, supapa rămâne închisă și că deschiderea ei, până în punctul m, este o parte din deschiderea maximă, care este astfel proiectată încât prin ea să poată trece tot debitul pompei.

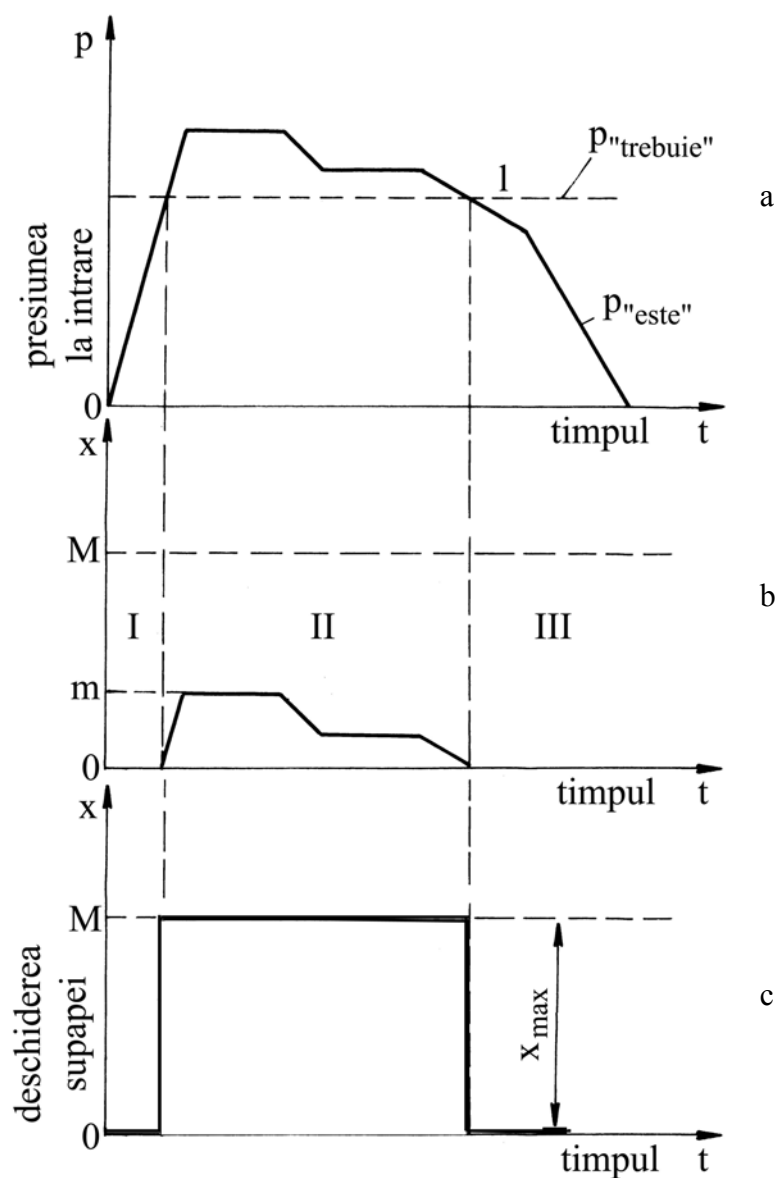


Fig. 4.22. Deschiderea supapelor ventilelor limitatoare de presiune și ventilelor de cuplare în funcție de valoarea presiunii din sistem.

În figura 4.22 c este prezentată deschiderea supapei la ventilele de cuplare în funcție de variația presiunii din sistem, p_{este} , asupra căreia se

va reveni în paragrafele următoare.

Pentru o mai bună înțelegere a funcționării ventilului limitator de presiune, acesta va fi reprezentat cu ajutorul semipunților cu rezistențe, figura 4.23.

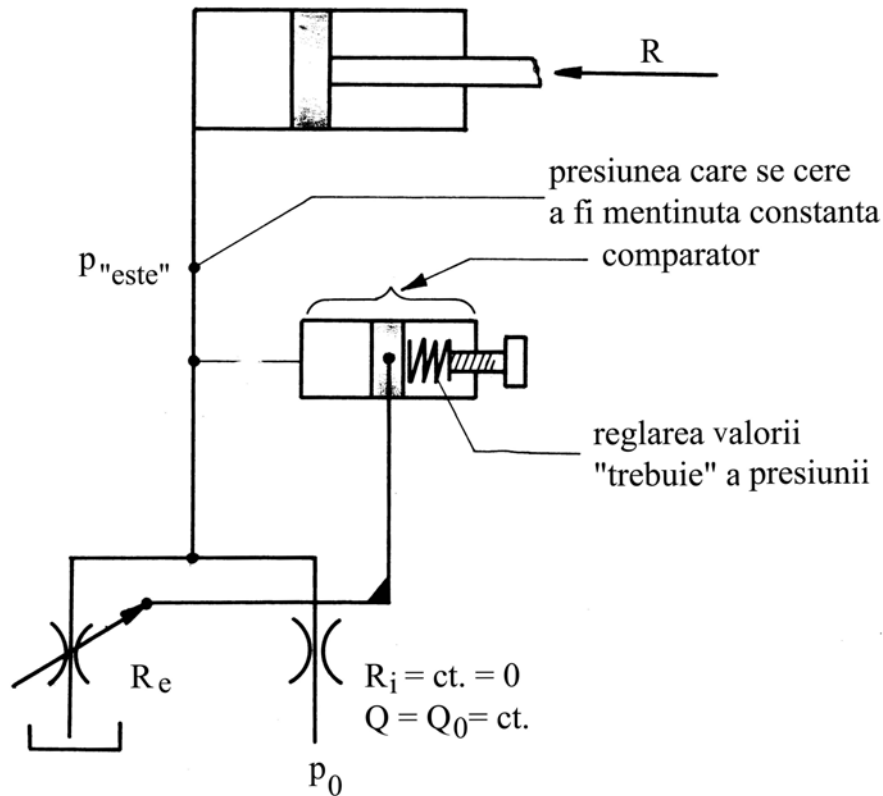


Fig. 4.23. Reprezentarea ventilului limitator de presiune cu semipunți cu rezistențe.

Astfel, pentru descărcarea presiunii p , într-un circuit, este necesar un comparator între valoarea "trebuie" și valoarea "este" a presiunii, care în cazul inegalității acestora să comande variația unei rezistențe de curgere spre rezervor, figura 4.23. Dacă $p_{este} > p_{trebuie}$, pistonul comparatorului se va deplasa spre dreapta, cauzând deschiderea rezistenței R_e și deci scăderea presiunii p .

Schematic, această variantă constructivă de ventil limitator de presiune direct acționat este prezentată în figura 4.24.

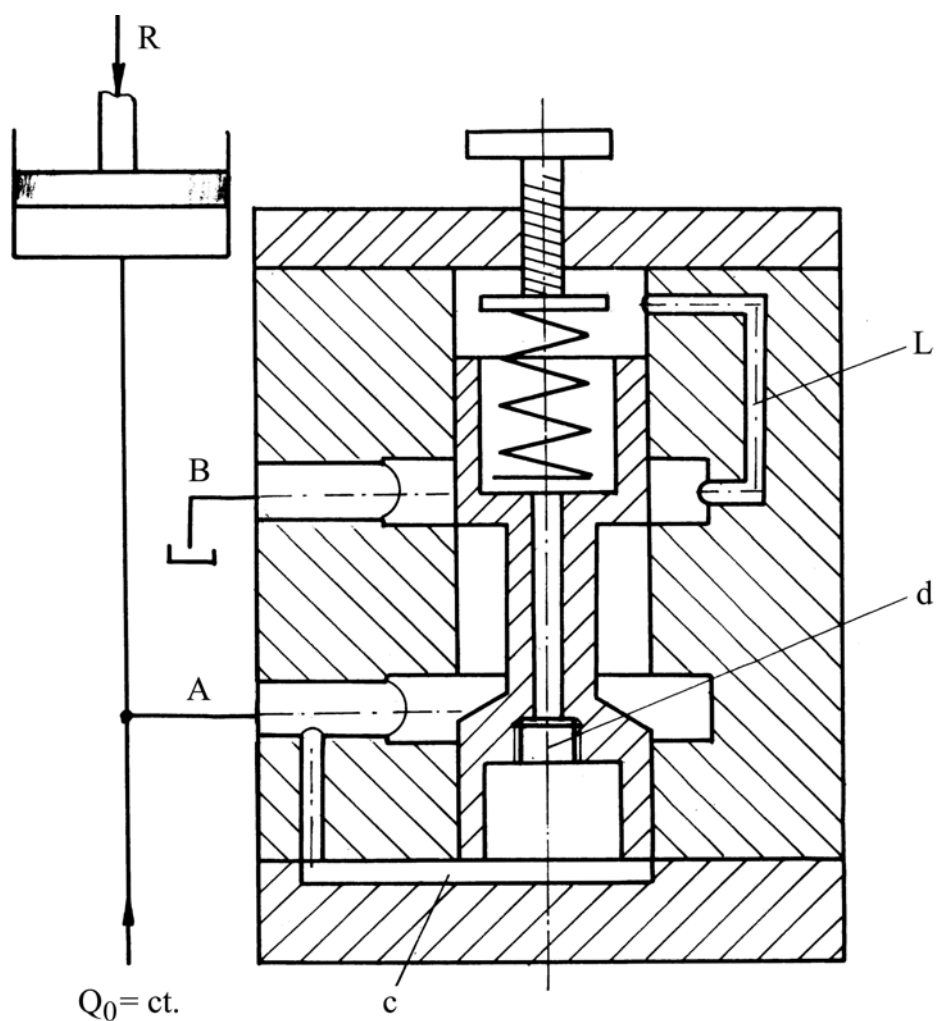


Fig. 4.24. Ventil limitator de presiune direct acționat.

Deoarece elementul de închidere este de tip plunjer longitudinal, uleiul de scurgere, spre spațiul arcului, este deversat prin orificiul L spre rezervor. Deasemenea orificiul axial din plunjer este obturat de dopul d, el servind, după cum se va vedea ulterior, la construcția altor tipuri de ventile de presiune. Modularizarea corpului și plunjerului permite

obținerea unor ventile cu funcții diferite, prin modificarea poziției relative a plunjerului, capacelor, dopurilor filetate, etc.

Ventilul limitator de presiune este simbolizat printr-un pătrat cu o săgeată în sensul de parcurgere, de la A spre B, figura 4.25, săgeată dispusă decalat față de axa conductelor (ceea ce indică starea normal închisă a apratului).

Săgeata (pătratul) este cuprinsă între presiunea de comandă (linia punctată subțire) și arcul reglabil.

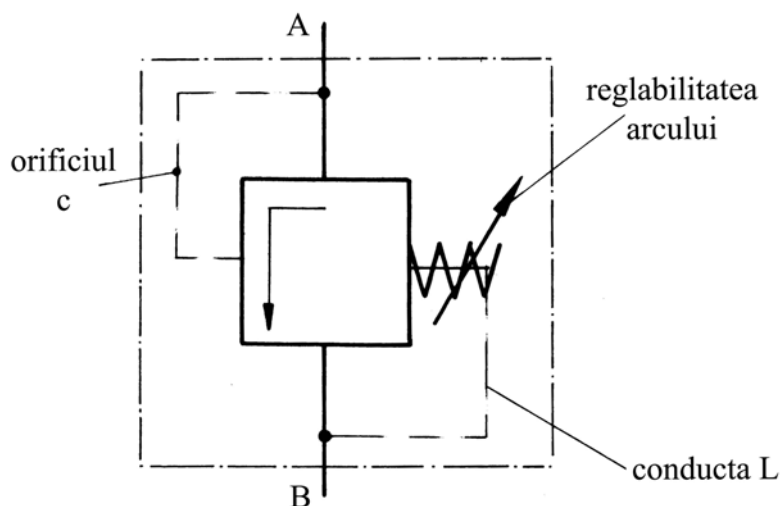


Fig. 4.25. Simbolul ventului limitator de presiune.

Aceste ventile sunt capabile să mențină presiunea constantă la intrarea în rezistențele hidraulice reglabile și sunt întotdeauna asociate pompelor cu debit constant.

Ventilele limitatoare de presiune pot îndeplini deasemenea funcția de ventil de siguranță, pentru a evita suprapresiunile accidentale, care ar periclita buna funcționare a sistemului. În aceste situații, arcul va fi pretensionat corespunzător presiunilor maxime admise în sistem.

De regulă aceste aparate sunt livrate cu seturi de arcuri de rigidități diferite, după domeniul presiunilor la care vor funcționa.

4.4.2. Ventilul limitator de presiune pilotat

În cazul sistemelor parcurse de debite mari, secțiunile de trecere cresc corespunzător și, implicit, întregul gabarit al ventilului, inclusiv cel al plunjerului. În acest caz, formarea presiunii "trebuie" cu ajutorul arcului devine imposibilă, gabaritul necesar al acestuia fiind excesiv, acesta crescând exponențial cu deschiderea nominală. Astfel, în loc de arc va fi folosită forța creată de presiunea uleiului. Pentru realizarea presiunii "trebuie" se va utiliza un ventil limitator de presiune direct acționat, numit ventil de pilotare, care va face comparația cu presiunea "este". Deoarece în vederea deschiderii și închiderii acestui ventil nu sunt necesare debite mari (numite debite de comandă), deschiderile lui nominale vor fi mici, în consecință arcurile pentru reglarea presiunii "trebuie" vor fi de asemenea mici. Schema de principiu a unui ventil limitator de presiune pilotat este prezentată în figura 4.26.

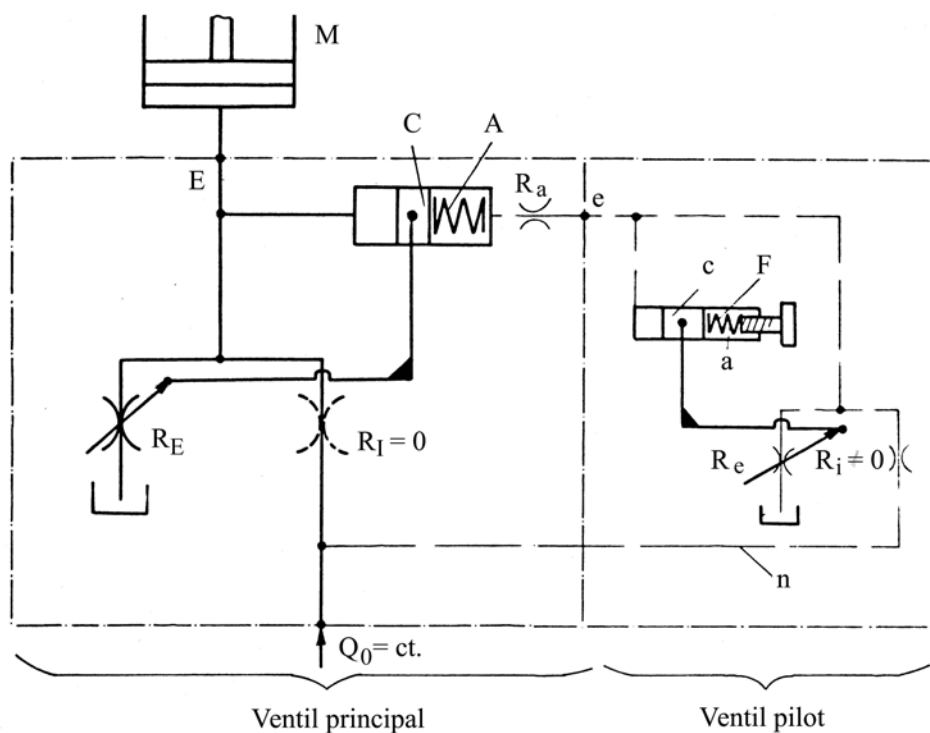


Fig. 4.26. Schema de principiu a ventilului limitator de presiune pilotat.

Ventilul principal are în punctul E ieșirea spre un motor hidraulic (sarcină), iar ventilul pilot are în punctul e, ieșirea spre comparatorul C (care poate fi privit tot ca un motor). La presiuni mai mici decât cea necesară deplasării plunjerului comparatorului c spre dreapta, rezistența R_e este infinită (nu va trece debit de comandă spre rezervor). Deasemenea plunjerul comparatorului C este complet deplasat spre stânga de către arcul A, care nu are rolul formării presiunii trebuie, ci doar acela al menținerii pistonului spre stânga atunci când aparatul nu este în funcțiune (în stare normală), rezistența R_E fiind și ea infinită (închisă). Prin conducta de comandă nu va circula ulei (debit) și deci pe rezistența $R_i \neq 0$ nu va exista cădere de presiune, ceea ce face ca pe ambele fețe ale comparatorului C să acționeze aceeași presiune.

Din momentul în care presiunea crește peste valoarea reglată cu arcul a, rezistența R_e se deschide, pe conducta n începe să treacă debitul de comandă, ceea ce presupune o cădere de presiune pe rezistența R_i , deci o scădere a presiunii în camera arcului A. Aceasta face ca plunjerul comparatorului C să se deplaseze spre dreapta, să deschidă trecerea, de rezistență R_E . În consecință, o parte a debitului Q_0 va fi deversat spre rezervor (prin R_E), iar presiunea va reveni la valoarea "trebuie".

Matematic, poate fi demonstrat faptul că dacă rezistențele R_i și R_a au deschideri egale, atunci presiunile pe fețele din stânga și dreapta comparatorului C, la trecerea debitului de comandă prin conducta n, se vor afla într-un raport de aproximativ 2 : 1.

Schema constructivă, apropiată de construcția reală, este prezentată în figura 4.27, iar simbolul acestuia în figura 4.28.

Datorită cerințelor impuse de modularizare și normalizare a ventilelor de presiune, asupra construcțiilor reale au fost realizate următoarele modificări:

- conducta de comandă n, din figura 4.26, a fost dispusă chiar prin plunjerul ventilului principal;
- rezistența R_i , a ventilului pilot s-a dispus, deasemenea, în plunjerul ventilului principal.

În construcțiile existente de ventile pilot, sunt utilizate atât plunjere, cât și supape cu scaun conic.

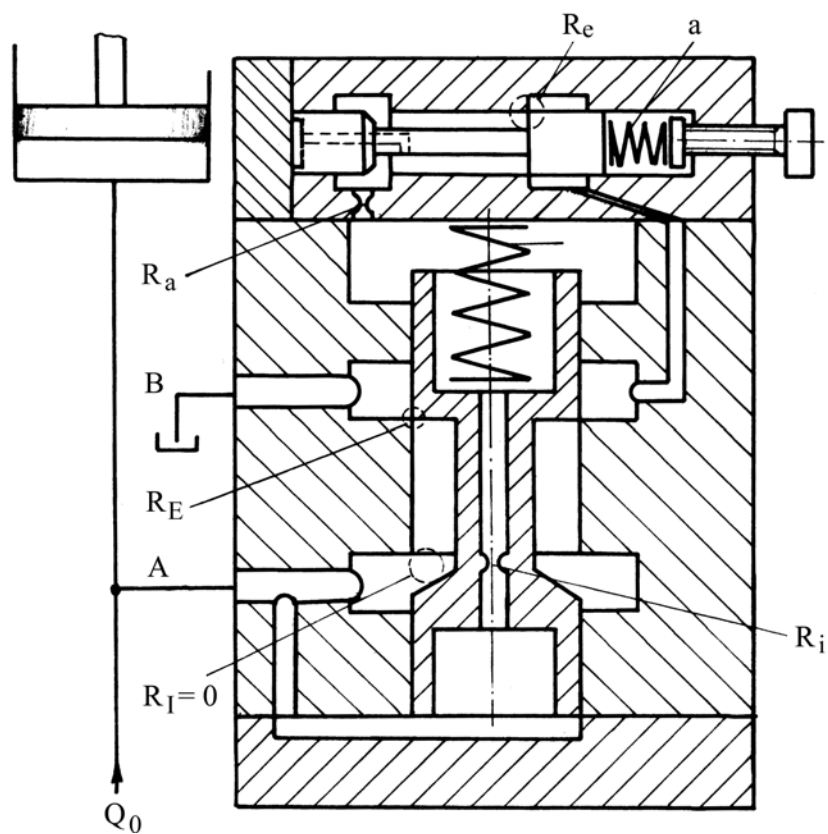


Fig. 4.27. Construcția ventilului limitator de presiune pilotat.

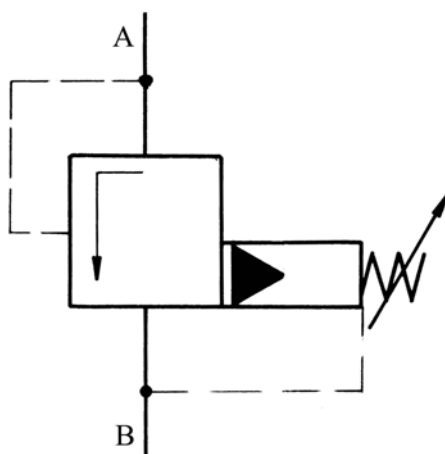
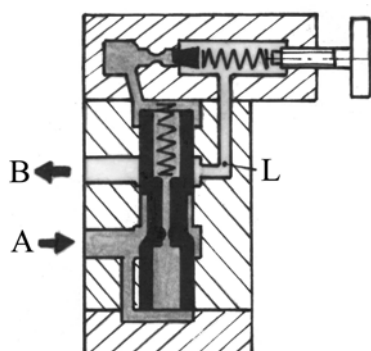


Fig. 4.28. Simbolul ventilului limitator de presiune pilotat.

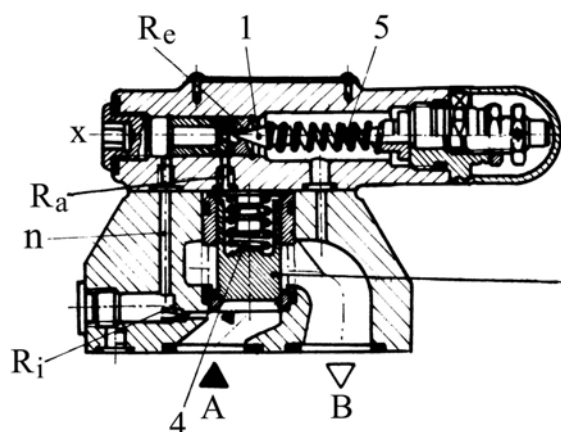
În figura 4.29 este prezentată o variantă constructivă de ventil limitator de presiune pilotat, la care ventilul pilot este de tip supapă cu scaun conic și ventilul principal este cu plunjer.



Variantă constructivă cu ventil pilot de tip supapă cu scaun conic și ventil principal cu plunjer.

Fig. 4.29. Ventil limitator de presiune pilotat.

O variantă constructivă de ventil limitator de presiune pilotat, la care atât ventilul pilot cât și ventilul principal sunt de tip supapă cu scaun conic, este prezentată în figura 4.30.



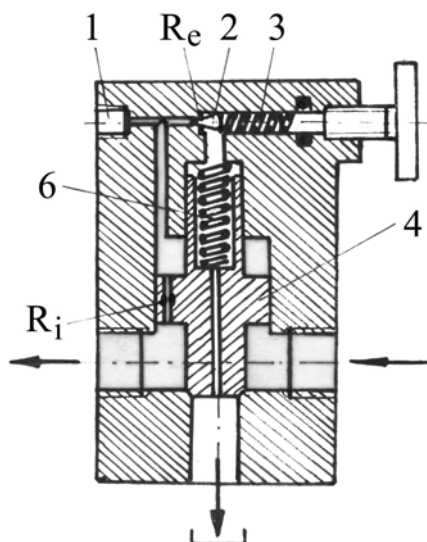
Variantă constructivă cu ventil pilot și ventil principal de tip supapă cu scaun conic.

Fig. 4.30. Ventil limitator de presiune pilotat.

La această variantă, conducta n împreună cu rezistența R_i sunt plasate în corpul treptei principale. Cu 1 este notată supapa pilot, 5 este arcul de reglare a presiunii "trebuie", iar 4 este arcul care menține supapa

principală S închisă. Acest ventil se dispune în instalațiile hidraulice pe placă intermediară sau pe bloc.

În figura 4.31 este prezentată construcția unui ventil limitator de presiune pilotat "de traseu", aparatul fiind parcurs direct de lichidul care trece de la pompă spre consumator.



Variantă constructivă numită "de traseu", cu ventil pilot și ventil principal de tip supapă cu scaun conic.

Fig. 4.31. Ventil limitator de presiune pilotat.

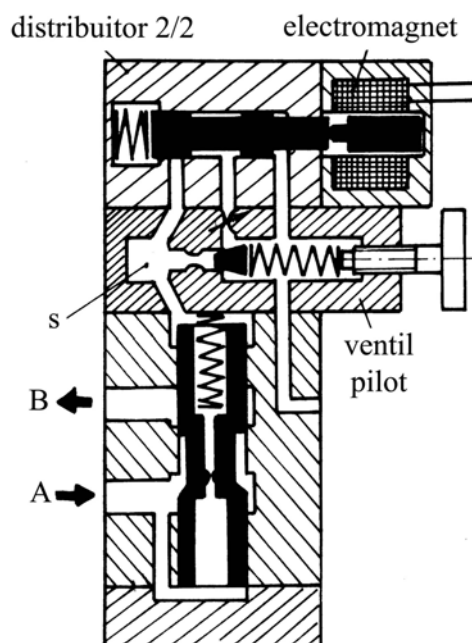
Și aici uleiul de comandă trece prin supapa 4 și rezistența 5 (R_i), iar lichidul ieșit din rezistența R_e se scurge, prin orificiul axial al supapei 4, spre rezervor.

O variantă constructivă importantă, figura 4.32, a ventilului limitator de presiune pilotat, este asociată situației funcționale în care un consumator funcționează pe perioade scurte de timp. Astfel, în timpul în care consumatorul nu funcționează, întregul debit de ulei al pompei va fi deversat spre rezervor prin ventilul limitator de presiune. Pierdere de putere, în această situație, va fi egală cu puterea consumată de pompă:

$$N = p_{trebuie} \cdot Q \quad 4.5$$

pierdere care se transformă în căldură. Acceptarea unei asemenea situații este complet neeconomică din punct de vedere energetic.

Dacă însă, în aceste perioade, partea de deasupra a supapei din treapta principală (sertarului) ar fi legată la rezervor, ea s-ar ridica, permițând trecerea întregului debit al pompei spre rezervor, fără nici o rezistență, adică la presiune zero, pierderea de energie în acest caz fiind aproape nulă.



Simbolul aparatului

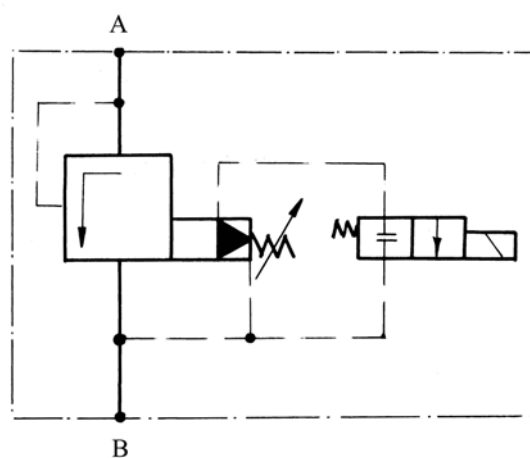


Fig. 4.32. Ventil limitator de presiune pilotat cu deconectare.

Cerința amintită anterior este rezolvată prin legarea la rezervor a spațiului S, în perioada în care consumatorul nu funcționează, cu ajutorul unui distribuitor 2/2, acționat electromagnetic. Soluția poate fi adoptată la toate ventilele de presiune pilotate, prin legarea spațiului s la un distribuitor 2/2 de deschidere nominală mică, deoarece prin ele trece doar debit de comandă. Trebuie menționat faptul că această construcție se poate realiza atât pentru deconectarea, cât și pentru conectarea ventilului de presiune cu ajutorul electrotomagnetului.

4.4.3. Ventilul de decuplare

Ventilele de decuplare pot îndeplini mai multe funcțiuni, în raport cu construcția lor. Astfel, ventilul prezentat în figura 4.33, la o comandă exterioară, racordul Z, va permite trecerea uleiului de la A spre B, spre exemplu la atingerea unei anumite presiuni reglate, debitul pompei unui alt circuit poate fi returnat în întregime spre rezervor prin acest ventil.

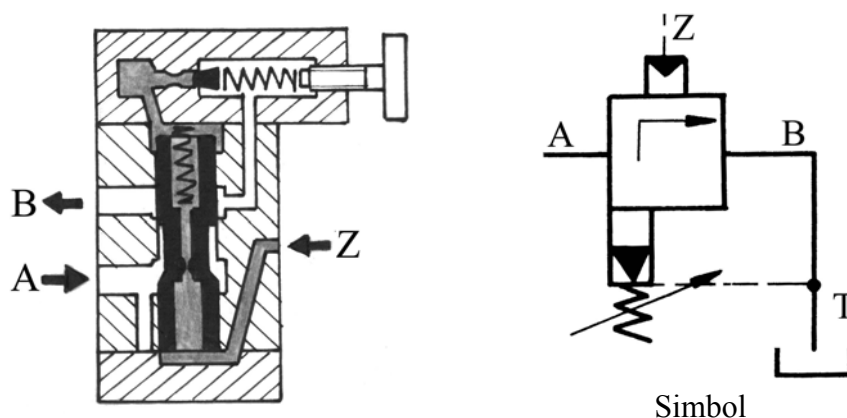


Fig. 4.33. Ventil de decuplare.

O altă funcție a ventilului de decuplare este aceea de a trimite lichidul dat de pompă într-un acumulator hidraulic, până ce se atinge presiunea necesară, apoi producându-se decuplarea.

4.4.4. Ventilul de cuplare

Sarcina unui ventil de cuplare este aceea de deschidere a trecerii uleiului dinspre intrare spre ieșire, la atingerea unei valori regale (prin arc) a presiunii. Spre deosebire de ventilele limitatoare de presiune, la care gradul de deschidere este dependent de variația presiunii din sistem, la ventilele de cuplare supapa (sau plunjerul) va deschide complet trecerea, indiferent de raporturile presiunilor la racordurile A și B, vezi figura 4.22 c. Construcția și simbolul acestui ventil, în varianta pilotată, sunt prezentate în figura 4.34.

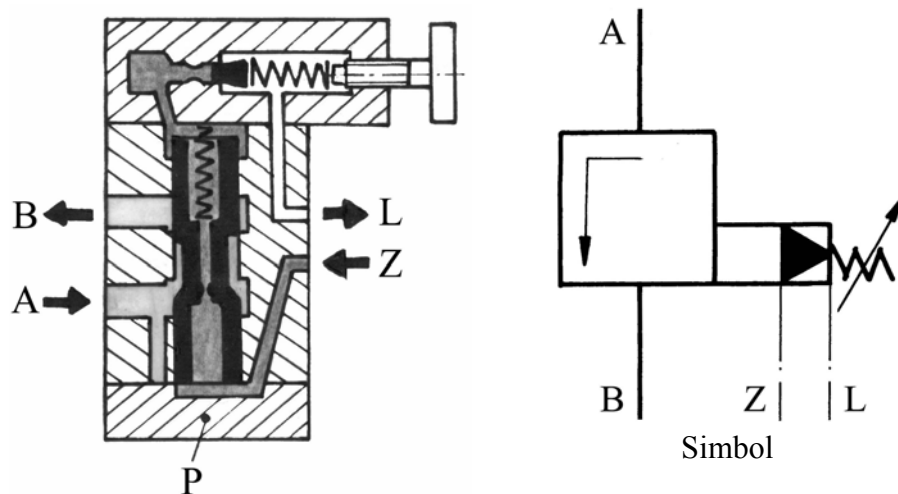


Fig. 4.34. Ventilul de cuplare pilotat.

O particularitate a acestor ventile este aceea că presiunea care se compară la limită cu cea indusă de arc, este aplicată din exterior, prin racordul Z sau din interior, din racordul A. De asemenea trebuie menționat că evacuarea uleiului de comandă se face spre exterior, prin racordul L, deoarece orificiul de ieșire din ventil, B, se află sub presiune.

Din punct de vedere constructiv, pentru asigurarea deplasării elementului de deschidere între pozițiile extreme, complet închis și complet deschis, sunt realizate praguri scurte ale plunjerului (deci cursă scurtă a acestuia între pozițiile extreme). De asemenea arcul montat în

treapta principală este lung, cedarea lui fiind, la atingerea presiunii "trebuie", egală cu deplasarea (scurtă) a plunjerului.

Prin rotirea capacului P cu 180° , ventilul devine, din aparat comandat extern, prin orificiul Z, unul autocomandat.

4.4.5. Ventilul de reducere

Aceste ventile se numesc ventile de reducere sau ventile de reglare a presiunii, deși în construcția lor există o diferență, și anume primul este construit dintr-o semipunte de tip C și un comparator, figura 4.36, iar al doilea are în componență o semipunte de tip A și un comparator.

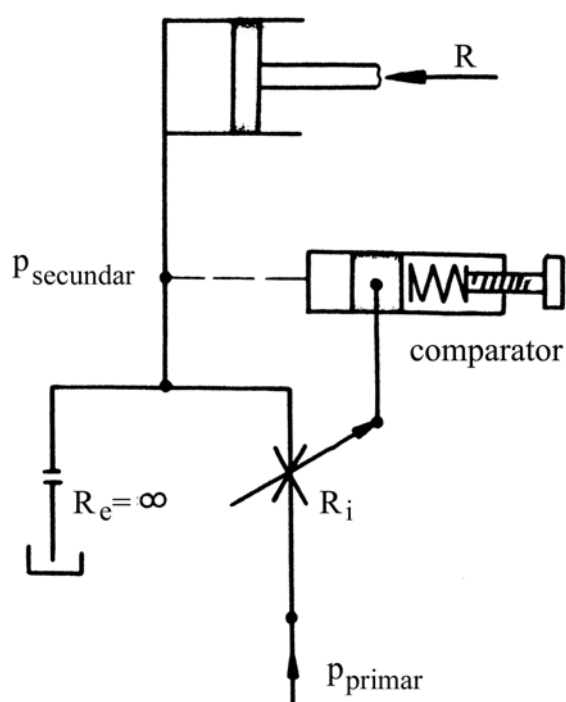


Fig. 4.35. Schița principală a ventilului de reducere.

Aceste aparate au rolul de a limita, la o valoare reglată, presiunea la ieșire, într-un circuit secundar, indiferent de presiunea din circuitul primar, chiar și în situația în care circuitul secundar nu consumă debit.

Presiunea în circuitul secundar se poate limita, bineînțeles, doar la o valoare mai mică decât cea din circuitul primar.

O caracteristică importantă a ventilelor de reducere sau ventilelor de reglare a presiunii este că sunt singurele ventile de presiune normal deschise.

Schița principală a ventilului de reglare a presiunii este prezentată în figura 4.36.

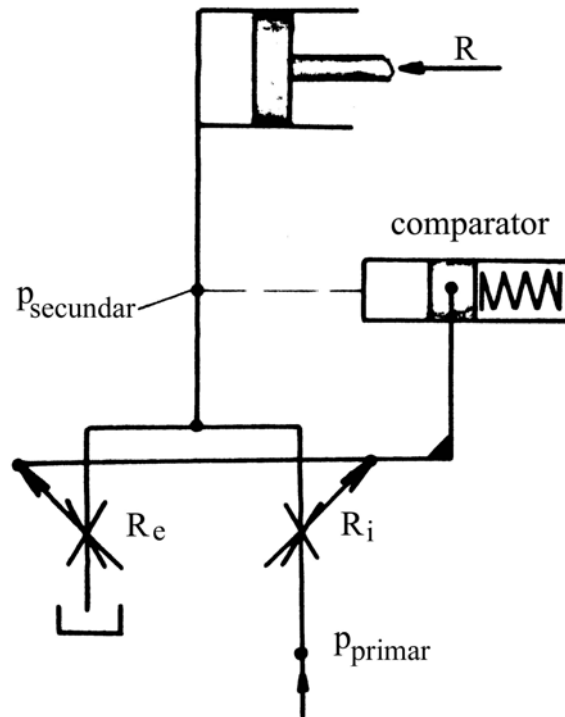


Fig. 4.36. Schița principală a ventilului de reglare a presiunii.

În ambele variante, valoarea limită a presiunii se poate forma direct cu un arc sau hidraulic, cu un ventil pilot (acționare directă sau pilotată).

În versiunea pilotată, ventilul de reducere prezentat în figura 4.37, este construit cu treapta principală de tip plunjer, iar pilotul cu supapă cu scaun conic. Se poate observa că aparatul s-a obținut dintr-unul tipizat, la care plunjerul a fost introdus invers, pentru ca treapta principală să

rămână deschisă. Presiunea de comandă se culege de la ieșirea în circuitul secundar, iar scurgerea lichidului de comandă se face extern, prin orificiul L.

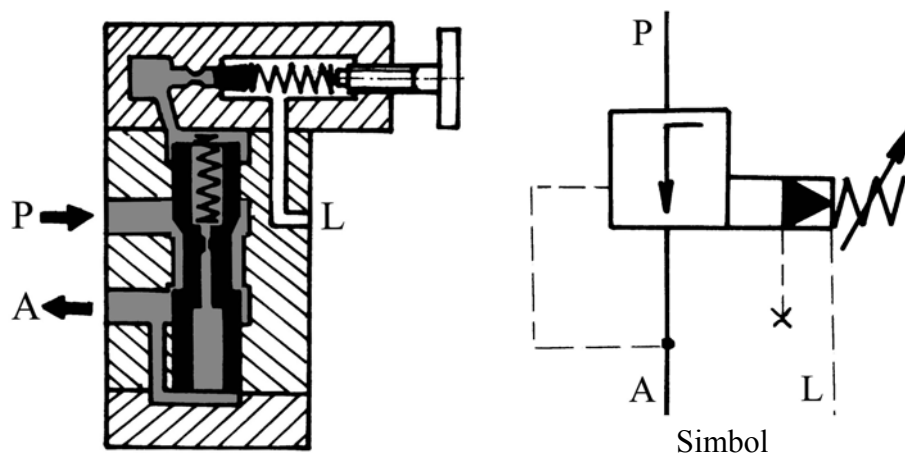


Fig. 4.37. Ventil de reducere pilotat.

4.5. VENTILE PENTRU REGLAREA DEBITULUI

Ventilele pentru reglarea debitului au rolul de a regla viteza de deplasare a motoarelor liniare sau frecvența de rotație a motoarelor rotative, prin reglarea debitului de alimentare a acestora. În principiu este vorba de rezistențe hidraulice reglabile continue. Influențarea vitezei cu rezistențe, presupune dezavantajul următoarelor pierderi:

- pierdere (cădere) de presiune prin rezistență;
- pierderea (deversarea) în rezervor a debitului care nu trece prin rezistență (prin ventilul limitator de presiune),

care, împreună, constituie pierderi de energie.

Sistemele hidraulice, având asemenea rezistențe precedate de un ventil limitator de presiune, se numesc sisteme cu presiune constantă și sunt alimentate de obicei cu pompe cu volum unitar constant. Spre deosebire de acestea, sistemele hidraulice care sunt alimentate cu pompe cu volum unitar reglabil nu necesită ventile pentru reglare a debitului

(rezistențe), deoarece pompele furnizează chiar debitul solicitat de motor, și în consecință, ele nu prezintă pierderile sus amintite, numindu-se circuite cu debit constant.

Tipurile caracteristice de ventile pentru reglarea debitului, în funcție de comportarea lor, sunt:

1. **dependente de presiune și de viscozitate**, de tip **capilar**, figura 4.38 a, debitul care le parcurge fiind dat de relația:

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot (p_1 - p_2) \quad 4.6$$

unde:

- r - raza rezistenței;
- l - lungimea rezistenței;
- η - viscozitatea dinamică;
- p_1 - presiunea la intrarea în rezistență;
- p_2 - presiunea la ieșirea din rezistență.

2. **dependente de presiune și independente de viscozitate**, de tip **diafragmă** (numite și inerțiale), figura 4.38 b, debitul care le parcurge fiind dat de relația:

$$Q = \alpha_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} = K \cdot \sqrt{p_1 - p_2} \quad 4.7$$

unde:

- α_D - coeficient de pierderi la trecerea prin diafragmă (pentru muchii ascuțite $\alpha_D = 0,6 \dots 0,64$, altfel $\alpha_D = 0,6 \dots 1$);
- A_D - aria secțiunii rezistenței diafragmatice;
- ρ - densitatea fluidului
- K - valoare care înglobează toate constantele relației.

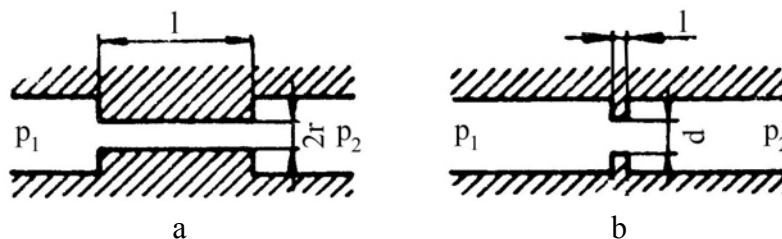


Figura 4.48. Rezistențe hidraulice.

Aceste două categorii de ventile se numesc drosele, cel mai utilizat fiind cel cu diafragmă.

3. independente de presiune, dar dependente de viscozitate;
4. independente de presiune și de viscozitate.

Ultimele două categorii sunt numite ventile reglatoare de debit.

4.5.1. Drosele

Droselele sunt construite, în marea lor majoritate, cu o rezistență de tip diafragmă, cu secțiune reglabilă. Cele cu rezistență capilară fiind dependente de temperatură sunt utilizate mai rar, deoarece ne se pretează la reglarea vitezei motoarelor hidraulice. Principial, construcția droselelor se poate realiza cu orice tip de element mobil: cu duză ac, cu creștătură longitudinală, cu plunjer de tip pană și cu creștătură circulară, cu camă spațială crestată, figura 4.49.

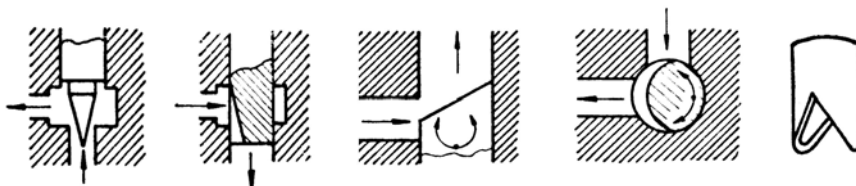


Figura 4.49. Tipuri de elemente mobile pentru construcția droselelor.

Simbolizarea droselelor se face în funcție de tipul rezistenței cu care sunt construite. În figura 4.50 a și b sunt prezentate simbolurile droșelului secțiune cu capilară, respectiv diafragmatică.

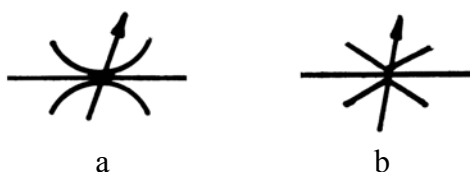


Figura 4.50. Simbolizarea droselelor.

Droselul de traseu, figura 4.51, se dispune între două conducte.

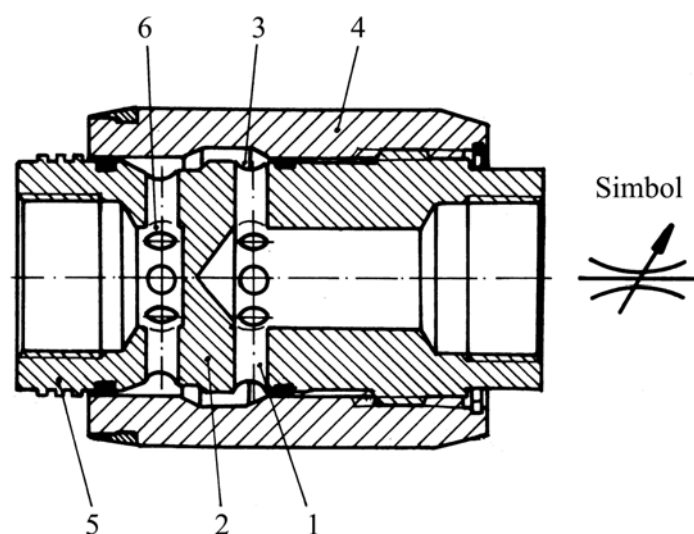


Figura 4.51. Drosel de traseu.

Acesta are, în principiu, două piese de bază: conducta 5, obturată prin peretele 2, având două rânduri de găuri radiale, 1 și 6, de o parte și de alta a peretelui de obturare și piulița manșon 4, a cărei deplasare axială conduce la modificarea rezistenței de trecere 3, deci a debitului.

Dacă droselizarea trebuie să se producă doar într-un singur sens, se utilizează construcția de drosel cu ventilul de reținere 2 încorporat coaxial, care este închis datorită presiunii în direcția de curgere indicată, figura 4.52.

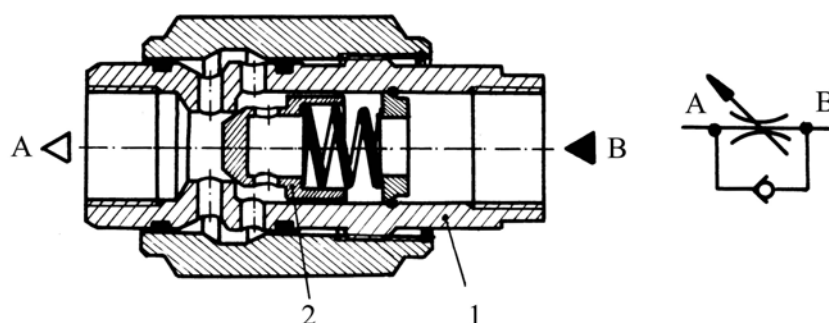


Figura 4.52. Drosel de traseu cu ventilul de reținere încorporat.

În figura 4.53 este reprezentat un drosel pentru dispunere pe bloc, a cărui secțiune de trecere îngustată este pur diafragmatică (debitul este independent de viscozitate).

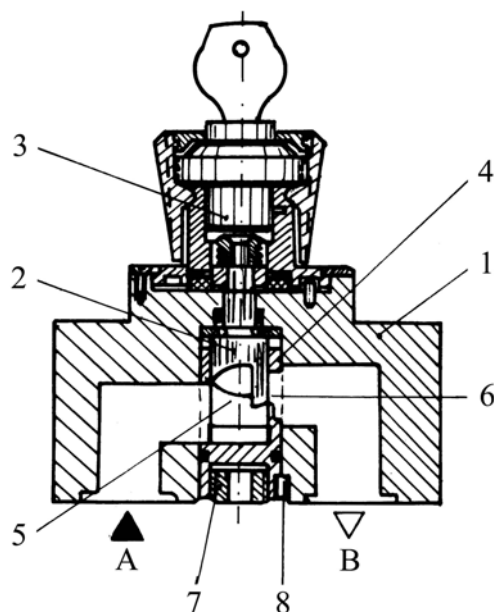


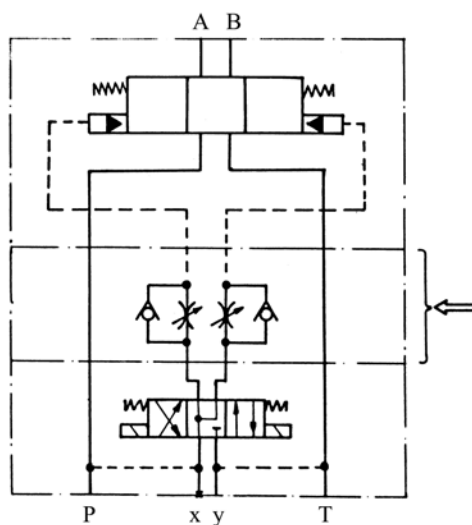
Figura 4.53. Drosel pentru dispunere pe bloc.

Aici, în carcasa 1, se poate roti bolțul de tip camă 2, în bucșa cu diafragmă circulară 4. Rotirea se realizează cu butonul cu scală 3. În funcție de profilul camei și a diafragmei, secțiunile de trecere pot avea forme triunghiulare sau dreptunghiulare, debitul având o evoluție liniară sau progresivă cu unghiul de rotație al camei. Șurubul 7 servește la poziționarea relativă între bucșa 4 și bolțul 2, ea sprijinindu-se pe oglinda blocului pe care se dispune droselul. Știftul 8 împiedică rotirea bucșei 4.

Construcția îngemănată, figura 4.54, este în general realizată sub forma plăcilor intermediare. Cele două drosele se realizează cu două supape, 4 și 5, apăsate spre interior de două arcuri. Uleiul intră prin canalul A și va trece prin secțiunea droselizată 1. În același timp el va pătrunde prin canalul 2 în spatele supapei 4, în spațiul arcului, ținând-o pe aceasta în poziție de droselizare. Uleiul care se întoarece de la consumator prin canalul B, împinge pistonul 5 complet la dreapta,

Technical drawing of a two-way, two-position solenoid valve in cross-section. The valve body is shown with internal components. On the left, a solenoid coil (3) is mounted on a core (4). A spring (2) is shown in its compressed state, pushing a piston (1) to the right. This piston is connected to a ball (5) which is seated in a port (6). On the right, another solenoid coil (7) is shown in its retracted state, allowing the ball (5) to move to the left and seat in a different port. The diagram is labeled with 'joc' and 'A' and 'B' at the bottom.

Aceste aparate se pot utiliza atât pentru reglarea vitezelor motoarelor, prin interpunerea între distribuitor și placa de prindere a motoarelor, cât și pentru reglarea timpilor de comutație a distribuitorilor pilotate, figura 4.55, când se interpun între distribuitorul pilot și cel principal.



117

4.5.2. Ventile reglatoare de debit

Este cunoscut faptul că în cazul droselurilor, pentru un lichid cu anumită viscozitate și pentru o secțiune de droselizare fixată, debitul care le parcurge depinde de diferența de presiune între intrarea și ieșirea din acestea, presiunea de ieșire fiind liniar dependentă de sarcina motorului hidraulic acționat, cea de intrare fiind considerată constantă în cazul în care droselul este dispus între pompă și motor. În cazul în care forța rezistentă crește atât de mult încât presiunea de ieșire devine egală cu presiunea de intrare, debitul care parcurge droselul devine nul, iar motorul hidraulic se oprește.

Acest comportament face ca drosелеle să nu fie compatibile cu cerințele de funcționare ale sistemelor hidraulice în anumite situații. Pentru aceste cazuri se utilizează un alt tip de ventil, care nu prezintă dezavantajul menționat anterior, numit ventil regulator de debit. Trebuie menționat faptul că pentru menținerea constantă a debitului care parcurge droselul (deci a vitezei motorului), atunci când sarcina (forța sau momentul) variază, este necesară menținerea la o valoare constantă a diferenței de presiune între intrare și ieșire, $(p_1 - p_2)$, și nu a presiunilor p_1 și p_2 individual.

Ventilul regulator de debit asigură modificarea automată a presiunii de intrare p_1 , atunci când, datorită variației sarcinii, presiunea de ieșire p_2 se modifică în sens crescător sau descrescător, astfel încât diferența de presiune $p_1 - p_2$ rămâne constantă. Aparatul este prevăzut cu un comparator, care evaluează în permanență valoarea "trebuie", a diferenței de presiune reglată, cu valoarea "este" a diferenței de presiune, iar în ipoteza că acestea nu sunt egale, comandă modificarea presiunii de intrare p_1 astfel încât eroarea (diferența) se anulează.

În figura 4.56 este prezentat ventilul regulator de debit cu trei racorduri (căi), bazat pe utilizarea semipunții cu rezistențe de tip A. Comparatorul, care este în principiu un piston cu suprafețe egale, a , se va deplasa spre o poziție de echilibru între forțele $p_1 \cdot a$ și $p_2 \cdot a + F_A$, unde F_A este forța indusă de arc:

$$p_1 - p_2 = \frac{F_A}{a} = \text{ct.} \quad 4.8$$

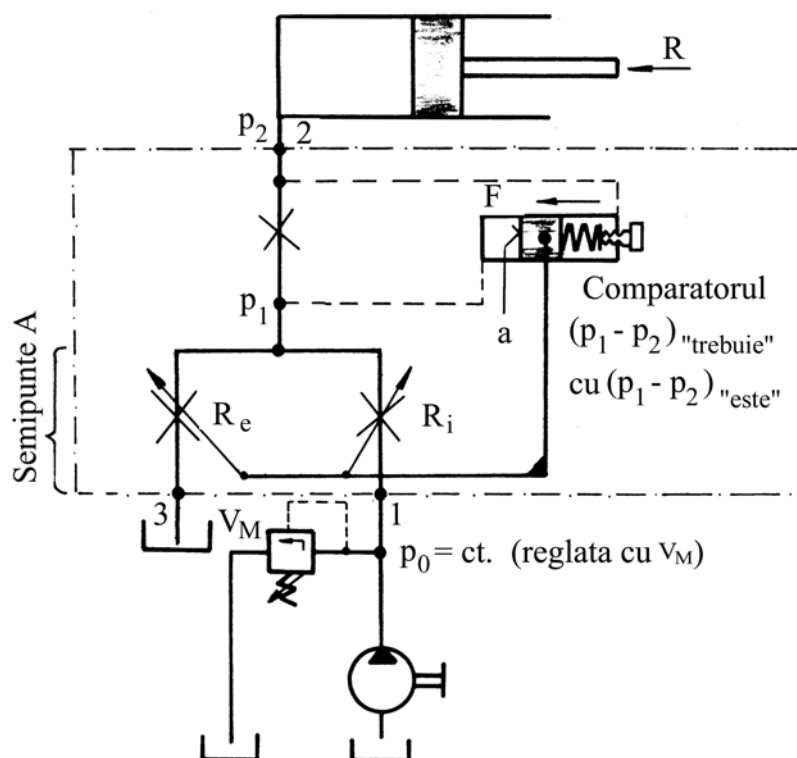


Fig. 4.56. Schița principală ventilului regulator de debit cu trei racorduri.

Prin forța indusă de arc se programează valoarea "trebuie" a diferenței de presiune. Pistonul comparatorului se va deplasa atât timp până când:

$$(p_1 - p_2)_{este} = (p_1 - p_2)_{trebuie} \quad 4.9$$

Acest lucru este posibil numai dacă deplasarea pistonului comparatorului provoacă o schimbare continuă a lui $(p_1 - p_2)_{este}$, ceea ce se realizează prin faptul că deplasarea lui produce micșorarea rezistenței de intrare R_i și creșterea rezistenței de ieșire R_e , care au ca efect creșterea lui p_1 , corespunzătoare creșterii, cauzate de sarcină, a lui p_2 . O asemenea modificare concomitentă de rezistențe se realizează cu binecunoscuta semipunte cu rezistențe de tip A. Pentru a nu se folosi pârghii de legătură între comparator și sertarul semipunții, se utilizează ca și comparator chiar suprafețele laterale ale sertarului, figura 4.57.

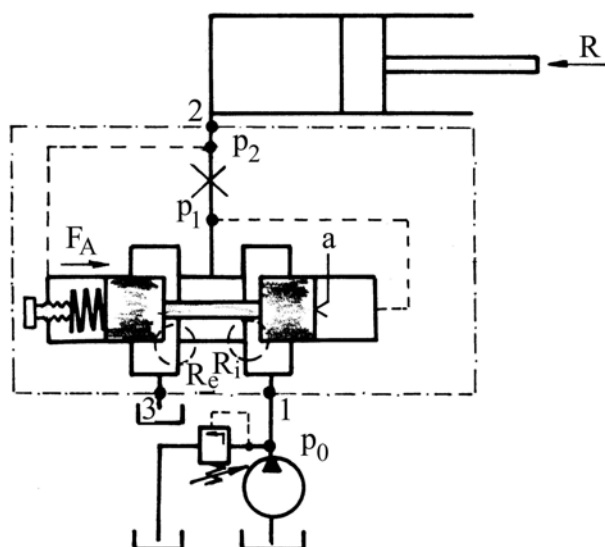


Fig. 4.57. Construcția ventilului regulator de debit cu semipunte A.

O construcție similară, de ventil regulator de debit cu trei căi, se poate obține și cu o semipunte de tip B. Din punct de vedere energetic, ventile reglatoare de debit cu trei căi sunt dezavantajoase prin prisma pierderii unei părți din debitul pompei prin racordul T, spre rezervor.

Utilizând semipuntea de tip C, pierderea de energie este evitată, datorită rezistenței de ieșire $R_e = \infty$, figura 4.58.

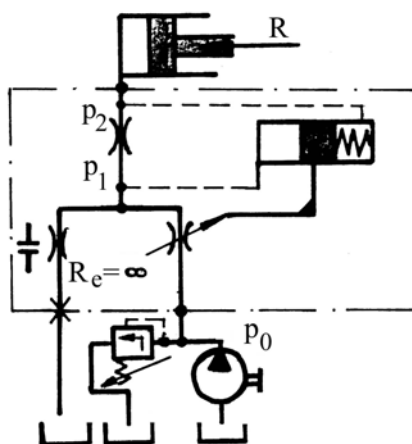


Fig. 4.58. Schița principală ventilului regulator de debit cu semipunte C.

Varianta constructivă obținută este un ventil regulator de debit cu două racorduri, figura 4.59.

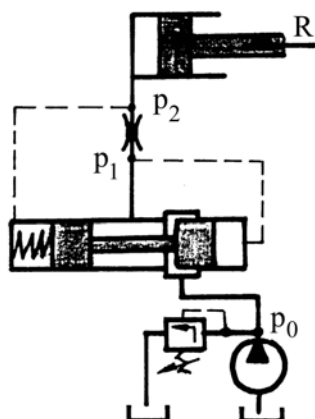


Fig. 4.59. Construcția ventilului regulator de debit cu două racorduri.

De regulă droselul din ventilul regulator de debit este numit "diafragmă de măsură" și este dispus după semipuntea cu rezistențe. În cazul dispunerii acestuia înaintea semipunții, variantele constructive cu semipunte A și B nu sunt funcționale, singura variantă practică fiind cea prevăzută cu semipunte de tip C, figura 4.60 a și b.

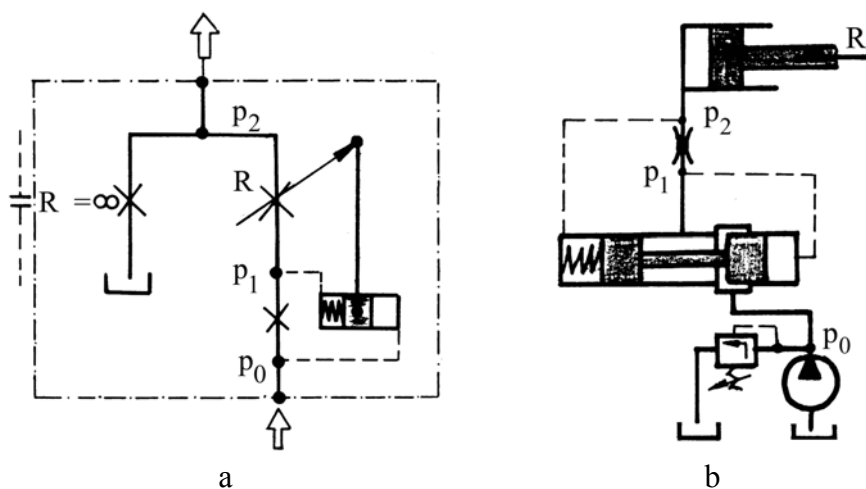


Fig. 4.60. Ventilului regulator de debit cu două racorduri, cu drosel dispus înainte de semipunte.

Acest ventil este foarte sensibil la variațiile de presiune produse de aparatele care îl preced, motiv pentru care este folosit de preferință în circuitul de întoarcere din motor.

Așa cum s-a văzut anterior, ventilul regulator de debit are în componență un plunjer al unei semipunți cu rezistențe, care îndeplinește rolul unui ventil de presiune normal deschis. Astfel, ventilul regulator de debit cu două racorduri se va reprezenta ca un aparat care are în componență un drosel înseriat cu un ventil de presiune normal deschis, care poate fi dispus înainte sau după drosel, figura 4.61.

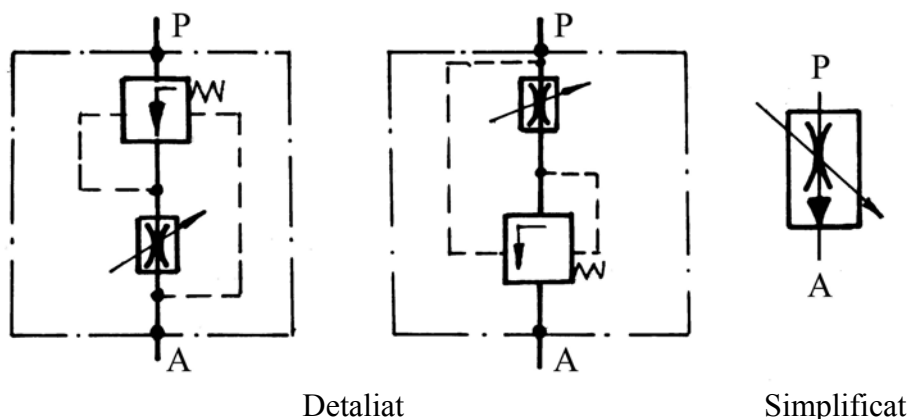


Fig. 4.61. Simbolizarea ventilului regulator de debit cu două racorduri.

Anumite variante constructive de ventile reglatoare de debit pot avea droselul (difragma de măsură) cu secțiune fixă, variantă în care aparatul se numește ventil de limitare a debitului, figura 4.62. Construcția prezentată este în varianta de traseu. În bușa 1 se află arcul 2 și bușa cu difragma 3, oprită de un prag, pentru a nu se deplasa nelimitat spre dreapta. Lichidul, care pătrunde prin racordul A, trece prin găurile radiale 4 și canalul inelar 5 spre ieșirea B. Prin parcurgerea diafragmei, pe aceasta apare o cădere de presiune care face ca bușa-sertar 3 să se deplaseze spre arc. Dacă debitul la intrare crește, va crește presiunea p_1 și deci și diferența de presiune $p_1 - p_2$. Deplasarea bușei 3 se va mări, obturând și mai mulți orificiile 4, ceea ce face să crească corespunzător și presiunea p_2 . Modificarea presiunilor, va determina menținerea constantă a debitului vehiculat prin aparat. Rezistența 6 are rol de amortizare.

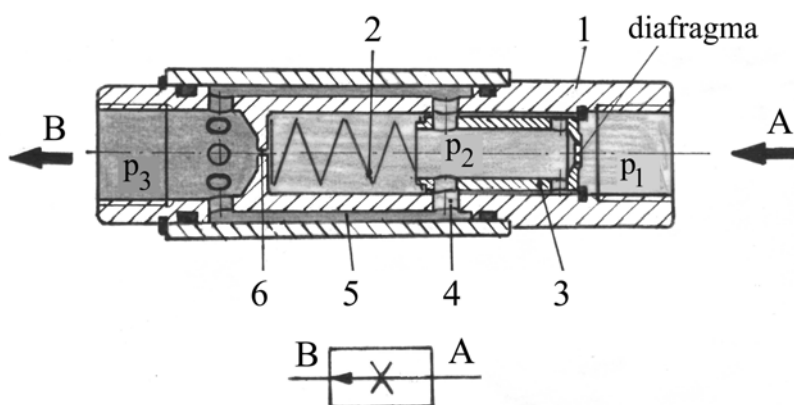


Fig. 4.62. Ventilului regulator de debit, varianta de traseu .

În cazul ventilului regulator de debit cu trei racorduri, figura 4.63, apare în plus o derivație spre rezervor, care reflectă de fapt legătura funcțională reală.

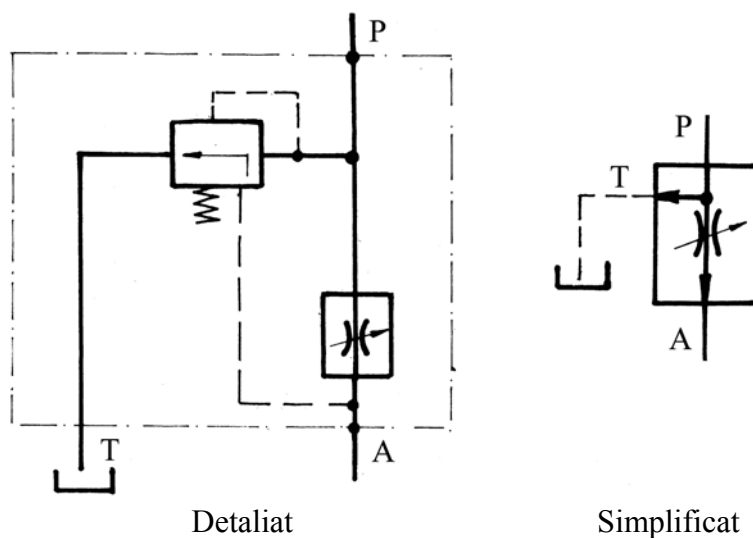


Fig. 4.63. Simbolizarea ventilului regulator de debit cu trei racorduri.

Deși debitul reglat ar trebui să fie constant în tot domeniul presiunilor de lucru, figura 4.64, practic regulatorul își îndeplinește funcția numai într-un anumit domeniu al valorilor Δp , ($\Delta p_{min} \dots \Delta p_{max}$),

unde asigură menținerea constantă a debitului la variația sarcinii, figura 4.65, zona II, iar în zonele extreme I și III se comportă ca și un drosel.

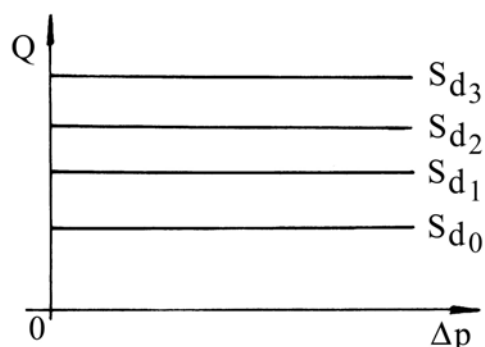


Fig. 4.64. Dependenta ideală debit - presiune, la diferite secțiuni reglate.

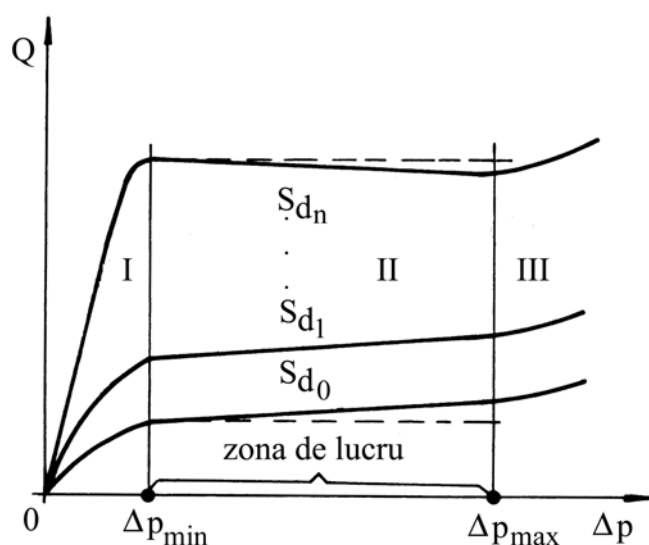


Fig. 4.65. Dependenta reală debit - presiune, la diferite secțiuni reglate.

Și în zona II, în care regulatorul își îndeplinește funcția, curba caracteristică prezintă o mică pantă, într-un sens sau altul, în funcție de felul în care acționează pe comparator forța arcului și forțele curentului de lichid. Pentru construcțiile cunoscute, $\Delta p_{min} = 3 \dots 7$ bari, (la DN 10), $\Delta p_{min} = 5 \dots 12$ bari, (la DN 16), iar Δp_{max} ajunge până la 300 bari.

4.6. ELEMENTE AUXILIARE

4.6.1. Rezervoare hidraulice

Într-o instalație hidraulică, rezervoarele au rolul de a:

- egala diferența instantanee între cantitatea de lichid absorbită și cea refulată;
- conduce energia termică rezultată din frecări;
- compensa pierderile exterioare prin scurgeri;
- separa aerul, apa și impuritățile mecanice.

În figura 4.66 este prezentată o construcție de rezervor hidraulic, în care se remarcă: bazinul propriu-zis 1, capacul de curățire 2, fundul înclinat 3, care asigură depunerea impurităților la nivelul orificiului de golire, prevăzut cu dop 4, nivela de ulei 6, precum și orificiul de umplere 7. Nu există pentru rezervoare, o regulă deosebită de construcție, ele trebuind să îndeplinească necesitățile specifice fiecărui circuit.

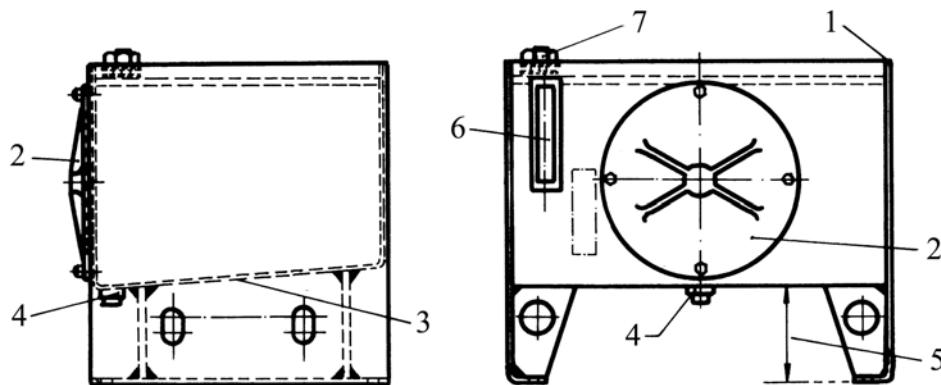


Fig. 4.66. Rezervor hidraulic.

În general, volumul rezervorului trebuie să fie:

$$V = 3 \dots 5 \cdot Q \quad 4.10$$

Dacă rezervorul trebuie să fie mic, sau din punctul de vedere al temperaturii acest volum nu este suficient, se prevede folosirea unui răcitor, figura 4.67, în care mediul de răcire este apa. Înălțimea lichidului nu trebuie să depășească 80 ... 90% din înălțimea rezervorului, spațiul de

sus fiind necesar separării aerului și formării spumei. Conducta de aspirație trebuie să aibă o gură teșită la cel puțin 45° , să fie cât mai scurtă și mai dreaptă, să aibă un diametru mare, care să poată asigura o viteză de curgere a lichidului în jurul a 1 m/s și să fie situată la cel puțin 30 mm de podeaua rezervorului.

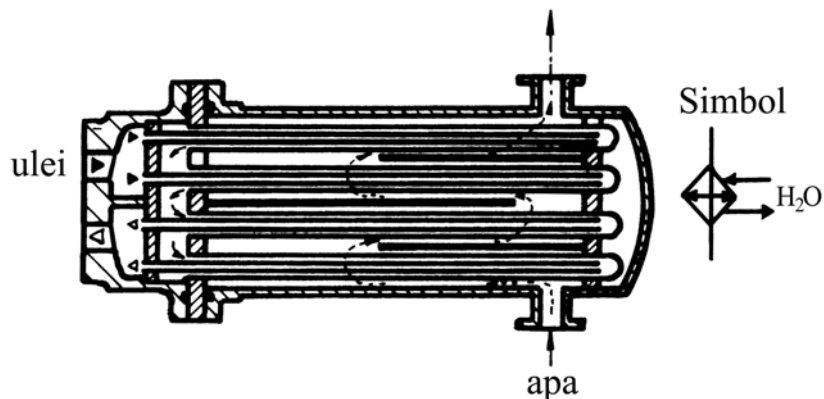


Fig. 4.67. Răcitor cu apă.

Conducta de reîntoarcere (retur) trebuie să fie teșită la capăt, la 45° , pentru a putea împiedica ieșirea lichidului cu viteză, să aibă gura sub oglinda acestuia, pentru a evita posibilitatea antrenării aerului. Cele două conducte trebuie să se afle la o depărtare maxim posibilă pentru a nu se aspira din nou lichid cald și pentru a da timp separării aerului și a impurităților. Rezervoarele au în interior pereți de separare, de dirijare, precum și site. Acestea au o înclinare de circa 30% și dimensiunea ochiurilor de 100 ... 150 μm . Pereții de dirijare conduc lichidul cald spre pereții de răcire. Rezervorul are de asemenea și un filtru de aer pentru aerisire, având și rolul de a reține praful din mediul înconjurător, dar tot pe aici poate pătrunde și umiditate, ceea ce permite apariția apei de condens. Apa este primejdioasă dacă este absorbită de pompă, de aceea acest filtru trebuie să asigure și reținerea umezelii. Umplerea rezervorului se face cu o pâlnie cu sită de 100 ... 200 μm .

Temperatura în rezervor nu trebuie să depășească 50°C . Lichidul, se încălzește mai ales în circuitele cu drosele și distribuitoare pilot sau alte tipuri de ventile. Dacă se utilizează răcitoare cu aer, acesta trebuie să

fie cu 20 ... 30°C mai rece decât uleiul, iar dacă răcitoarele sunt cu apă, cu 30 ... 35°C mai rece. Menținerea constantă a temperaturii uleiului se poate face cu un regulator de temperatură sau chiar cu un încălzitor.

Adesea capacul de închidere, sau un perete al rezervorului, se utilizează pentru dispunerea pe el a pompelor, distribuitorilor, ventilelor de presiune, filtrelor, etc. În figura 4.68 este reprezentat un astfel de rezervor hidraulic (care uneori poartă denumirea de panou hidraulic).

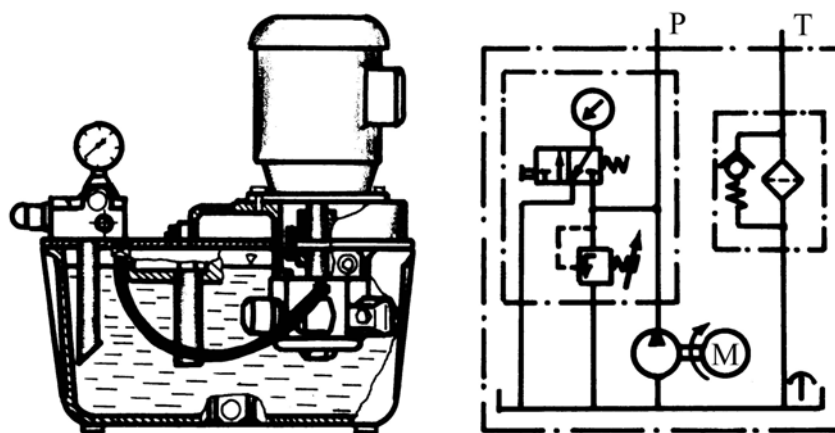


Fig. 4.68. Panou hidraulic.

4.6.2. Filtre

Murdărirea uleiului are mai multe cauze posibile :

- existența impurităților la execuția și montajul instalației (praf abraziv, picături de sudură, nisip, etc., care provoacă de la început murdărirea uleiului);
- impurități provenite din mediu (praf, apă de condens);
- impurități provenite din uzura instalației (produse de uzura metalică, a elementelor de etanșare, vopsele și produse de îmbătrânire chimică a uleiului, etc.).

Toate aceste impurități conduc la deranjul instalației și la micșorarea duratei lui de funcționare.

Dispunerea filtrelor

Tipul lor constructiv, dispunerea și finețea lor, depinde de felul instalației. În figura 4.69 sunt prezentate diferite posibilități de dispunere a acestora.

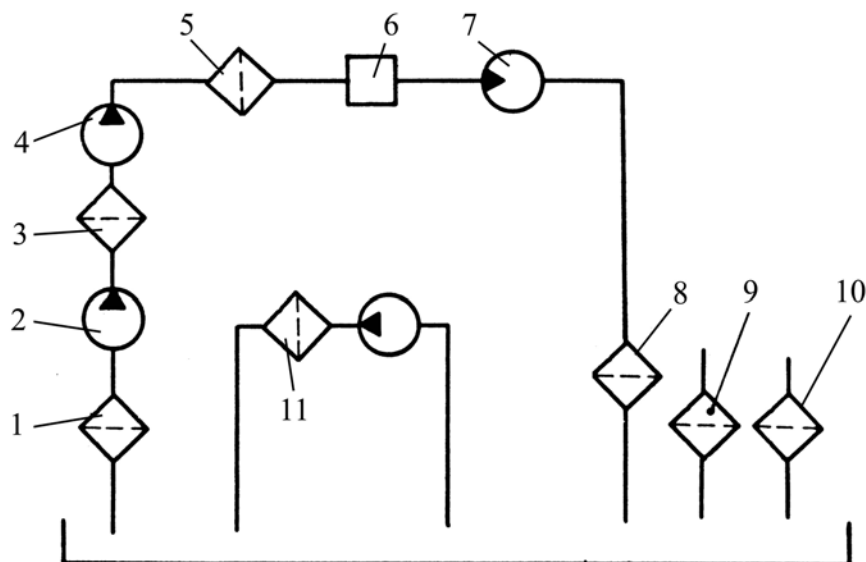


Fig. 4.69. Posibilități de dispunere a filtrelor în instalațiile hidraulice.

Astfel, filtrul de aspirație 1, protejează instalația de murdăria din rezervor. La diferențe mari de presiune, cavitația filtrului poate pătrunde în pompa de joasă presiune 2. De aceea, finețea acestuia trebuie să fie mare ($100\ \mu\text{m}$), urmând a fi spălat des. Filtrul de presiune joasă 3, folosit la instalații mari, asigură o bună protecție a pompei de înaltă presiune 4, a instalației și a motoarelor 7. Filtrul de presiune înaltă 5, cel mai fin, se situează înaintea aparatelor sensibile 6. Filtrul de întoarcere 8 se folosește la instalații mici, servind la purificarea uleiului care intră în rezervor. Numărul de filtre utilizat depinde de sistemul care este protejat, de posibilitățile de apariție a impurităților, etc. La punerea în funcțiune a unei mașini noi, primul schimb de ulei trebuie efectuat repede (după 500 ore de funcționare). De asemenea se mai utilizează filtre de umplere 9, respectiv filtre de aer 10. În instalațiile secundare, alimentate din același rezervor sunt utilizate de asemenea elemente de filtrare, 11.

Tipuri de filtre

Putem enumera următoarele tipuri:

- filtre cu sită metalică sau sintetică, figura 4.70.

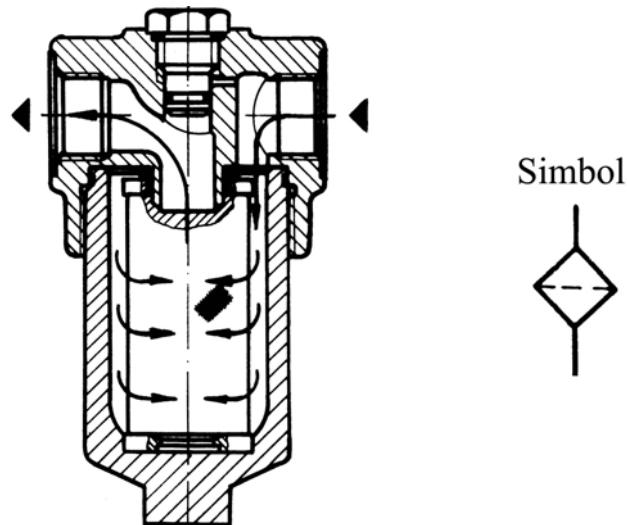


Fig. 4.70. Filtru cu sită metalică.

Elementul filtrant (sita), poate fi sub forma unei mantale cilindrice, figura 4.71 a, fie sub forma unei mantale cutate longitudinal pe un cilindru, figura 4.71 b, fie cutată transversal, figura 4.71 c.

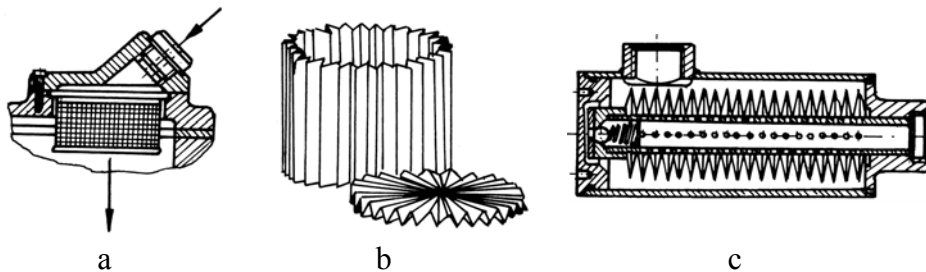


Fig. 4.71. Forme de site metalice pentru filtre.

- filtre cu muchii metalice, unde elementul filtrant poate fi o rețea de sârmă tăioasă sau lamele;
- filtre cu element filtrant sinterizat;

- filtre cu elementul filtrant din celuloză impregnată cu rășini sintetice, sprijinit pe piese de susținere. Curățirea acestor tipuri de filtre nu este posibilă;
- filtre de sticlă impregnate cu rășini sintetice; se folosește în cuplarea ca filtru cu sârmă și au o finețe de filtrare de 1 μm ;
- filtre magnetice cu magnet permanent, pentru reținerea particulelor feritice. Folosirea lor are caracter suplimentar în locurile în care vitezele uleiului sunt mici.

Prin saturarea filtrelor cu impurități crește căderea de presiune prin ele, iar pentru a le proteja, se folosesc ventile de deversare și indicatori de "grad de umplere", care reacționează la o anumită diferență de presiune.

4.6.3. Acumulatori hidraulici

Utilitatea unui acumulator constă în faptul că poate prelua un volum de lichid sub presiune și apoi să-l elibereze când este necesar.

Acumulatorii hidraulici pot îndeplini diverse funcții circuitele hidraulice, cum ar fi:

- de rezervor de lichid sub presiune, pentru cazul în care circuitul necesită un volum mai mare de lichid, pentru intervale scurte de timp;
- de agregat de siguranță pentru cazul defectării pompelor sau motorului de antrenare, situație în care va duce la sfârșit ciclul de lucru;
- de compensator pentru pierderile volumice de lichid;
- de compensator volumic, la modificări de temperatură, în circuite închise;
- de atenuator al vârfurilor de presiune din timpul comutărilor distribuitorilor;
- de amortizor de pulsații, diminuator al amplitudinii presiunii la pompe;
- de recuperator pentru energiile de frânare.

Din punct de vedere constructiv, acumulatorii hidraulici pot fi:

- cu piston, figura 4.72 a, b și c, la care forța care se aplică pistonului, înmagazinând astfel energia, forța putând fi creată de o greutate având masa M, varianta a, un arc, (b) sau un gaz sub presiune, (c);
- cu cameră elastică, figura 4.72 d;
- cu membrană, figura 4.72 e.

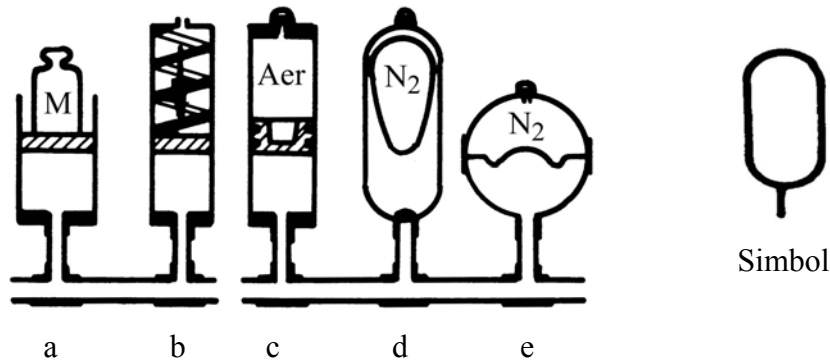


Fig. 4.72. Tipuri constructive de acumulatori hidraulici.

Ultimele tipuri sunt umplute în general cu azot, la o presiune care este cu 10 ... 20% sub cea mai scăzută presiune din sistem. Acumulatorul cu piston este utilizat pentru volume și debite mari.

Raportul presiunilor, în cazul acumulatorilor hidraulici cu gaz este limitat conform relației:

$$\frac{\text{presiune gaz}}{\text{presiune de lucru}} = \frac{1}{10} \quad 4.11$$

Presiunea de preumplere trebuie să fie cu 5 bari sub presiunea minimă de lucru.

Acumulatorii cu membrană sunt utilizați pentru volume mici de lichid, pentru absorbția șocurilor, amortizarea pulsațiilor și pentru circuitele de comandă.

Cel mai utilizat tip de acumulator este cel cu balon, figura 4.73, datorită răspunsului rapid și a inerției aproape nule. Raportul maxim al presiunilor pentru aceștia este de 1:4.

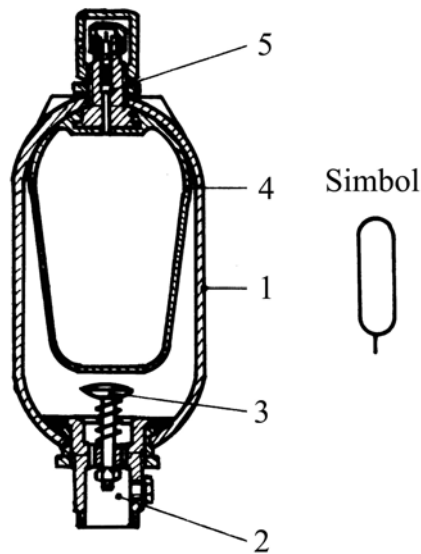


Fig. 4.73. Acumulator hidraulic cu balon.

Acesta este compus din recipientul de oțel 1, cu racordul la circuit 2, supapa taler 3, balonul elastic 4 și supapa de gaz 5. După preumplerea cu azot a balonului, la presiunea $p = 0,9 \cdot p_{lucru\ minim}$, acesta va ocupa întregul interior al recipientului și va închide supapa taler, care împiedică ieșirea balonului pe care-l protejează.

Atunci când presiunea din circuit atinge presiunea gazului, supapa taler 3 se ridică, lichidul pătrunde în recipient, comprimând azotul din balon (al cărui volum scade corespunzător). Atunci când presiunea din circuit scade, gazul comprimat va refula lichidul. Acești acumulatori, în funcție de construcția lor, pot funcționa la presiuni de până la 350 bari.

4.6.4. Aparate de supraveghere

Releul de presiune este un limitator electric acționat prin deformarea unei membrane (arc, burduf), sau prin deplasarea unui plunjer încă prin arc, a cărui acțiune va da un semnal de comandă. Ele se folosesc și organe de siguranță sau de succesiune, precum și pentru ciclul

de umplere a acumuloarelor (la cuplarea și decuplarea pompei). În comenzi de succesiune va comanda un ventil electromagnetic. În figura 4.74 este prezentată o variantă constructivă de releu de presiune.

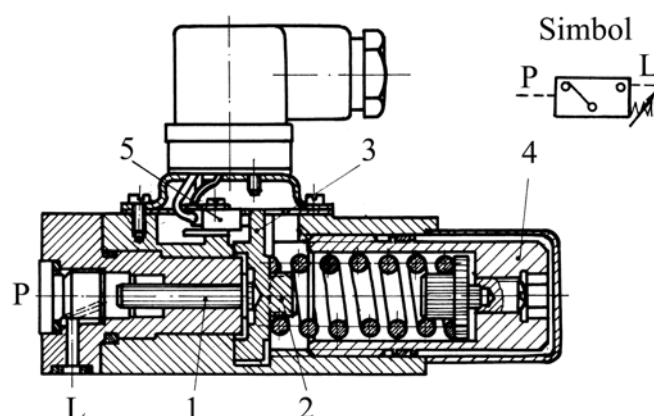


Fig. 4.74. Relu de presiune.

În varianta constructivă prezentată, releul este constituit din carcasa 1, pistonul 2, pe care acționează lichidul sub presiune, tachetel 3 cu arcul 4, șurubul 5 de reglare a tensiunii arcului (a presiunii de comutare) și microcomutatorul electric 6. Pragul 7 protejează microcomutatorul electric în caz de suprapresiuni.

Relu de supraveghere are funcția de control a curgerii uleiului (la laturile hidrostatice) sau de alarmare (la întreruperea lichidului de răcire mașini-unelte), deci acolo unde întreruperea debitului ar avea consecințe dăunătoare. Acest releu, figura 4.75, face ca la întreruperea curentului lichid, plunjerul 1, care are în interior un magnet permanent 2, să facă și să producă prin inducție, în releul 3, un semnal electric.

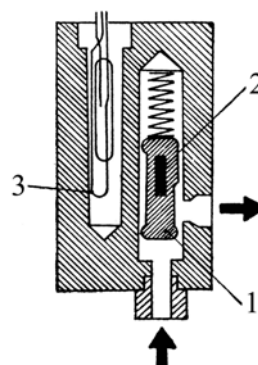


Fig. 4. 75. Relu de supraveghere.

Aparatele frecvent utilizate pentru măsurarea presiunii sunt manometrele, figura 4.76. Acestea traduc deformarea unui arc, provocată de presiune, în rotația unui ac indicator. Pentru presiuni mai mici de 0,4 bar sunt utilizate arcuri capsule, iar pentru presiuni mai mari (normale) arcuri de tip țeavă Bourdon, fabricate din oțel sau aliaj beriliu-bronz. Clasele de precizie a manometrelor sunt: 2, 1 și 0,6 și indică eroarea procentuală de măsură raportată la indicația de sfârșit a scalei.

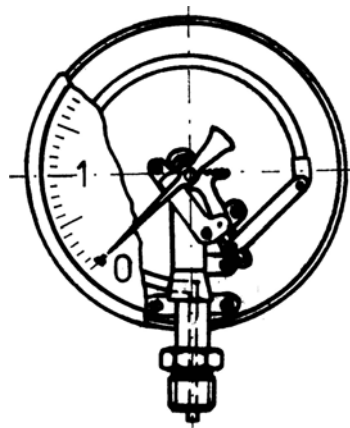


Fig. 4. 76. Manometru.

În figura 4.77 este prezentată unitate de control, care constituie o combinație de aparate pentru limitarea presiunii și pentru cuplarea la manometru a acesteia.

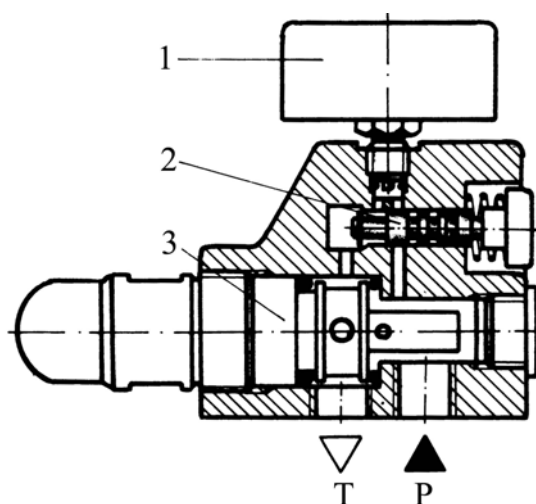


Fig. 4.77. Unitate de control cu decuplare a manometrului.

Manometrul 1 poate fi cuplat la sursa de presiune prin acționarea tijei 2, iar cu 3 este indicat un ventil limitator de presiune direct acționat.

În figura 4.78 a este reprezentată schema acestei unități de control. Schema din figura 4.78 b prezintă o altă variantă constructivă, cu două ventile limitatoare de presiune și un distribuitor 4/4, pentru cuplarea alternativă la manometru a punctelor de presiune p_1 și p_2 .

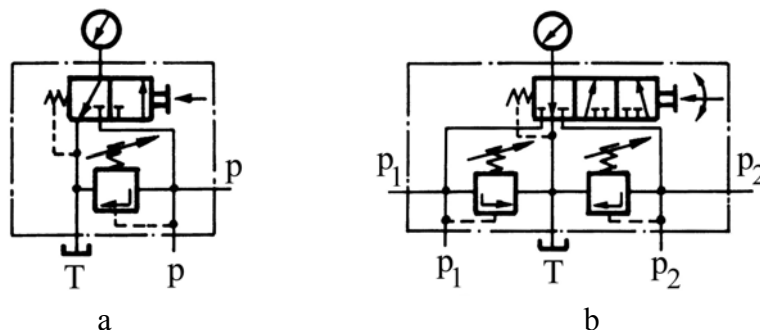


Fig. 4.78. Schema unității de control a presiunii.

4.6.5. Conducte, armături și etanșări

În acționarea hidraulică se folosesc cu prioritate conducte de precizie din oțel, fără cusătură. Acestea se pot îndoi normal la rece până la un diametru de 25 mm. După îndoire sau sudare la cald se vor îndepărta arsurile în băi de decapare, iar apoi se va acorda o mare importanță curățirii lor. Pentru alegerea dimensiuni conductelor se va folosi tabelul 4.1. Pentru legarea elementelor aflate în mișcare relativă, sau în cazul legăturilor care se schimbă, în cazul în care se urmărește reducerea variațiilor de presiune de tip șoc sau a vibrațiilor mecanice, se folosesc conducte flexibile. Ele sunt confecționate în general din materiale elastice pentru a căror rigidizare (când este nevoie) se folosesc conducte metalice flexibile sau sârmă bobinată. Majoritatea lor au însă în acest scop inserție de pânză. Ele se recomandă în funcție de presiunea la care trebuie să reziste. În general, datorită elasticității, ele îndeplinesc și rolul de acumulatori hidraulici.

Cele mai folosite armături pentru legarea conductelor la aparatele hidraulice sunt cele de tip "Ermeto", figura 4.79, care se folosesc până la diametrul conductei de 42 mm. Pentru cele cuprinse între 30 și 80 mm se

folosesc legături cu flanșe, iar pentru diametre peste 80 mm numai legături sudate.

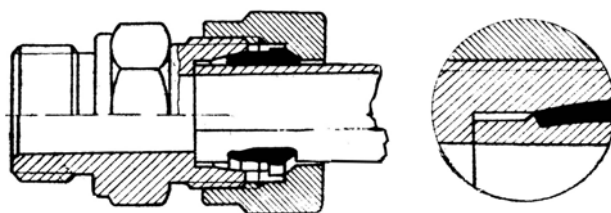


Fig. 4.79. Racord hidraulic de tip "Ermeto".

Tabelul 4.1. Alegerea dimensiunilor conductelor hidraulice.

Debit Q [l/min]	Conductă Φ mm							Filet	
	diam. ext.		grosime perete						
	de bază	admis	presiune [daN/cm ²]					metric	în țoli
			63	100	160	250	400		
0,63		6	1	1	1	1	1,5	M 10 x 1	1/8
2,5		8	1	1	1	1,5	1,5	M 14 x 1,5	1/4
6,3	10		1	1	1	1,5	2	M 14 x 1,5	1/4
16		12	1	1	1,5	2	2,5	M 18 x 1,5	3/8
40	16		1,5	1,5	1,5	2	3	M 22 x 1,5	1/2
40		20	-	-	-	-	4	M 27 x 2	3/4
63		20	1,5	1,5	2	2,5	-	M 27 x 2	3/4
63	25		-	-	-	-	5	M 33 x 2	1
100	25		2	2	3	3	-	M 33 x 2	1
100		30	-	-	-	-	6	M 42 x 2	1 1/4
160		30	2	2	3	4	-	M 42 x 2	1 1/4
160	38		-	-	-	-	7	M 48 x 2	1 1/2
250	38		3	3	4	5	-	M 48 x 2	1 1/2
250		50	-	-	-	9	-	M 60 x 2	2
400		50	3	3	6	6	-	M 60 x 2	2

Etanșările au în acțiunea hidraulică o importanță deosebită, în vederea micșorării pierderilor prin interstiții. Pe de altă parte, pierderile de sarcină datorită frecărilor trebuie să fie minime.

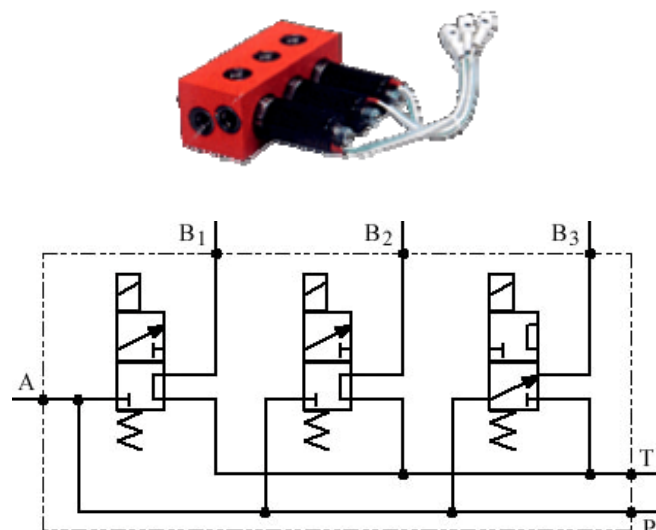


Fig. 4.82. Construcție monobloc cu trei distribuitoare.

O astfel de variantă constructivă, dar care este obținută prin asocierea în aceeași carcasă a unui număr mai mare de aparate hidraulice, este prezentată în figura 4.83.

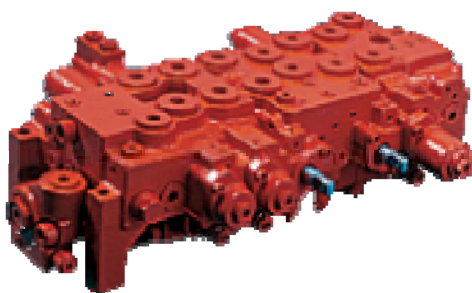


Fig. 4.83. Construcție monobloc cu aparate hidraulice.

În figura 4.84 este prezentat un sistem divizor de debit, capabil să controleze necesarul de fluid la racordul B, pentru alimetarea unui ambreiaj hidraulic, indiferent de presiunea din circuitul principal. La ieșirea A, spre circuitul principal, se pot racorda alți consumatori (motoare hidraulice).

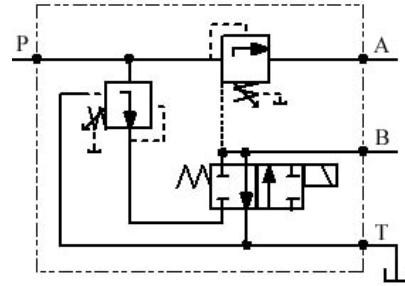
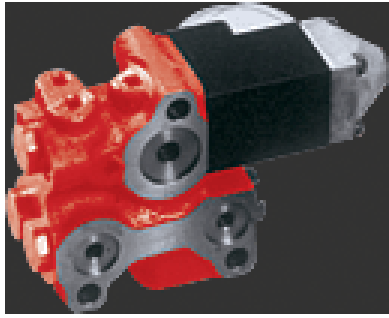


Fig. 4.84. Sistem pentru controlul simultan al motoarelor și ambreiajelor hidraulice.

În scopul pilotării distribuitorilor, sunt realizate variante constructive mobile, de ventile pilot, acționate cu manetă, buton sau pedală, figura 4.85.



Fig. 4.85. Variante constructive de distribuitoare pilot.

6. VARIATORI HIDROSTATICI

6.1. CIRCUITE DESCHISE

6.1.1. Circuite de inversare

Sistemele hidrostactice sunt constituite pe baza unor circuite tip, dintre care se vor prezenta în continuare câteva. În figura 6.1 a, este reprezentat simbolic un circuit de inversare, realizat cu un distribuitor 4/3, precum și varianta constituită din două semipunți de tip A cu rezistențe [10], figura 6.1 b.

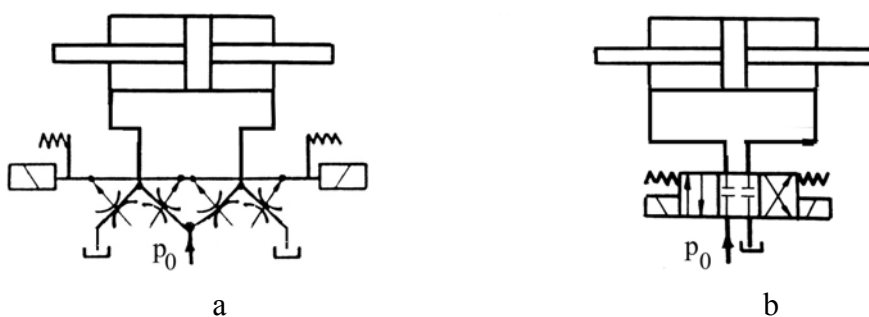


Fig. 6.1. Circuit de inversare cu semipunte A (distribuitor 4/3).

Același circuit se poate realiza cu un motor cu tijă unilaterală, figura 6.2, comandat cu un distribuitor 3/3, (care se obține dintr-unul 4/3, căruia i s-a obturat o ieșire). Schema corespunde unei combinații de semipunți A + E, la care partea cu tijă a motorului este legată direct la sursă, iar cealaltă la o semipunte A. În cazul în care $A_1 = 2 \cdot A_2$, vitezele de deplasare, în ambele sensuri vor fi egale.

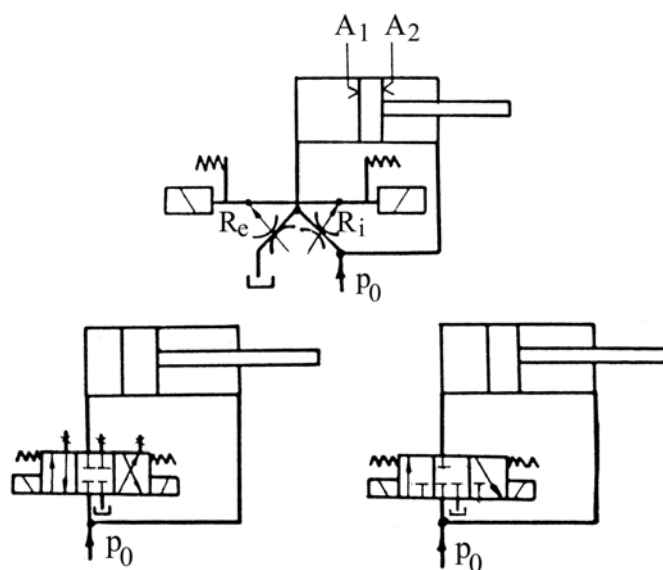


Fig. 6.2. Circuit de inversare cu semipunte A (distribuitoare 3/3).

O altă posibilitate de realizare a aceleiași funcții, este oferită de o combinație de semipunți B + E, figura 6.3. Aici se folosește un distribuitor 4/2, căruia îi sunt obturate două orificii.

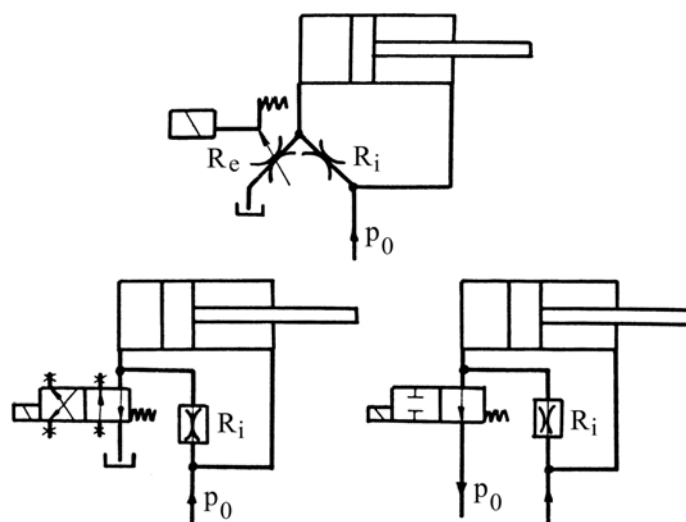


Fig. 6.3. Circuit de inversare cu semipunți B + E (distribuitor 4/2).

În ipoteza că se folosește un motor cu tijă bilaterală, printr-o combinație care cuprinde circuitul echivalent E, schema este realizabilă numai dacă în partea comandată a motorului (prin orice semipunte), forța hidrolică este "ajutată" de către o forță exterioară (arc, greutate, etc.), ca în figura 6.4. Acest lucru este necesar, deoarece în poziția 1 a distribuitorului (pentru care motorul trebuie să se deplaseze spre dreapta), forța rezultantă pe piston în partea stângă trebuie să fie mai mare decât cea din partea dreaptă.

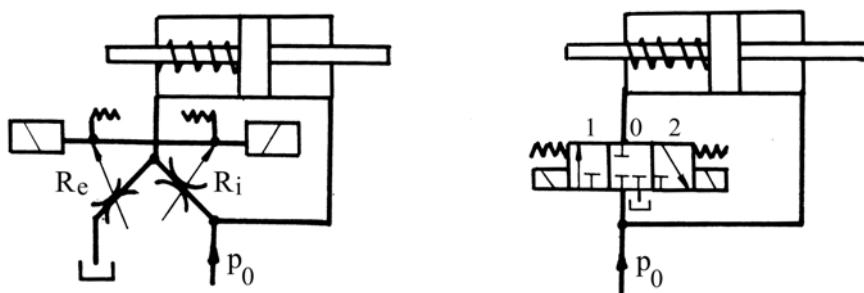


Fig. 6.4. Circuit de inversare cu semipunte E.

Circuitul echivalent E, poate fi înlocuit în general printr-o forță exterioară (arc, greutate, etc), ca în figura 6.5.

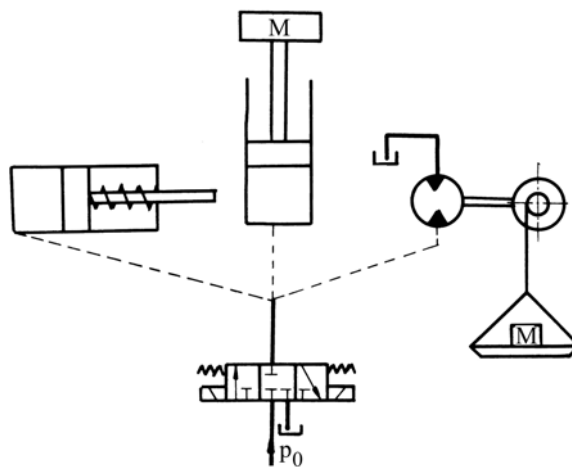


Fig. 6.5. Circuit de inversare cu circuit echivalent E, înlocuit printr-o forță exterioară.

În locul schemei cu motor hidraulic liniar simplu acționat, asupra tijeî căruia apasă masa M, figura 6.5, se poate utiliza o schemă simplificată, în care în locul semipunții A, se folosește o semipunte B, având rezistența de intrare $R_i = 0$, figura 6.6. Aici, în poziția 1 a distribuitorului, trecerea este droselizată. Inversarea cu pompe reglabile se realizează prin inversarea excentricității pompelor cu palete sau pistonase radiale, sau a înclinării pompelor cu pistonase axiale.

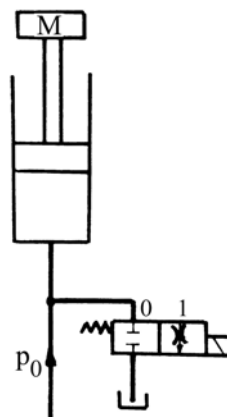


Fig. 6.6. Circuit de inversare cu circuit echivalent B.

6.1.2. Circuite pentru reglarea vitezei

În scopul reglării vitezei (turației) motoarelor hidraulice, se recurge la dozarea debitului care ajunge la acestea, în cazul utilizării pompelor cu debit constant.

Circuite cu drosele

Ele sunt utilizabile, numai în cazurile în care între pompă și motor se află un ventil maximal, prin care se deversează spre rezervorul hidraulic debitul de ulei care nu poate trece prin drosel. În figura 6.7, variantele a și b, se realizează reglarea vitezelor de deplasare ale motorului în cele două sensuri de deplasare în mod independent, iar în variantele c și d, se realizează reglarea dependentă a ambelor viteze cu un singur drosel.

În variantele b și d, droselizarea se face în porțiunea dintre pompă și motor, iar în variantele a și c, între motor și rezervor. În primul caz, există dezavantajul că în cazul unei sarcini nule sau variabile la motor, pistonul nu este cuprins între două forțe, având tendința să "sară".

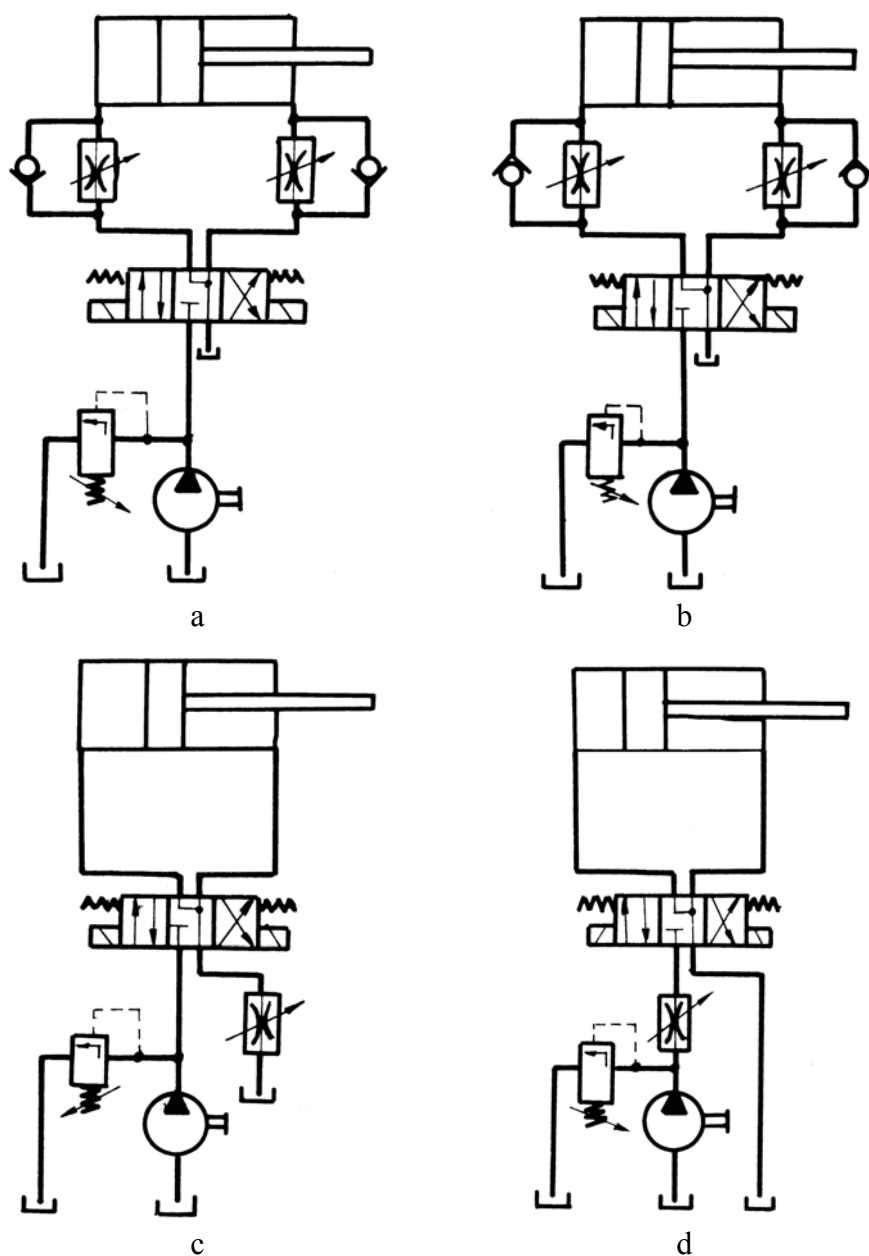


Fig. 6.7. Circuite de reglare a vitezei prin dozarea debitului.

În al doilea caz acest dezavantaj, al "saltului" motorului, este eliminat, pistonul fiind cuprins mereu între două forțe de sens opus. În

schimb, motorul trebuie asigurat nu numai cu presiunea determinată de sarcină, ci și de diferența de presiune pe drosel (care constituie o a doua sarcină). În cazul motoarelor cu tijă bilaterală, se mai adaugă și faptul că suprafețele pistonului nefiind egale, presiunile în cele două fețe diferă.

Circuite cu reglatoare de debit

Reglatoarele de debit se pot monta între pompă și motor, între motor și rezervor, în derivație, (bypass), sau în circuit de redresare hidraulică (punte Graetz), figura 6.8. Varianta prezentată în figură, permite utilizarea regulatorului pentru ambele sensuri de redresare. Acesta poate fi montat și între pompă și distribuitor. Analizând schema, se constată că pentru ieșirea pistonului din motor, regulatorul va lucra între motor și rezervor, iar pentru sensul invers, între pompă și motor.

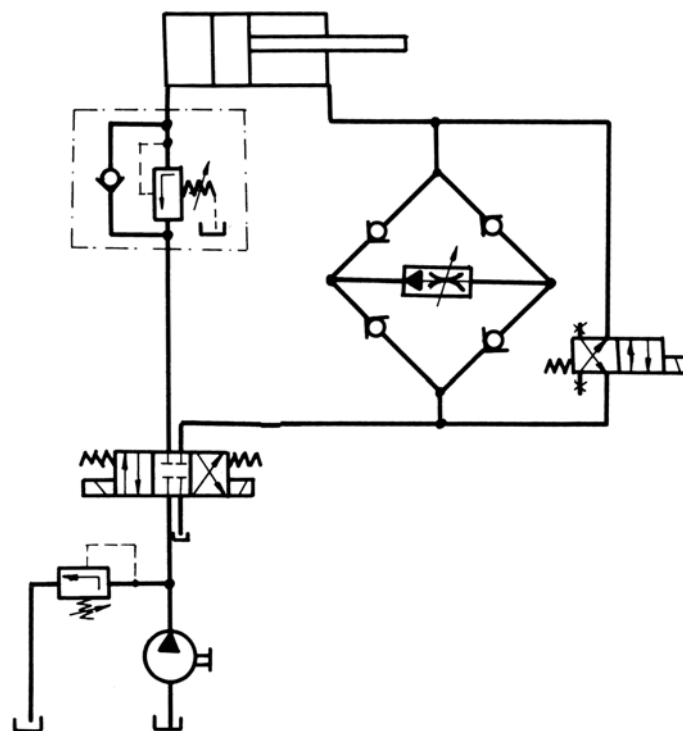


Fig. 6.8. Circuit cu ventil regulator de debit montat în puntea Graetz.

*Circuite de reglare a mai multor viteze ale motorului hidraulic,
cu alimentare de la o singură sursă*

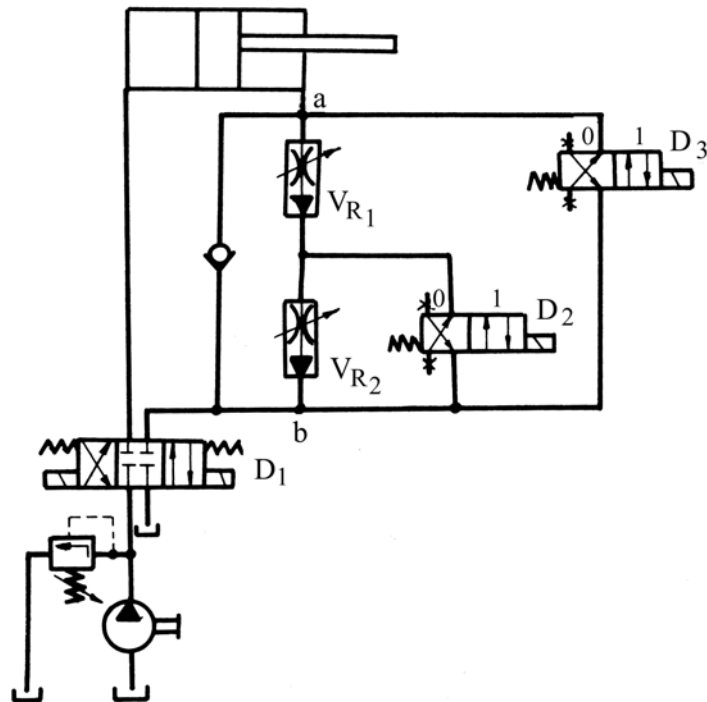


Fig. 6.9. Circuit cu ventile regatoare de debit.

În figura 6.9 este prezentată o variantă care utilizează două regatoare de debit legate în serie, realizându-se, la ieșirea pistonului, trei viteze distincte.

Pentru poziția 1 a distribuitorului D_3 , notată $D_3(1)$, se obține viteza maximă deoarece fluidul ocolește regatoarele prin distribuitor, debitul, deci și viteza, fiind variabile, dependente de sarcina motorului. Pentru $D_1(0)$ și $D_2(1)$, se obține o viteză constantă, corespunzătoare reglajului ventilului regulator de debit V_{R1} , iar pentru $D_1(0)$ și $D_2(0)$, fluidul

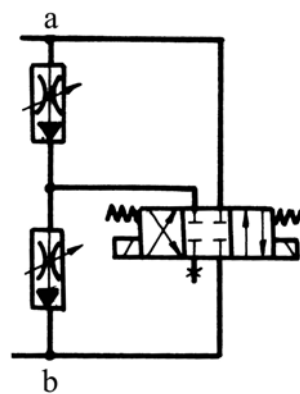


Fig. 6.10.

va trece prin ambele ventile reglatoare de debit.

În scopul simplificării instalației, se poate utiliza un singur distribuitor 4/3, ca în figura 6.10, în locul distribuitorilor D_2 și D_3 .

Aceleași reglaje ale debitului, respectiv ale vitezei motorului hidraulic, se pot obține și prin conectarea în paralel a ventilelor reglatoare de debit.

Circuite diferențiale (regenerative)

În vederea ieșirii mai rapide a pistonului unui motor cu tijă unilaterală (diferențial), făcând economie de debit (de putere), se folosesc circuitele diferențiale, figura 6.11.

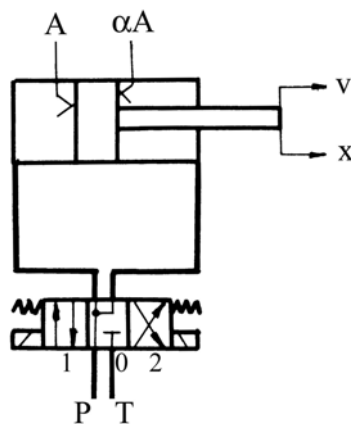


Fig. 6.11. Circuit diferențial cu un distribuitor.

Aici, camera din partea dreapta a motorului va funcționa ca și o pompă, care va debita fluid în circuitul de alimentare a camerei din stânga. În poziția de zero a distribuitorului, pistonul va ieși rapid, deoarece debitul pompei va acționa numai asupra secțiunii tijei pistonului. Uleiul din camera din dreapta, va fi refulat în camera din stânga a motorului. O condiție de funcționare este aceea ca sarcina la ieșirea rapidă să fie redusă.

Viteza de lucru (încetinită) se va realiza prin comutarea distribuitorului în poziția 1, iar retragerea rapidă, prin comutarea în poziția 2, figura 6.12.

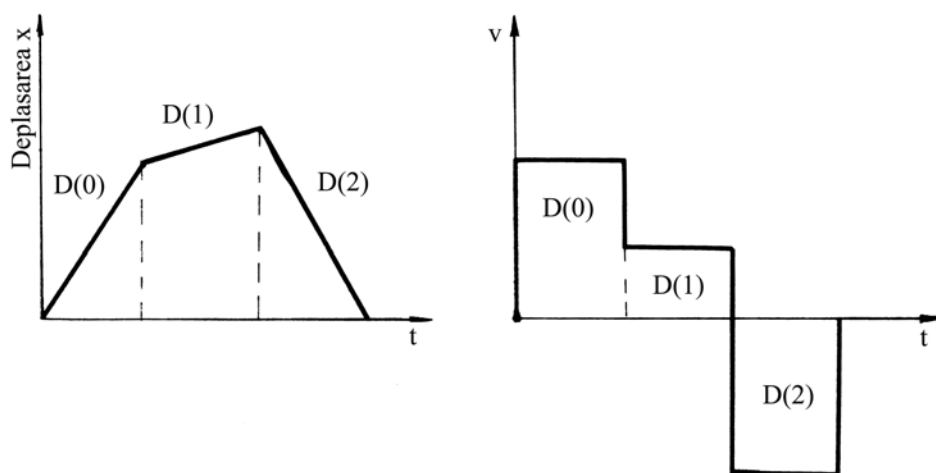


Fig. 6.12. Diagramele de deplasare și viteză ale circuitului regenerativ.

Se obțin următoarele viteze:

1. viteza de ieșire rapidă:

$$v_0 = \frac{Q}{1-\alpha} \quad 6.1$$

2. viteza de ieșire încetinită:

$$v_1 = \frac{Q}{A} \quad 6.2$$

3. viteza rapidă de retragere:

$$v_2 = \frac{Q}{\alpha \cdot A} \quad 6.3$$

unde α este raportul ariilor suprafețelor pistonului. Dacă $\alpha = 0,5$, atunci:

$$v_0 = v_2$$

adică, viteza de ieșire rapidă și cea de retragere sunt egale.

Dezavantajul major al acestei scheme constă în faptul că oprirea motorului este posibilă numai la capete de cursă și nu în orice poziție. Un alt dezavantaj, este acela al dimensiunii nominale (DN) mari a distribuitorului, care este corespunzătoare sumei celor două debite și nu numai debitului celor două pompe. Avantajos este faptul că pompa este mică și implicit puterea ei de antrenare scăzută.

Dezavantajele sus amintite, se elimină prin schema reprezentată în figura 6.13. Aici, motorul poate fi oprit în orice poziție, distribuitorul

putând fi cuplat astfel încât pompa să debiteze fără sarcină în rezervor, iar distribuitorul are DN-ul ales corespunzător debitului pompei.

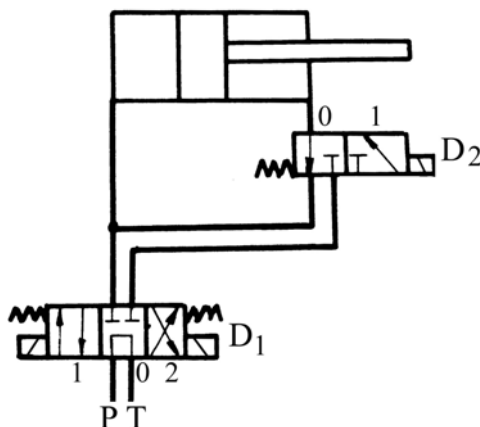


Fig. 6.13. Circuit diferențial cu două distribuitoare.

Se pot obține următoarele stări:

- $D_2(0)$ și $D_1(0)$ - motor oprit;
- $D_2(0)$ și $D_1(1)$ - ieșire rapidă;
- $D_2(1)$ și $D_1(1)$ - ieșire încetinită;
- $D_2(0)$ și $D_1(2)$ - retragere rapidă.

Circuite de reglare a vitezei cu ajutorul pompelor cu debit constant

Procedeul cu mai multe pompe, figura 6.14, se utilizează mai frecvent pentru realizarea următorului program de lucru al motorului: o ieșire, la mers în gol, cu o viteză mare până în momentul în care motorul întâmpină o sarcină, când acesta trebuie să-și reducă viteza. Într-un astfel de caz se utilizează două pompe, una de presiune joasă, p_p , și debit mare și a doua, p_p , cu debit mic și presiune mare. Viteza mare de ieșire se va asigura în prima fază, prin faptul că în circuit vor debita ambele pompe. Când sarcina motorului crește, va crește și presiunea în circuit, comandând ventilul de decuplare V_D , debitul pompei fiind deversat, fără sarcină în rezervor. În continuare pistonul va fi alimentat numai de către pompa p_p . Decuplarea se poate realiza și cu un distribuitor comandat

electric dependent de poziția tijei motorului sau de către un relee de presiune. Acest sistem se poate aplica și la motoarele cu tijă bilaterală.

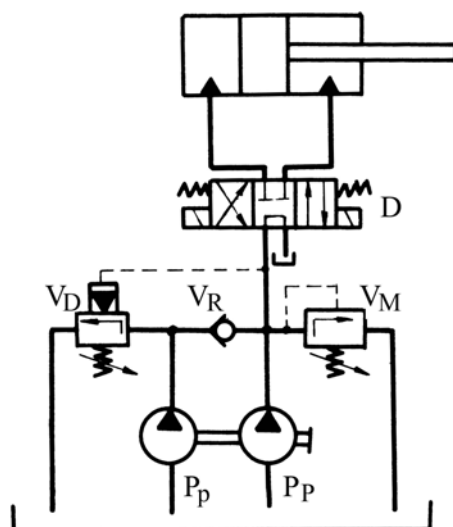


Fig. 6.14. Circuit cu reglare a vitezei cu ajutorul pompelor cu debit constant.

Circuite de obținere a vitezelor mari cu ajutorul pompelor cu debit reglabil

În figura 6.15 este reprezentată o schemă cu o pompă autoreglabilă în funcție de presiune. Cât timp motorul nu întâmpină nici o sarcină (presiunea p este mică), pompa alimentează circuitul, cu debit maxim. După terminarea cursei în gol, cu creșterea presiunii, motorul de comandă M_c va regla pompa, micșorându-i debitul, dependent de presiune. Un asemenea circuit, este indicat pentru funcția de strângere, la care este necesară menținerea unei anumite presiuni pentru o perioadă de timp, debitul dat de pompă acoperind doar pierderile volumice.

O asemenea acționare, cu pompă cu volum reglabil în funcție de presiunea de lucru a motorului, este economicoasă din punct de vedere a consumului de energie. În figura 6.15 b este reprezentată evoluția debitului pompei cu volum reglabil în funcție de presiunea din sistem.

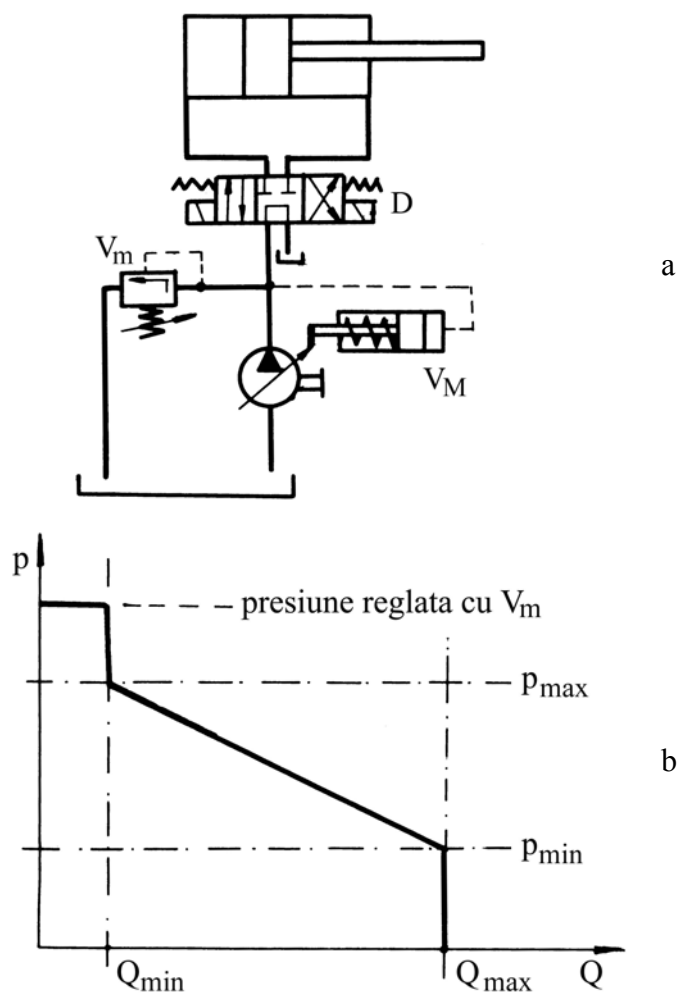


Fig. 6.15. Circuit pentru obținerea vitezelor mari cu ajutorul pompelor cu debit reglabil.

6.1.3. Circuite cu ventile de presiune

O asemenea problemă se pune acolo unde pe parcursul ciclului mașinii aceasta trebuie să lucreze la diferite trepte de presiune.

O schemă care rezolvă o asemenea cerință, este reprezentată în figura 6.16. Aici conducta de comandă a ventilului maximal V_m , pilotat,

va fi legată, printr-un distribuitor 3/3, cu alte ventile pilot.

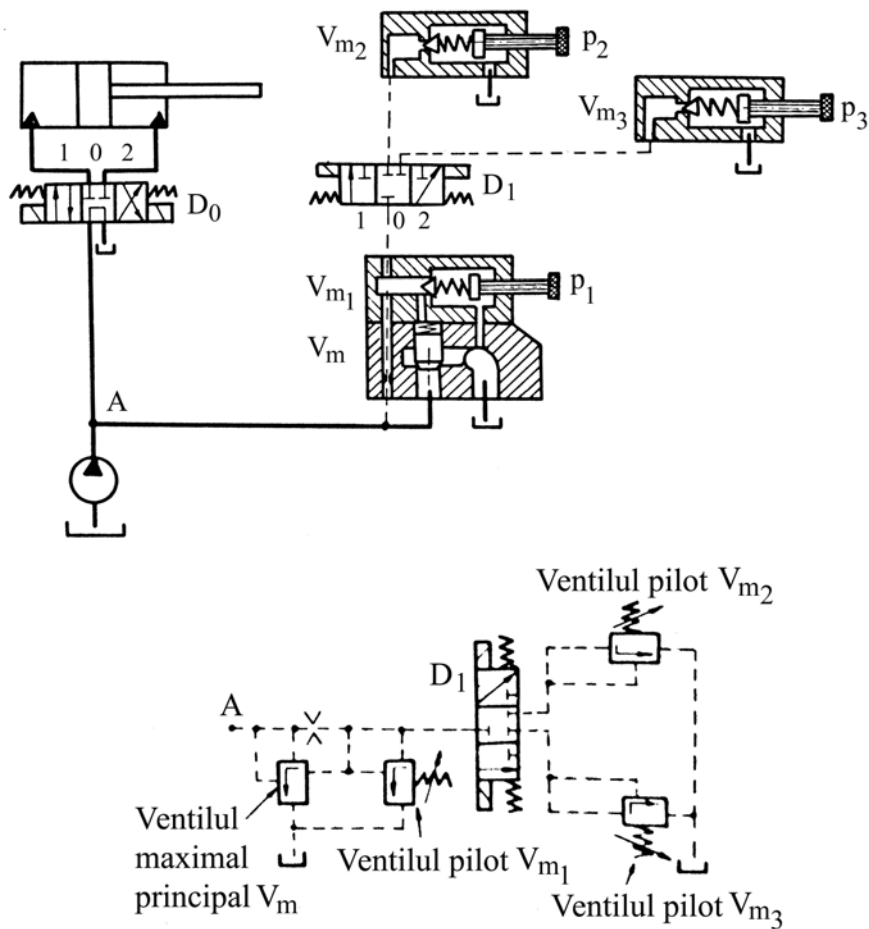


Fig. 6.16. Circuit cu trei trepte de presiune distincte (cu trei ventile pilot).

În poziția distribuitorului $D_1(0)$, presiunea din sistem va fi reglată cu ventilul pilot V_{m1} . Prin comutările $D_1(1)$ și $D_1(2)$, conducta de comandă va fi legată și cu ventilele pilot V_{m2} și V_{m3} , presiunea de comandă fiind determinată în această situație de acel ventil pilot, care este reglat la presiunea mai joasă, deoarece $p_1 > p_2 > p_3$. Astfel, cu această schemă, în sistem va fi reglată presiunea p_1 dacă $D_1(0)$, respectiv p_2 dacă $D_1(1)$ sau p_3 dacă $D_1(2)$, deci trei presiuni distincte. Rezultate asemănătoare se pot obține și cu ventile maximale proporționale, unde

comanda presiunii se face prin programarea electrică a forței electromagnetului (a curentului de alimentare a acestuia).

În figura 6.17 este prezentată o comandă simplificată a două motoare liniare legate în paralel, pentru care în circuitul motorului MH_2 , se impune o presiune mai scăzută decât în circuitul motorului MH_1 .

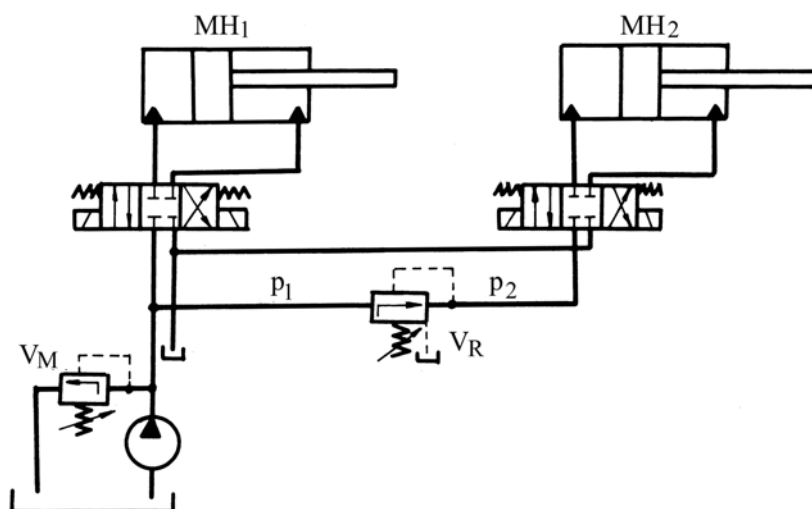


Fig. 6.17. Circuit cu ventil de reducere.

Între pompă și circuitul motorului MH_2 este introdus ventilul de reducere V_R , care va reduce presiunea în acest circuit la valoarea $p_1 < p_2$. Presiunea va fi menținută chiar dacă motorul MH_2 nu consumă debit.

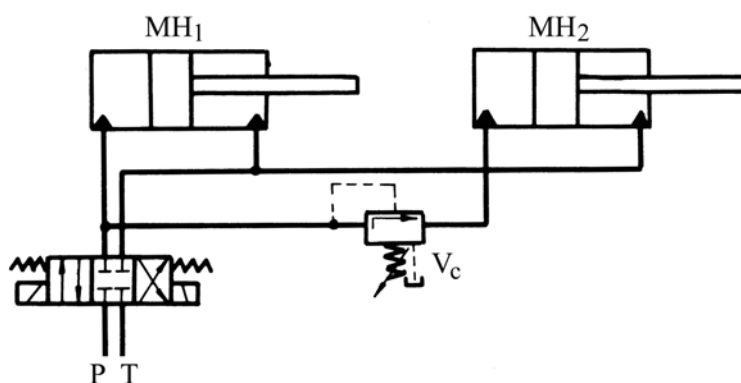


Fig. 6.18. Circuit cu ventil de cuplare autocomandat (de succesiune).

În figura 6.18 este reprezentată o schemă în care se utilizează un ventil de cuplare autocomandat (ventil de succesiune). Aici, la atingerea unui anumit nivel de presiune în circuitul motorului MH_1 , motorul MH_2 va fi cuplat, menținându-se presiunea la motorul MH_1 .

În figura 6.19 este prezentată o schemă la care ventilul de cuplare este comandat extern. Aici motoarele MH_1 și MH_2 au circuite distincte. Motorul MH_2 va fi cuplat atunci când în circuitul motorului MH_1 s-a creat un anumit nivel de presiune. Ventilul de cuplare se va deschide atunci complet.

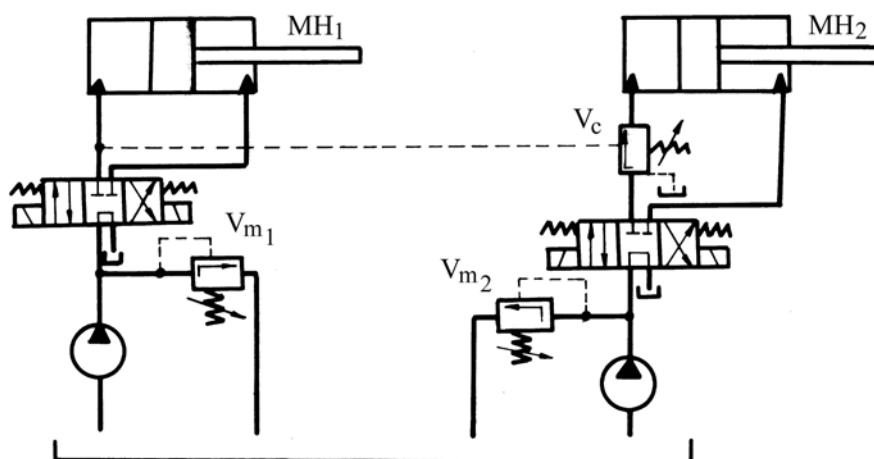


Fig. 6.19. Circuit cu ventil de cuplare comandat extern.

În figura 6.20 este reprezentată o schemă de comandă a două motoare tandem, la care se utilizează un ventil de cuplare autocomandat. Aici, atâta timp cât sarcina la tija motoarelor creează o presiune sub nivelul aceleia care poate comanda deschiderea ventilului de cuplare V_c , accesul fluidului la motorul MH_1 este oprit, de către ventilul de reținere deblocabil V_{rd} . Motorul MH_1 , tras de către MH_2 , va aspira lichid din rezervor prin ventilul de umplere V_u . În momentul în care sarcina produce o creștere a presiunii la nivelul amintit, ventilul de cuplare deschide complet, permițând lichidului de comandă să treacă spre ventilul V_{rd} , pe care-l deblochează, uleiul putând astfel ajunge la motorul hydraulic MH_1 . Ventilul de reținere V_r , are rolul de a permite

"descărcarea" presiunii de comandă, care ține deschis ventilul de reținere în cazul în care presiunea din circuit scade.

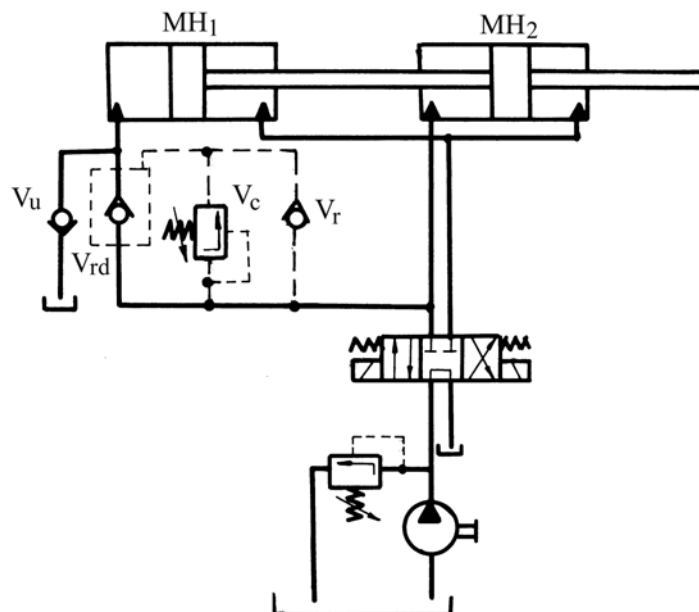


Fig. 6.20. Schemă de comandă pentru două motoare tandem.

6.1.4. Circuite cu acumulatori hidraulici

Principalele funcții pe care le pot îndeplini acumulatorii în instalațiile hidraulice sunt:

- atenuarea oscilațiilor de presiune provocate de variația debitului pompelor (pulsția de debit), de impulsurile de comutație ale distribuitorilor la trecerea din poziția de mijloc, sau de variația sarcinii motorului;
- menținerea constantă a presiunii, prin compensarea pierderilor volumice, în circuitele de strângere;
- acoperirea unei necesități de volum mare de ulei în scurt timp, determinate de ciclul de funcționare al motorului.

Astfel, în circuitul reprezentat în figura 6.21 se poate constata rolul de atenuare a vârfurilor de presiune, în cazul unui distribuitor cu

acoperire pozitivă, în perioada comutărilor $1 \rightarrow 0$ sau $2 \rightarrow 0$.

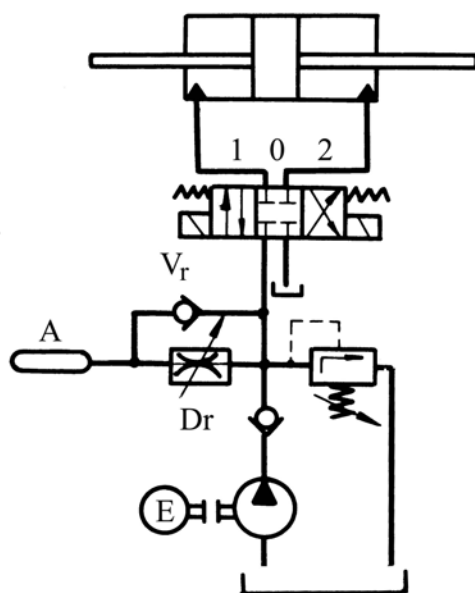


Fig. 6.21. Circuit cu acumulator hidraulic, pentru atenuarea vârfurilor de presiune.

Ca și dinamică, ventilul maximal, are întârzieri prea mari pentru a reacționa fidel la modificări rapide de presiune. Astfel în perioada de creștere a presiunii, acumulatorul va prelua rapid excesul de ulei, în timp ce ventilul întârzie (chiar în cazul unor creșteri mici de presiune). El redă acest exces, cu temporizare prin drosel, atunci când ventilul a început să se deschidă.

În figura 6.22 este reprezentată o schemă necesară unor funcții de strângere a pieselor, blocări în ghidaje, etc. Aici, la începutul procesului de strângere, pompa încarcă acumulatorul la presiuni în continuă creștere. La atingerea presiunii la care este reglat ventilul de decuplare V_D , acesta se va deschide și pompa va debita prin el, fără presiune, în rezervor. De aici înainte, acumulatorul va acoperi (în timpul strângerii) pierderile volumice de fluid, ceea ce duce la scăderea înceată a presiunii. Dacă această cădere devine prea mare, ventilul V_D se închide, reîncepând încărcarea acumulatorului. Acumulatorul are o comportare similară și în

cazul oscilațiilor mari de sarcină. Pentru aplatizarea pulsațiilor de debit ale pompei, acumulatorul se folosește fără droselul D_R și ventilul de reținere V_R . Rolul droselului D_R , este acela de a limita viteza de retragere a motorului, retragere care are loc sub sarcină.

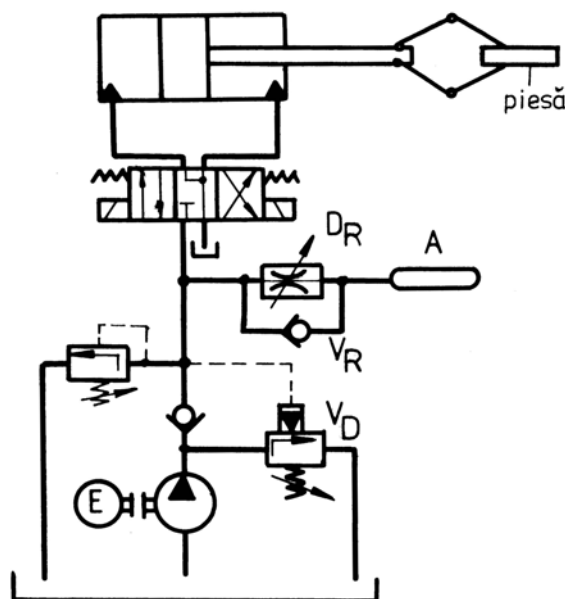


Fig. 6.22. Circuit cu acumulator hidraulic, pentru realizarea unor funcții de strângere.

Circuitul complex cu acumulatori hidraulici, reprezentat în figura 6.23 este convenabil pentru:

- acoperirea cu fluid în cazul unei necesități momentane mari ca: mersul rapid al motorului, sau comutarea pentru alimentarea concomitentă a mai multor motoare;
- ridicarea și menținerea la valori înalte a unei presiuni (ca de exemplu la presare).

Pentru ieșirea rapidă a tijei motorului servește pompa cu presiune joasă P_{pj} și debit mare, precum și acumulatorul A_{pj} . Droselul D_j reglează viteza de ieșire. În momentul în care motorul întâmpină o sarcină mare (presare propriu-zisă), pompa va încărca în continuare acumulatorul A_{pi} . La atingerea unei presiuni limită, ea va produce comutarea $D_2(1)$, iar după scurt timp, ventilul de decuplare V_{Dj} , se va deschide și pompa P_{pj} va

debita spre rezervor. Deci acest ventil este reglat la o presiune ceva mai mare decât D_2 . În perioada de lucru la presiune mare, când debitul este mic, A_{pj} , preia sarcina de menținere constantă a presiunii. Pompa P_{pi} (V_{Di}) va fi cuplată numai atunci la circuit dacă presiunea scade prea mult. La retragerea motorului, acumulatorul A_{pj} va ajuta din nou pompa P_{pj} .

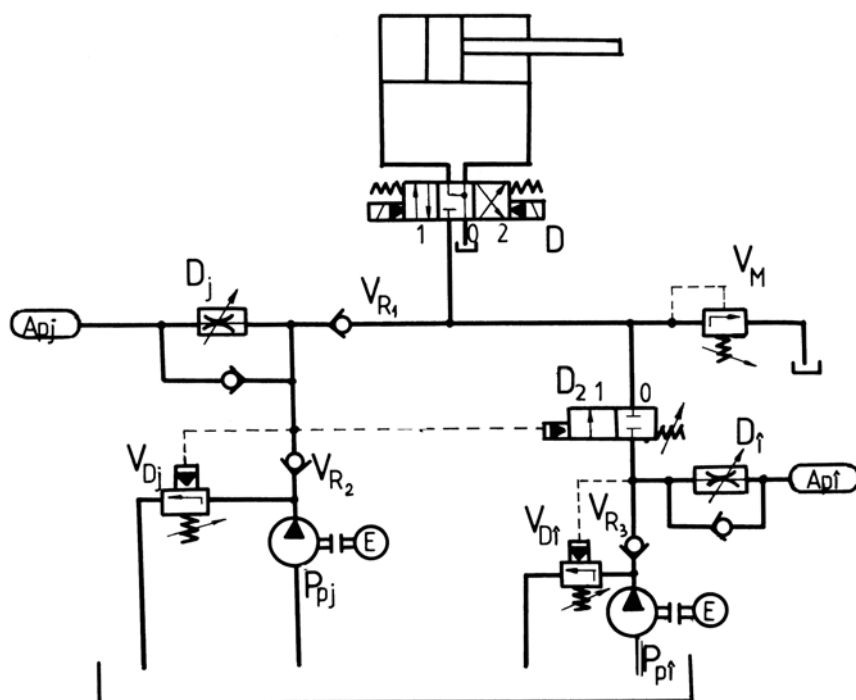


Fig. 6.23. Circuit complex cu acumulatori hidraulici.

6.1.5. Exemple de circuite hidraulice

În figurile următoare, de la 6.24 până la 6.33, sunt prezentate mai multe exemple de circuite hidraulice, cu grad de complexitate crescător, a căror funcționare are la bază noțiunile studiate anterior. Se poate menționa faptul că aparatele pilotate (complexe) sunt reprezentate prin simbolul lor detaliat.