

**ACȚIONĂRI HIDRAULICE ȘI PNEUMATICE.
ÎNDRUMAR DE LABORATOR.**

Dr.ing. MIHAI D.L. ȚĂLU

**ACȚIONĂRI HIDRAULICE ȘI PNEUMATICE.
ÎNDRUMAR DE LABORATOR.**



**Editura Universitaria
Craiova, 2016**

Lucrarea 1

L.1 Instructaj NTSM și PSI specific laboratorului de A.H.P. Prezentarea echipamentelor și standurilor de probe aflate în dotarea laboratorului.

1. Scopul lucrării

Se prezintă conținutul instructajului cu privire la normele de tehnică a securității muncii și pază contra incendiilor, specifice laboratorului de AHP.

Laboratorul de Acționări hidraulice și pneumatice prezintă în dotare un număr important de standuri și instalații hidraulice, la care în unele cazuri se întâlnesc fluide cu grad ridicat de: agresivitate, toxicitate și inflamabilitate.

În mare parte instalațiile hidraulice și pneumatice produc energia mediului fluid, cu ajutorul unor generatoare volumice sau hidrodinamice antrenate de motoare electrice.

Dacă la majoritatea mașinilor și instalațiilor acționate mecanic se remarcă în timpul funcționării: zgomote, vibrații sau șocuri, în cazul curentului electric: tensiunea și intensitatea, nu se poate percepe decât prin atingerea lor care în general sunt corpuri bune conducătoare de electricitate.

În concluzie în incinta laboratorului există pericole de accidentare de tip:

- mecanic, la atingerea elementelor aflate în mișcare de translație sau rotație;
- prin electrocutare, la atingerea corpurilor conducătoare de electricitate aflate sub tensiune, care pot fi în regim de funcționare normal sau accidental;
- de intoxicare și incendiu, prin manipularea necorespunzătoare a unor fluide toxice sau inflamabile.

Exemplificând se poate da un element cu grad ridicat de toxicitate ca mercurul, metal lichid care se află în piezometrele utilizate la măsurarea presiunii.

Având în vedere aceste aspecte, în timpul orelor de laborator studenții trebuie să dovedească că au însușit metodologia de lucru.

Deasemeni aceștea trebuie să respecte pe lângă indicațiile personalului didactic și următoarele reguli specifice laboratorului:

- evitarea folosirii articolelor de îmbrăcăminte și încălțăminte necorespunzătoare și neajustate pe corp, care pot duce la desfășurarea unei activități un grad ridicat de risc (mânci largi, basmale, tălpii neizolate, etc);

- evitarea prezenței în câmpurile de aspirație și refulare ale ventilatoarelor, în vecinătatea elementelor metalice ale standurilor și instalațiilor acționate electric, precum și în zonele periculoase marcate cu indicatoare;

- evitarea în timpul lucrărilor a deplasării de la un stand la altul, fără permisiunea cadrului didactic;

- menținerea stării de ordine, disciplină și curățenie;

- realizarea lucrărilor numai în prezența și sub îndrumarea cadrului didactic;

- evitarea blocării căilor de acces între standuri și a deplasărilor întâmplătoare fără acordul cadrului didactic;

- deplasarea în incinta laboratorului se face numai pe căile de acces special amenajate;

- semnalarea mirosurilor specifice lichidelor toxice sau inflamabile;

- interzicerea fumatului și a focului deschis în incinta laboratorului;

- intervenția neautorizată la instalațiile electrice;

Lucrarea 2.1

2. Aparate de măsură și control folosire în domeniul A.H.P.

L.2.1. Metode și mijloace de măsurare specifice AHP

2.1.1. Scopul lucrării

Prezentarea principalelor metode și mijloace de măsurare a parametrilor specifici S.A.H.

A. Aparate pentru măsurarea presiunii

Măsurarea presiunii se poate face în regim de funcționare dinamic sau staționar, prin vizualizare sau înregistrare.

Pentru măsurarea presiunii se folosesc diferite tipuri de manometre, iar o clasificare a lor se face după următoarele criterii:

- după criteriul constructiv, respectiv după funcționalitate se pot deosebi: manometre din sticlă (piezometre); manometre metalice cu clopot (pentru presiuni medii); manometre metalice cu element elastic deformabil; manometre cu piston liniar ori rotativ;

- după rolul lor în circuit, respectiv după semnul presiunii relative măsurate putem avea: manometre propriuzise (care măsoară suprepresiune); vacumetre (pentru depresiune); și manovacumetre (care măsoară combinat și suprepresiunea și depresiunea);

- în funcție de diametrul carcasei, $D[\text{mm}]$, avem manometre cu element elastic deformabil cu diametrul de: $\varnothing 40$, $\varnothing 60$, $\varnothing 100$ și $\varnothing 160$;

- în funcție de domeniul de măsurare a presiunii de: joasă, medie și ridicată presiune;

- după clasa de precizie avem manometre etalon cu precizie de: 0.4 , 06, 1 % și manometre industriale cu precizie de: 1.6, 2.5 , 4 %;

- după destinația și complexitatea aparatului se pot întâlnii: manometre cu element elastic de tip Bourdon: simple, antivibratorii, cu contacte electrice și manometre diferențiale;

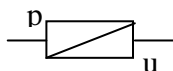
Simbolizare:



Pentru măsurarea presiuni în regim staționar se utilizează frecvent manometre cu element elastic de tip Bourdon.

Pentru măsurarea și înregistrarea presiunii în regim dinamic se utilizează traductoare de tip: tensometrice, rezistive, inductive, capacitive sau piezoelectrice, care convertesc semnalul de presiune într-o mărime electrică și prezintă o frecvență de măsurare ridicată.

Simbolizare:



În fig.1, este prezentat un traductor tensometric cu membrană circulară folosit pentru măsurarea presiunilor mici și medii. Elementul elastic interschimbabil 8 este montat între flanșa 2 și carcasa 7, prin fixare cu șuruburi, 3.

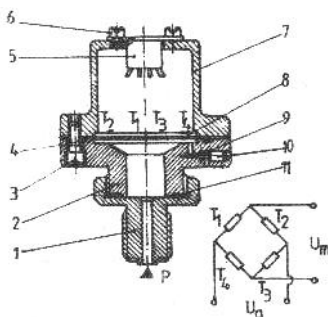


Fig. 1

Mărcile tensometrice active: T_1 și T_3 , se montează în centrul membranei, iar cele pentru compensarea variației de temperatură: T_2 și T_4 se montează la periferie.

Prin intermediul prizei 5, firele de legătură electrice sunt conectate la generatorul de oscilații.

Mărcile tensometrice sunt montate în punte Wheastone, la care se aplică semnalul U_a de către generatorul de oscilații iar semnalul emis U_m va fi analizat și înregistrat corespunzător.

Alimentarea cu fluid a flanșei 2 se face prin racordul 1; inelele de cauciuc 4 și 11 asigură etanșarea, iar bile 9 și șurubul 10 permit evacuarea aerului din cavitate în faza de reglaj.

Prin înlocuirea elementului elastic 8 domeniul de măsurare se poate modifica între 0,1 și 20 MPa.

În fig. 2 este prezentat un traductor de presiune piezoelectric.

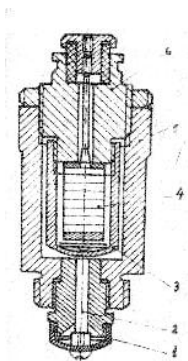


Fig. 2

Traductorul se compune din elementele piezoelectrice 4, precomprimată prin tubul 3, tija 2 și membrana elastică 1.

Sub acțiunea presiunii fluidului, membrana 1 se deformează iar forța de împingere a tijeii provoacă comprimarea elementelor 4 și apariția pe fețele ei a unei diferențe de potențial electric proporționale cu presiunea.

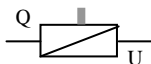
Frecvența de măsurare este ridicată la valoarea de $f=15$ kHz ca și deasemeni presiunea care este de $p = 40$ MPa.

B. Aparate pentru măsurarea debitului

Principalele tipuri de debitmetre folosite în S.A.H. sunt cu restricționarea secțiunii de curgere (cu elemente de tip: ajutoraj, diafragmă și rotametrul), volumetric (cu piston sau tip motor hidrostatic rotativ) și cele bazate pe sisteme electrice (electromagnetice, inductive, etc.), debitmetrul cu vas etalonat, debitmetrul cu cot, debitmetrul cu rotametrul (unghiular, sau liniar).

Pentru regimul de funcționare dinamic sunt utilizate frecvent traductor de debit cu: turbină, vârtej, laser, fir cald sau rece.

Simbolizare:



În fig.3 este prezentat un debitmetru electromagnetic cu turbină tip TESM-A, executat de CCSIT-UC Brăila.

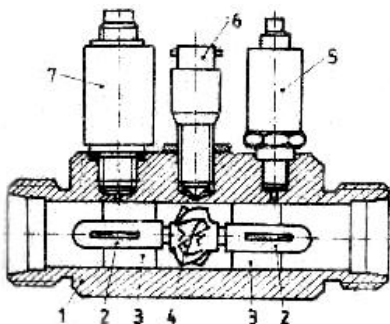


Fig. 3

Aparatul se execută în 6 mărimi dimensionale.

Ele permit măsurarea debitului cuprins în domeniul de valori $Q = 2, \dots, 10^3$ l/min., cu presiuni ale fluidului cuprinse între $p = 10, \dots, 40$ MPa.

În componența debitmetrului intră: corpul 1, în care este montat rotorul 4 cu axul ghidat în lagărele 2.

Curgerea lichidului determină mișcarea rotorului într-un câmp magnetic permanent care induce în bobina 6 un curent alternativ proporțional cu turația.

Ca accesorii ale aparatului sunt prevăzute traductorul de presiune 5 și traductorul de temperatură 7.

C. Aparate pentru măsurarea forțelor și cuplurilor

C1. Determinarea forțelor.

În practică se impune determinarea acestor forțe la încercarea hidromotoarelor liniare și aparatelor hidrostatice cu element mobil în mișcare rectilinie (ca distribuitoare cu sertar sau cu supape).

Sunt de preferat dinamometrele electrice care sunt mai adecvate pentru măsurări în regim dinamic, având o sensibilitate ridicată și permit înregistrarea și transmiterea la distanță a semnalului.

Principalele tipuri de traductoare de forță electrice sunt: magnetoelastice, piezorezistive, capacitive, inductive, piezoelectrice, acustice și tensometrice.

Traductoarele piezoelectrice sunt recomandate măsurătorilor în regim dinamic cu frecvențe de până la 20 KHz și presiuni sub mai mici de $p=100$ MPa.

În fig.4 este prezentată schema de principiu a unui traductor de forță cu element elastic de tip bucușă.

Mărcile tensometrice active: T_1 și T_3 sunt montate în de-a lungul generatoarei tubului, iar cele două timbre de compensare: T_2 și T_4 sunt aplicate tangențial.

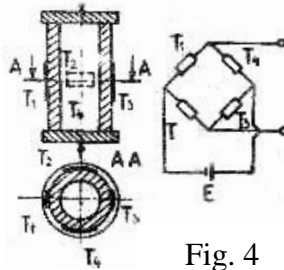


Fig. 4

C2. Măsurarea momentelor de răsucire

Determinarea momentelor de răsucire este necesară la încercarea mașinilor hidrostactice rotative și sunt utilizate frecvent două metode:

- măsurarea cuplului de reacție prin montarea mașinii suspendate pe lagăre și măsurarea forței la extremitatea unui braț de lungime dată;

- măsurarea deformației elastice a arborelui unei mașini sau a unui element elastic cuplat cu arborele (cuplă tensometrică), unde în caest caz mărimea defomației este proporțională cu cuplul transmis.

Pentru determinarea cuplului pompelor și motoarelor hidrostactice se utilizează de preferință cuple tensometrice cu traductoare tensometrice: rezistive sau inductive.

În fig.5, se prezintă un tensometru cu mărci tensometrice rezistive și colectare cu contacte glijante.

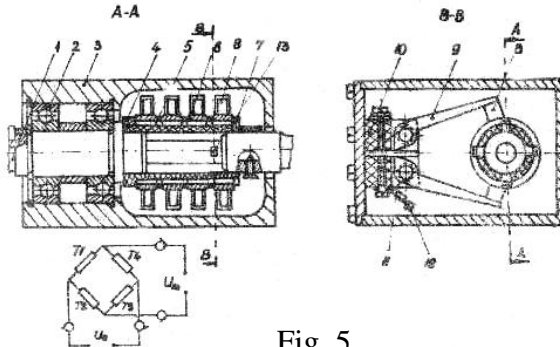


Fig. 5

În componența lui intră un arbore lăgăruit în carcasa 3, prevăzut cu tronsonul elastic 13 pe care sunt aplicate mărcile tensometrice.

Pe bucușă 4 sunt montate inelele colectoare 6, prin intermediul inelelor distanțiere 5 și inelul elastic 7.

Mărcile tensometrice T_1, \dots, T_4 , sunt montate înclinat la unghiurile de: $45^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$, față de axa lui și sunt conectate la cele 4 inele colectoare, pe care apasă periile colectoare 8 sub acțiunea suporturilor elastici 9 pretensionați prin resoarte.

Semnalul de tensiune emis U_m , este transmis prin cablul ecranat 11 și papucii 12, la sistemul electronic de: prelucrare, vizualizare și înregistrare.

D. Aparare pentru măsurarea deplasărilor

Pentru măsurarea deplasărilor liniare se utilizează frecvent traductoare: pneumatice, potențiometrice, inductive, capacitive, fotoelectrice, ultrasonice, cu laser, etc.

Pentru măsurarea deplasărilor unghiulare se utilizează: traductoare analogice (potențiometre rotative) sau traductoare digitale (incrementale), în ambele situații unghiul de rotire fiind convertit în semnal electric pentru comandă sau înregistrare.

E. Aparare pentru măsurarea vitezelor

Măsurarea vitezelor liniare se face utilizând traductoare electrodinamice, fotoelectrice, sau inductive.

Pentru măsurarea vitezei unghilare se folosesc traductoare: mecanice, electrice (tahogeneratoare de: c.c, c.a. sau inductive), electromecanice, inductive, fotoelectrice sau stroboscopice.

Pentru măsurarea turațiilor foarte mari (60000 rot/min) se folosesc strobotahometre care pot indica frecvența pe ecran.

F. Aparare pentru măsurarea accelerației

Sunt folosite frecvent accelerometre rezistive sau piezoelectrice.

G. Aparate pentru măsurarea temperaturii fluidului

Măsurarea se face local cu termometre din sticlă sau metalice, iar pentru indicarea la distanță a temperaturii se utilizează termocuple sau pirometre cu radiație.

H. Determinarea vâscozității fluidelor

Se face numai în regim staționar pentru: vâscozitate cinematică cu vâscozimetrul Engler și pentru vâscozitate dinamică cu vâscozimetrul Hoppler.

J. Mijloace de indicare și înregistrare a parametrilor

Indicatoarele aparatelor pot fi analogice sau numerice.

Dintre indicatoarele analogice se folosesc frecvent sisteme: mecanice, optice sau electronice.

Indicatoarele numerice sunt: cu incandescență, cu descărcare luminoasă în gaze, cu fluorescență în vid, cu cristale lichide.

Mijloacele de înregistrare ale informației pe suport pot fi:

- mijloace bazate pe suport material;
- mijloace bazate pe îndepărtare de material prin: perforare, prin scânteii, prin mijloace electronice sau poansonare;
- mijloace bazate pe modificarea locală a proprietăților suportului informației, înscriere: foto, magnetică, impulsuri electrice, scânteii.

Lucrarea 2.2

2. Aparate de măsură și control folosire în domeniul A.H.P

L.2.2. Etalonarea și verificarea manometrelor metalice cu element elastic deformabil

2.2.1. Scopul lucrării

Verificare și etalonarea unor tipuri de manometre cu element elastic utilizând o instalație cu piston și greutate etalon.

2.2.2. Schița aparatului .

Schița aparatului este dată în fig.1 și fig.2. în care sunt prezentate vederile: frontală și superioară a aparatului.

Pe schiță s-a notat cu:

- 1, pompă primară de joasă presiune;
- 2, piston pompă primară;
- 3, mâner de comandă a pompei primare;
- 4, conductă de joasă presiune;
- 5, pompă secundară de înaltă presiune;
- 6, mâner de comandă a pompei secundare;
- 7, piston pompă secundară;
- 8, rulment axial;
- 9, tiranți pompă secundară;
- 10, conductă de înaltă presiune;
- 11, suportul manometrului de încercat;
- 12, manometrul supus încercării;
- 13, suportți reglabili;
- 14, robinet de izolare;
- 15, 16, și 17, manometru cu piston;
- 18, greutate etalon;
- 19, racord pentru manometrul supus încercării.

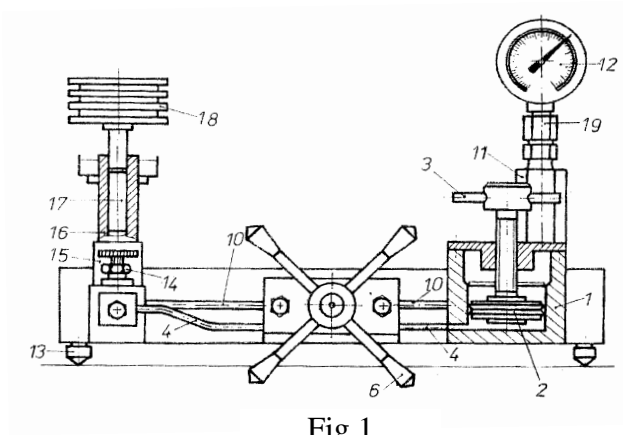


Fig.1

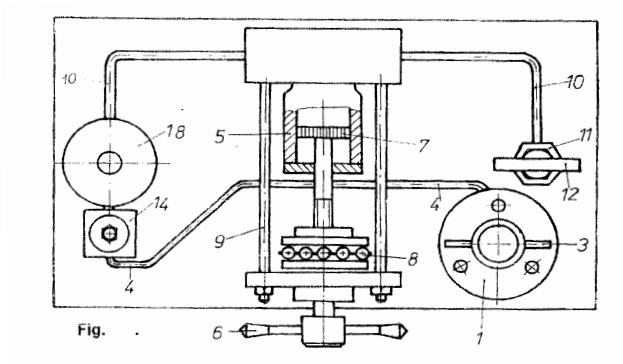


Fig.2

2.2.3. Relații de calcul

- eroarea la indicație la încărcare:

$$\varepsilon_i = \frac{p_e - p_i}{p_e} \times 100 \quad \%$$

- eroarea la indicație la descărcare:

$$\varepsilon_d = \frac{p_e - p_d}{p_e} \times 100 \quad \%$$

- eroarea maximă totală:

$$\varepsilon_d = |\varepsilon_i - \varepsilon_j| \quad \%$$

- eroarea admisă datorită variației temperaturii:

$$\Delta_\theta = \pm(x + k \cdot \Delta\theta) \quad \%$$

2.2.4. Rezultatele măsurărilor

Acestea se trec în tab.1.

Tab.1.

Manometrul tip:		domeniul de măsurare [bar]								clasa de precizie[%]	
Nr. det.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_c	[MPa]										
P_t											
P_d											
ε_c	[%]										
ε_d											
ε_r											
Δ_θ											

2.2.5. Interpretarea rezultatelor, concluzii

Lucrarea 3.1

3. Generatoare hidraulice volumice

L.3.1. Studiul organologic a generatoarelor volumice liniare și rotative

3.1.1. Scopul lucrării

Prezentarea construcției și funcționării diferitelor tipuri de pompe și motoare volumice frecvent întâlnite.

3.1.2. Definiție, clasificare și simbolizare conform STAS 7145/1996; 11690/1993.

Generatoarele volumice realizează transformarea energiei mecanice în energie hidraulică prin trecerea unor volume discrete de fluid din zona de aspirație în zona de refulare, folosind spații închise între organele de lucru ale pompei.

Motoarele volumice transformă energia potențială de presiune a unui fluid în energie mecanică, sensul de deplasare a fluidului în interiorul mașinii fiind inversat față de cazul de funcționare a pompelor.

Pompele și motoarele hidraulice se pot clasifica după mai multe criterii dintre care cele mai importante sunt:

- criteriul constructiv: mașini rotative și mașini liniare;
- criteriul funcțional: mașini cu debit constatat și mașini cu debit variabil;
- criteriul sensului de curgere a fluidului: mașini unidirecționale sau bidirecționale;
- criteriul reversibilității transformării energetice: mașini reversibile sau ireversibile.

Cele mai întâlnite tipuri de pompe și motoare sunt:

A. Pompe și motoare rotative:

- pompe cu angrenaje:
 - pompe și motoare cu angrenaj evolventic;
 - pompe cu șurub;
 - pompe și motoare orbitale;
 - pompe cu excentric;
 - pompe și motoare cu palete culisante;
 - pompe cu pistoane radiale;
 - pompe și motoare cu pistoane axiale.
- alte tipuri de mașini hidrostatice rotative:
 - pompe cu pistoane profilate;
 - motoare Hartmann;
 - motoare Rollstar.

B. Pompe și motoare liniare

- pompe liniare;
- motoare hidrostatice liniare.

C. Motoare hidraulice oscilante

Pompe și motoare cu angrenaj evolventic.

Acestea se clasifică după:

- tipul profilului danturii:
 - evolventic;
 - cicloidal, etc.
- tipul angrenajului:
 - exterior sau interior;
 - cu dantură: dreaptă, înclinată, în V, etc.

- după numărul roților motoare:
 - cu un rotor;
 - cu multirotoare.
- după tipul capacității volumice:
 - constantă;
 - sau variabilă.
- după valoarea presiunii nominale de:
 - joasă;
 - medie;
 - sau înaltă presiune.

Pompele și motoarele cu dantură exterioară sunt cele mai întâlnite, fig.1 , la aceste pompe lichidul este transportat între golurile dintre dinții roților, carcasa 5 și capacele laterale, pornind de la racordul aspirație a pompei la racordul de refulare, ca urmare a angrenării pinionului 1 cu roata condusă dințată 2.

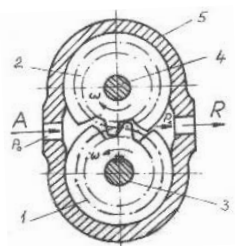


Fig. 1

Efectul de aspirație se realizează datorită depresiunii care ia naștere în zona de aspirație (A) la ieșirea din angrenare a dinților, prin mărirea continuă a spațiului de aspirație iar refularea se produce datorită reintrării în angrenare și micșorarea spațiului camerei de refulare a perechilor de dinți în zona (B).

Forța hidrolică care apare datorită compresării lichidului este anulată prin intermediul unor canale de compensare realizate în carcasă.

Pompele și motoarele cu angrenare interioară deși au o capacitate geometrică mai mare sunt utilizate mai rar datorită complexității de fabricație.

Pompele cu șurub sunt pompe cu angrenare axială cu: unul sau mulți rotorii.

Cele mai uzuale pompe sunt pompele cu două șuruburi, dintre care unul este conducător 1 iar celălalt este un șurub condus 2, fig.2.

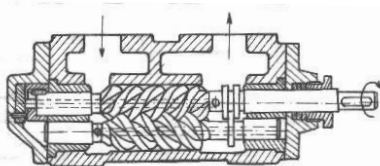


Fig. 2

Pompele și motoarele orbitale funcționează având la bază angrenarea între un pinion cu dantură exterioară 1 și o roată cu dantură interioară 2, cu un număr diferit de dinți care sunt montați excentric, a.î. pinionul execută în roată o mișcare orbitală, ambele rotindu-se în același sens.

Pompe și motoare cu palete culisante se clasifică după:

- criteriul posibilității de modificare a capacității cilindrice în:

- mașini cu capacitate constantă, fig.3c,d;
- mașini cu capacitate variabilă, fig.3a,b.

- criteriul numărului de cicluri de aspirație-refulare realizate la o rotație:

- mașini cu simplu efect, fig.3a,b;

- cu dublu efect, fig.3c;
- cu tripul efect, fig.3d;
- sau multiplu effect.
- criteriul localizării camerei de aspirație:
 - mașini cu aspirație exterioară, fig.3a,c,d
 - mașini cu aspirație interioară, fig.3b .

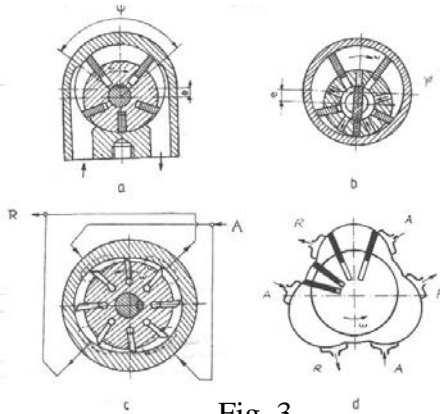


Fig. 3

La aceste mașini rotorul este format din butucul 1 prevăzut cu fante radiale în care culisează paletetele 2.

Cavitățile dintre acestea, butuc și interiorul carcasei 3 conțin lichidul de lucru.

În cazul unităților cu aspirație interioară miezul central 4 care aparține axului, fig.3d, realizează separarea camerei de aspirație față de camera de refulare.

În cazul pompei cu pistoane radiale cu distribuție interioară, fig.4a , la rotirea butucului 1 de la 0° la 180° , se realizează aspirația fluidului din camera (A) iar la parcurgerea unghiului între 180° și 360° , fluidul este refulat în camera R.

La pompa cu distribuție exterioară, fig.4b funcționarea este similară dar lichidul pătrunde în faza de aspirație în intervalul de la 0° la 180° , în fața pistoanelor, fiind expulzat apoi în camera de repulare de la 180° la 360° .

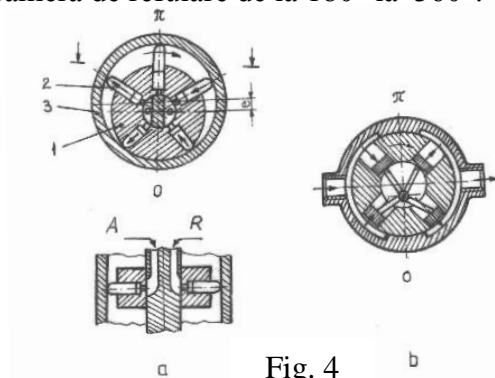


Fig. 4

Cele mai întâlnite variante de pompe cu pistane axiale sunt prezentate în fig.5.

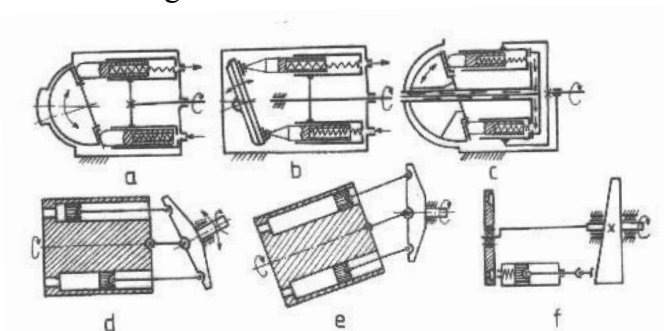


Fig. 5

După modul de acționare se remarcă:

- pompe cu antrenare interioară prin ax, fig.5a,b,
- cu antrenare exterioară, fig.5c,
- pompe cu legătură cinematică rigidă, fig.5d,e,
- sau fără legătură cinematică rigidă.

Din punct de vedere a mobilității blocului pistoanelor se întâlnesc pompe:

- cu bloc rotitor, fig.5 a,e;
- sau unități cu bloc fix.

Din punct de vedere al distribuției:

- se deosebesc mașini cu distribuție clasică, fig.5a,f ;
- sau cu distribuție prin supape;

După posibilitățile de modificare ale debitului se remarcă pompe și motoare:

- cu debit reglabil, fig.5a,c;
- sau debit fix, fig.5d, f.

Pompele cu loburi profilate, funcționează pe principiul mașinilor cu angrenare interioară, având dantura cu profil curbiliniu.

Acestea pot fi cu angrenare: interioară sau exterioară, cu unul sau mai mulți dinți.

Principiul de funcționare a pompelor liniare constă în variația unui volum prin mișcarea rectilinie-alternativă a unui piston sau plunjer într-un cilindru; mișcarea fiind preluată de la un motor de antrenare.

Cele mai uzuale sunt pompele cu sistem bielă manivelă, fig. 6.

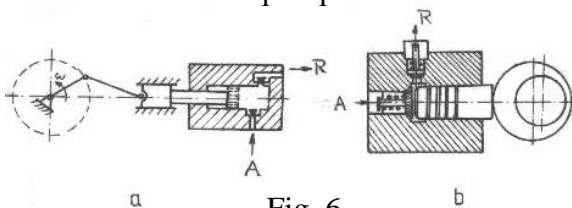


Fig. 6

În fig.7 și fig.8 se prezintă o pompă cu roți dințate cu angrenare exterioară și dantură în evolventă.

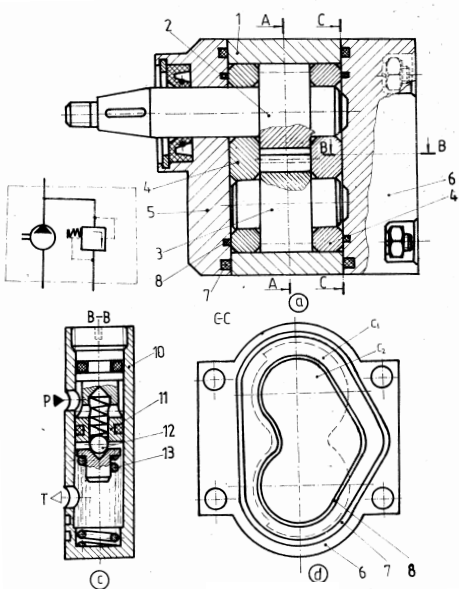


Fig. 7

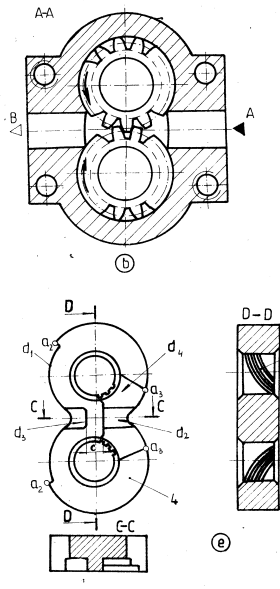


Fig. 8

În fig.9 se prezintă o pompă cu roți dințate cu angrenare interioară cu dantură în evolventă.

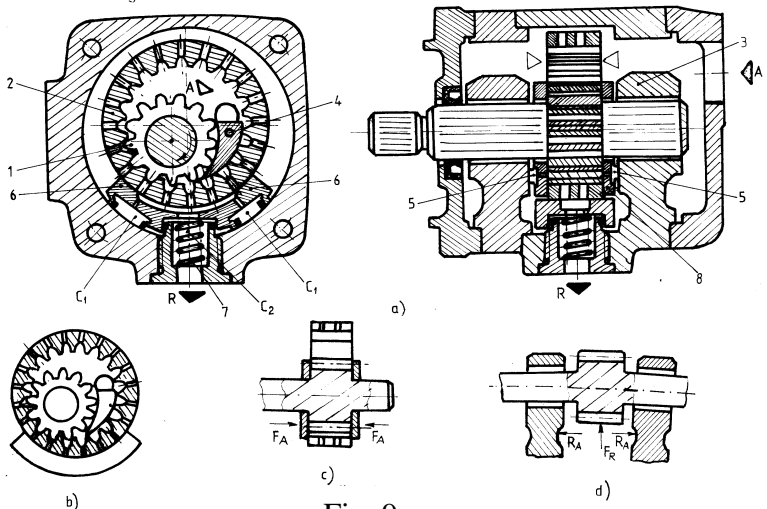


Fig. 9

În fig.10 sunt date o secțiune transversală și una axială printr-o pompă cu roți dințate cu angrenare interioară cu dantură neevolventică.

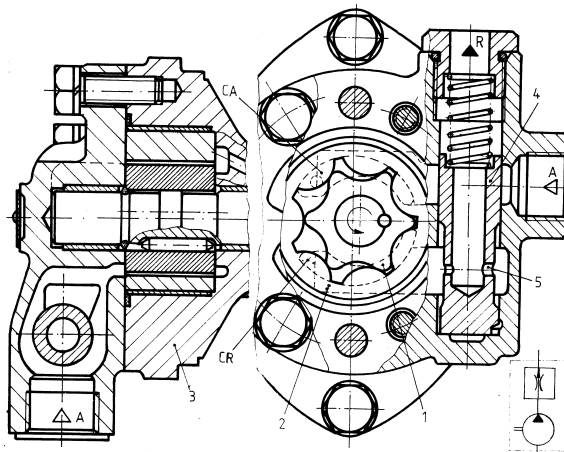


Fig. 10

În fig.11 se prezintă o pompă cu palete culisante.

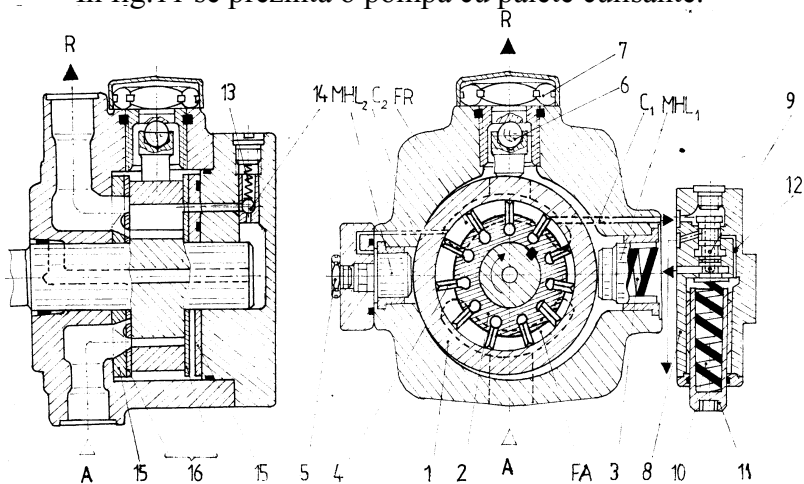


Fig. 11

În fig.12 este prezentaă o pompă cu pistoane radiale.

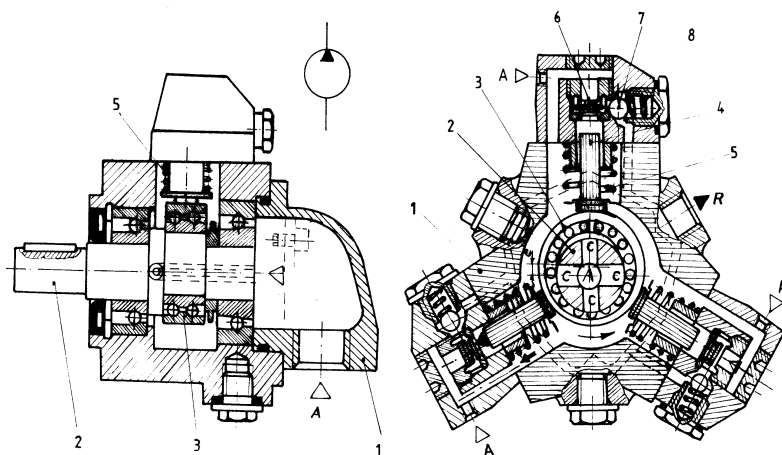


Fig. 12

În fig.13 se dă vederea unei secțiuni axiale într-o pompă cu pistoane axiale.

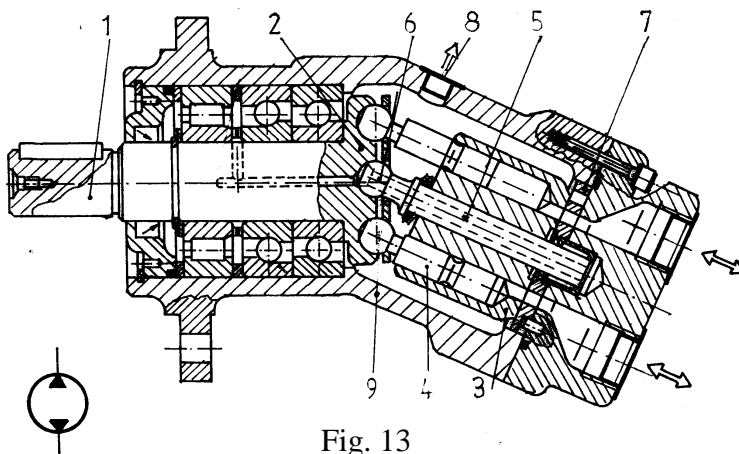


Fig. 13

În fig.14 se prezintă o pompă cu pistoane axiale cu capacitate variabilă, cu disc fulant.

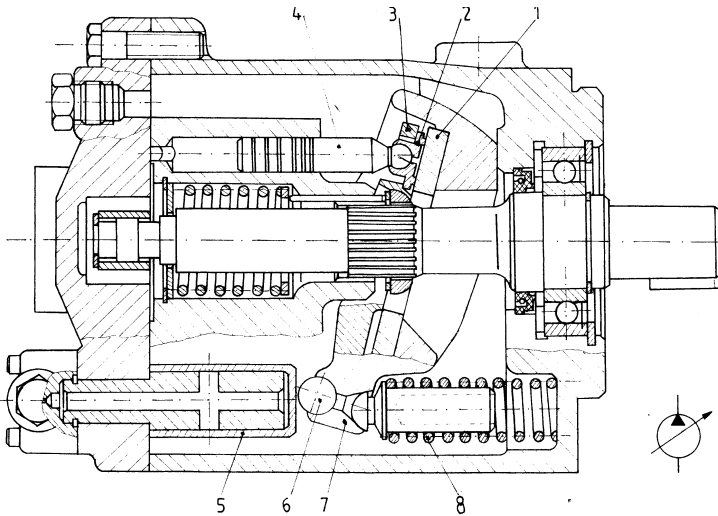


Fig. 14

Simbolizarea pompelor se face astfel:

- pompe liniare:
 - cu piston și tije cu efect simplu, fig.15a;
 - cu dublu efect, fig.15b;
 - cu plunjer fig.15c.
- pompe cu membrană:
 - cu simplă acțiune, fig.16d;
 - cu dublă acțiune, fig.16e.
- pompe cu capacitate fixă, fig.15f;
- pompe cu capacitate reglabilă, fig.15g;
- pompe unidirecționale, fig.15f;
- pompe bidirecționale, fig.15h;
- pompe propriuzise, fig.15f;
- unități reversibile fig.15i;

- pompe simple, fig.15f;
- pompe double fig.16j;
- pompe triple, fig.16k.

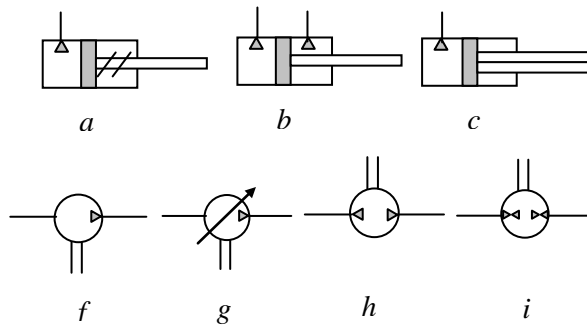


Fig.15

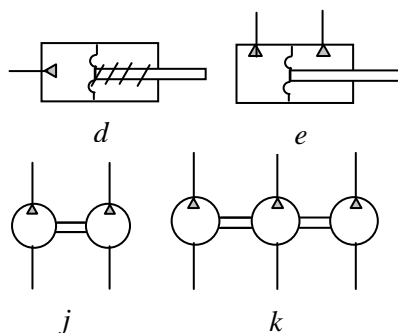


Fig.16

Lucrarea 3.2

3. Generatoare hidraulice volumice

L.3.2. Încercarea în regim staționar a unei pompe cu roți dințate

3.2.1. Scopul lucrării

Determinarea următoarelor caracteristici și dependențe funcționale ca:

- capacitatea geometrică și debitul teoretic mediu la n_N și n_{max} determinate prin calcul și pe cale experimentală;

- gradul de neuniformitate δ_Q ;

- caracteristica hidraulică debit-presiune $Q(p)$ în regim staționar ($n = ct.$);

- caracteristica mecanică cuplu-presiune $M(p)$ în regim staționar ($n = ct.$);

- caracteristica de cavitație $Q=Q(p_a)$;

- caracteristica presiunii de aspirație Δp_{acr} (K_G , ω), în cazul G.V. reglabile;

- caracteristica de putere în regim staționar $p_a = p_a(p, \omega)$;

- curbele caracteristice aferente randamentelor parțiale $\eta_Q(p)$, în regim staționar ($n=ct.$);

- caracteristicile dinamice care redau comportamentul dinamic: $Q(t)$ și $p(t)$;

3.2.2. Schema instalației

În fig.1 este reprezentat standul de probe ce cuprinde un G.V. cu roți dințate care este supus probelor.

Acesta este antrenat de rotorul electric ME la două turații distincte; supapa de siguranță VM (valva maximală) care asigură reglarea presiunii maxime din circuit; droselele DR1 și DR2 permit modificarea debitului în conducta de aspirație și respectiv în conducta de refulare.

Depresiunea la racordul de aspirație se poate citi la vacometrul V, iar presiunea medie la racordul de refulare se citește la manometrul M.

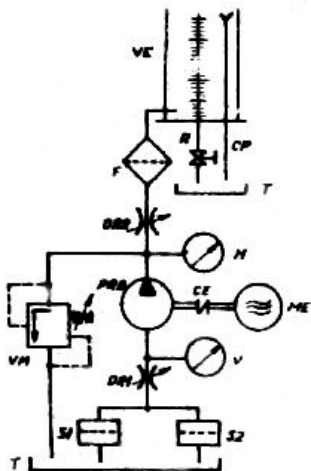


Fig. 1

Pentru determinarea debitului volumic efectiv se utilizează vasul etalonat VE prevăzut cu o conductă de deversare CP și cu robinetul de golire R.

Debitul efectiv se calculează cu relația:

$$Q = K_V \Delta h / \Delta t,$$

unde:

- K_V , este constanta vasului etalonat;
- Δh , variația de cotă a lichidului în vasul etalonat;
- Δt , intervalul de timp.

Filtrele de aspirație S_1 și S_2 asigură purificarea mediului hidraulic aspirat de pompă iar filtrul F permite filtrarea la uleiului intrarea în VE.

Standul este echipat cu un wattmetru care permite măsurarea puterii absorbite de ME.

Ca accesorii se utilizează: cronometru, tahometru, termometru; pentru determinarea pulsațiilor de presiune se utilizează un traductor de presiune tensometric montat la racordul de refulare a pompei, care permite determinarea variației $p(t)$.

3.2.3. Metoda de lucru

Inițial se face un studiu constructiv și funcțional a pompei cu roți dințate supuse probelor stabilind pentru aceasta particularitățile constructive.

Pentru determinarea pe cale experimentală a capacității geometrice medii se impune antrenarea pompei la o turație foarte mică astfel încât să funcționeze la o cotă negativă pentru ca pierderile de debit volumice să fie minime.

Metodica de lucru este următoarea:

- se indentifică elementele componente din schema hidraulică verificând punctul de nul pentru fiecare aparat de măsură și poziția deschis a droselelor DR_1 și DR_2 a supapei VM și a robinetului R;

- se comută pe prima treaptă de turație ME;

- se închide droselul DR_2 și se reglează VM, urmărind indicația manometrului M după care se deschide complet DR_2 și se închide R;

- se încarcă pompa mărindu-se progresiv presiunea la refulare cu un increment de 1 bar, prin închiderea treptată a DR_2 ;

- se citesc indicațiile aparatelor de măsură: p_r , p_a , p_{MR} și se cronometrează intervalul de timp în care se acumulează în vasul etalonat fluid modificând cu cota h ;

- se notează turația motorului și temperatura, trecându-le în tab.1;

- se face un minim de 10 determinări;

- se modifică poziția lui DR_1 în sensul închiderii și se reiau determinările, notând rezultatele în tabel;
- se deschide complet DR_1 ;
- se modifică turatia de antrenare și se reiau determinările anterioare notând rezultatele în tabel;
- se deschid DR_1 , DR_2 și R și se decuplează de la rețea ME.

3.2.4. Relații de calcul

- capacitatea geometrică medie:

$$K_{Gm} = \psi \cdot z \cdot m^3 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{rad}] \quad (1)$$

- debitul teoretic mediu:

$$Q_t = K_{Gm} \omega_G = K_{Gm} \frac{\pi n_G}{30} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2)$$

$$\omega_G = \frac{\pi n_G}{30} \quad [\text{rad}/\text{s}] \quad (3)$$

$$q_{Gn} = 2\pi 10^6 K_{Gm} \quad [\text{l}/\text{min}] \quad (4)$$

- debitul efectiv refulat:

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = K_v \frac{\Delta h}{\Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5)$$

- puterea de antrenare arbore GV:

$$P_a = M \omega_G \quad [\text{W}] \quad (6)$$

- puterea hidraulică utilă:

$$P_U = p_R Q \quad [\text{W}] \quad (7)$$

- cuplul teoretic mediu:

$$M_{tm} = K_{Gm} p_r \quad [\text{Nm}] \quad (8)$$

- gradul de neuniformitate:

$$\delta_{Qc} = \frac{3l^2}{12(r_e^2 - r_w^2) - l^2} 100 \quad [\%] \quad (9)$$

- randamentul de debit:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} 100 \quad [\%] \quad (10)$$

- randamentul global:

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_a} 100 \quad [\%] \quad (11)$$

- randamentul mecano-hidraulic:

$$\eta_{mh} = \frac{M_t}{M} 100 \quad [\%] \quad (12)$$

- randamentul global al agregatului (GV+ME):

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_{ME}} 100 \quad [\%] \quad (13)$$

În cadrul lucrării debitul efectiv refulat se determină cu metoda vasului etalonat, considerând că randamentul hidraulic este aproximativ unitar.

3.2.5. Prelucrarea datelor

Datele obținute din măsurători se trec în tab.1 și se reprezintă grafic: $Q(p)$, $M(p)$, $Q=Q(p_a)$, $\eta_Q(p)$, $\eta_{mh}(p)$, $\eta(p)$.

Tab.1

Tipul pompei: cod: furnizor: $q_g =$ [cm ³ /rot];															
$z =$; $m =$ [mm]; $L =$ [mm]; $\psi =$; $e =$; $\xi =$;															
$D_i =$ [mm]; $D_e =$ [mm]; $D_w =$ [mm];															
Mediul hidraulic: $\theta =$ [mm]; $\rho =$ [Kg/m ³]; $\nu =$ [m ² /s]; $K_v =$ [m/mm];															
Nr. det.	Mărimi măsurate						Mărimi calculate								
	P_1	P_2	Δh	t	P_{ME}	n	Q_t	Q	M_m	P_a	P_u	η_Q	η_G	η_{mh}	δ_Q
Relatii calcul	[bar]	[mm]	[s]	[W]	[rot/min]	[l/min]	[N·m]	[W]	[W]	[W]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
1						2)	5)	8)	6)	7)	10)	11)	12)	9)	
2															
3															
4															
5															
6															
7															
8															
9															
10															

Observații și concluzii

- se formulează concluzii privind: forma curbelor grafice caracteristice obținute și domeniul optim de funcționare a pompei cu roți dințate.

Lucrarea 3.3

3. Generatoare hidraulice volumice

L.3.3. Încercarea în regim staționar a unei pompe liniare cu membrană

3.3.1. Scopul lucrării

Se urmărește determinarea următoarelor caracteristici și dependențe funcționale ca:

- gradul de neuniformitate a debitului δ_Q ;
- gradul de neuniformitate a presiunii δ_p ;
- capacitatea geometrică medie K_{Gm} ;
- debitul teoretic Q_t ;
- debitul real refulat Q ;
- puterea hidraulică utilă P_u ;
- puterea de antrenare arbore P_a ;
- randamentul de debit η_Q ;
- randamentul global η_G .

3.3.2. Schema instalației

Schema instalației este prezentată în fig.1.

Pe fig.1 notațiile realizate au următoarea semnificație:

- PM, pompă cu membrană;
- RM, reductor melcat;
- ME, motor electric monofazat;
- VM, valvă maximală (supapă de siguranță);
- R₁, ..., R₇, robinete;
- S, filtru de aspirație;
- AC, acumulator pneumohidraulic;
- V, vacometru;
- M, manometru;
- VE, vas etalonat;

- T, rezervor;
- CP, conductă de preaplin (conductă de deversare).

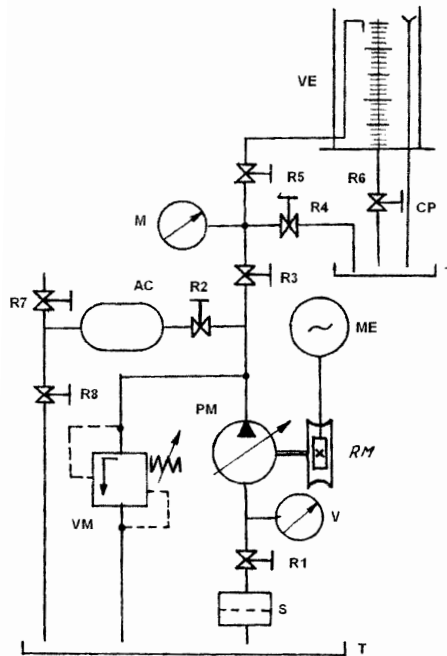


Fig.1

3.3.3. Metoda de lucru

Inițial se face studiul constructiv și funcțional al pompei cu membrană.

Pentru determinarea capacității geometrice medii pe cale experimentală se antrenează pompa de la motorul electric ME prin intermediul reductorului melcat RM la o turație corespunzătoare de lucru a acesteia.

Metodica de lucru implică următorii pași:

- se indentifică elementele componente din schema hidraulică;

- se deschid robinetele R_3 și R_5 de pe conducta de refulare a pompei către vasul etalonat;
- robinetul de golire R_6 a VE este închis;
- se deschide robinetul R_1 de pe conducta de aspirație a pompei;
- se deschide robinetul R_2 ce permite accesul fluidului către AC, robinetele R_7 și R_8 fiind închise de pe conducta de ieșire din AC;
- se cuplează la curent ME care va antrena arborele pompei;
- se măsoară presiunea de pe aspirație p_a la vacometrul V;
- se măsoară presiunea de pe refulare p_r la manometrul M;
- se cronometrează timpul de pompare Δt și modificarea nivelului de ulei Δh în vasul etalonat VE corespunzător acestui timp Δt ;
- prin deschiderea robinetului R_3 , se opește alimentarea lui VE cu fluidul refulat de pompă pe care îl trimite în rezervorul T a vasului etalonat, cu scopul de a determina debitul din timpul experimentelor de măsurare;
- se măsoară puterea consumată de motorul electric P_{ME} pentru antrenarea pompei cu membrană;
- se încarcă pompa mărindu-se progresiv presiunea la refulare prin închiderea parțială cu un increment de 1 bar, a robinetului R_5 , presiune citită la manometrul M, refăcând măsurătorile;
- prin închiderea treptată a robinetului R_5 ; se citesc indicațiile aparatelor de măsură: p_r , p_a , și se cronometrează intervalul de timp în care se acumulează în vasul etalonat fluid modificând nivelul cu cota h ; valorile se trec în tab.1; se fac un număr minim de 10 determinări;
- la terminarea experimentului se întrerupe alimentarea cu energie electrică a ME prin decuplarea lui de la rețea;

- se golește VE prin deschiderea robinetului de golire R_6 ;
- se închide robinetul R_2 către AC.

3.3.4, Relații de calcul

- capacitatea geometrică medie:

$$K_{Gm} = \frac{ed^2}{8} \quad [m^3/rad] \quad (1)$$

- debitul teoretic mediu:

$$Q_t = K_{Gm} \omega_G = K_{Gm} \frac{\pi n_G}{30} \quad [m^3/s] \quad (2)$$

- debitul efectiv refulat masurat la VE:

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} = K_v \frac{\Delta h}{\Delta t} \quad [m^3/s] \quad [m^3/s] \quad (3)$$

- puterea de antrenare arbore GV:

$$P_a = M \omega_G \quad [W] \quad (4)$$

- puterea hidraulică utilă:

$$P_u = p_R Q \quad [W] \quad (5)$$

- gradul de neuniformitate debit:

$$\delta_Q = 0.21 \quad [%] \quad (6)$$

- gradul de neuniformitate a presiuni:

$$\delta_p = \delta_Q \frac{K_{Gm}}{V_c} \quad [%] \quad (7)$$

- randamentul de debit:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} 100 \quad [%] \quad (8)$$

- randamentul global:

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_a} 100 \quad [%] \quad (9)$$

În cadrul lucrării debitul efectiv refulat se determină cu metoda vasului etalonat, considerând că randamentul hidraulic este aproximativ unitar.

3.3.5. Prelucrarea datelor

Datele obținute din măsurători se trec în tab.1 și se reprezintă grafic:

$$Q(p), Q=Q(p_a), P_a(p), P_r(p), \eta_Q(p), \eta_G(p),$$

Tab.1

Tipul pompei:		cod:		furnizor:		$q_g =$		[cm ³ /rot];							
d =		[mm]; e =		[mm];		$n_{ME} = 1380$		[rot/min]; Vc =							
Mediul hidraulic: <td colspan="2">$\theta =$</td> <td colspan="2">[mm]; $\rho =$</td> <td colspan="2">[Kg/m³]; v =</td> <td colspan="2">[m²/s]; K_v =</td>		$\theta =$		[mm]; $\rho =$		[Kg/m ³]; v =		[m ² /s]; K _v =							
		Mărimi măsurate				Mărimi calculate									
Nr. det.	p_f	p_a	Δh	Δt	P_{ME}	D	Q_1	Q	e	P_a	P_v	η_Q	η_G	δ_Q	δ_p
	[bar]	[mm]	[s]	[W]			[l/min]	[mm]	[W]			[%]			
Relatii calcul							2)	3)	(6)	4)	5)	8)	9)	6)	7)
1															
2															
3															
4															
5															
6															
7															
8															
9															
10															

Observații și concluzii

Se formulează concluzii privind: forma curbelor caracteristice obținute ale dependențelor: $Q(p)$, $P(p)$ și $\eta(p)$;

Lucrarea 4.1

4. Motoare hidraulice volumice

L.4.1. Studiul organologic a motoarelor volumice liniare și rotative

4.1.1. Clasificare și simbolizare se face conform (STAS 7145/1996)

În fig.1 sunt prezentate principalele variante constructive de motoare hidraulice liniare.

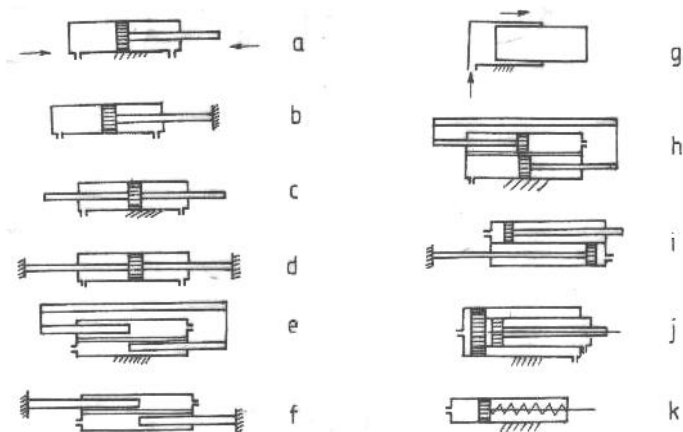


Fig. 1

Clasificarea motoarelor

Clasificarea motoarelor hidraulice liniare (MHL) se poate face astfel:

- după tipul organului activ și mișcarea lui:
- cu pistoane sau cu plunjer, fig.1.g;
- cu tije fixă și cilindru mobil, fig.1.d;
- cu tije mobilă și cilindru fix, fig.1.c;

- după numărul cilindrilor:
 - monocilindru, fig.1.a,b,c,d;
 - cu doi cilindrii, fig.1.e,f,h,i;
 - sau multicilindru;
- după numărul tijelor:
 - cu o singură tije, fig.1. a,b;
 - sau cu tije dublă/ bilaterală;/ fig.1.c,d;
- după domeniul de presiuni:
 - motoare de joasă;
 - sau de înaltă presiune.
- după modul de aplicare a presiunii în camerele motorului:
 - motoare cu simplu efect, fig.1.k;
 - motoare cu dublu efect, fig.1.a, .., f, h, ..j.

Simbolizarea motoarelor este prezentată în fig.2, astfel:

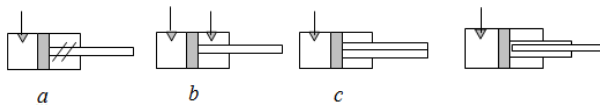


Fig.2

- motoare liniare;
- cu piston și tije, cu simplu efect, fig.2.a ,
- motoare cu dublu efect, fig.2.b;
- cu plunjer, fig.2.c;
- motoare telescopice, fig.2.h.

Motoarele hidraulice rotative (MHR) care din punct de vedere constructiv se pot clasifica în:

- motoare cu angrenaje:
- cu angrenare exterioară;
- cu angrenare interioară.

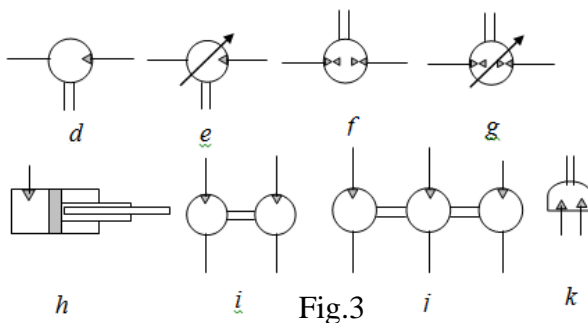
- motoare cu pistoane axiale MHRPA: cilindrice sau sferice care pot fi cu:

- bloc înclinat;
 - cu disc înclinat;
 - cu disc fulant.
- motoare cu pistoane radiale MHRPR:
- cu bloc rotitor;
 - cu bloc fix.
- motoare cu palete MHRP:
- cu efect simplu;
 - cu efect dublu, etc;
 - orbitale.
- după modificarea capacității geometrice pot fi:
- cu capacitate geometrică fixă;
 - cu capacitate geometrică reglabilă.
- după sensul de curgere a lichidului prin ele pot fi:
- unidireționale;
 - bidireționale.
- după posibilitatea inversării ciclului energetic pot fi:
- unități reversibile reglabile;
 - unități reversibile nereglabile;
 - sau motoare hidraulice propriuzise nereversibile.
- după tipul mișcării axului de ieșire pot fi:
- cu mișcare de rotație continuă (uzuale);
 - cu mișcare de rotație oscilantă (alternative).

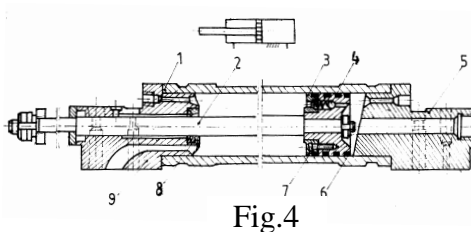
Simbolizarea motoarelor hidraulice rotative, conform fig.3, se face astfel:

- motoare cu capacitate geometrică:
 - fixă , fig. 3.d;
 - sau variabilă, fig. 3.e.

- motoare:
 - unidirecționale, fig. 3.d;
 - ori bidirecționale, fig. 3.f.
- unități reversibile:
 - reglabile, fig. 3.e;
 - nereglabile, fig. 3.d.
- motoare:
 - simple, fig. 3d;
 - duble, fig.3i;
 - ori triple, fig. 3j.
- motoare cu mișcare:
 - continuă: fig. 3d,;
 - ori oscilante, fig. 3k.



Soluții constructive de motoare hidraulice liniare:
 Motor diferențial cu dublă acțiune și tijă unilaterală, fig.4.



Motor diferențial cu dublă acțiune și cilindrul mobil, fig.5.

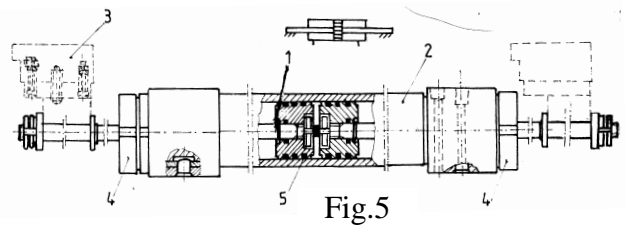


Fig.5

Motor hidraulic liniar special cu dublă acțiune și tije bilaterală, fig.6.

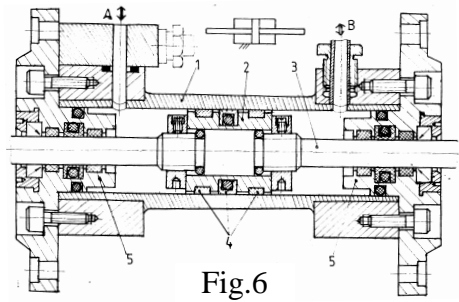


Fig.6

Motor hidraulic oscilant de joasă presiune, în construcție compactă, fig.7.

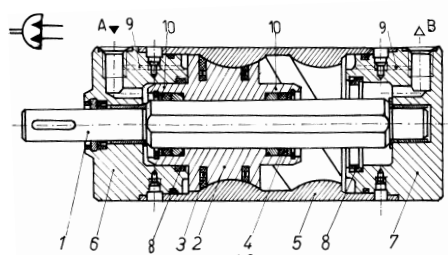


Fig.7

Motor hidraulic oscilant, fig.8.

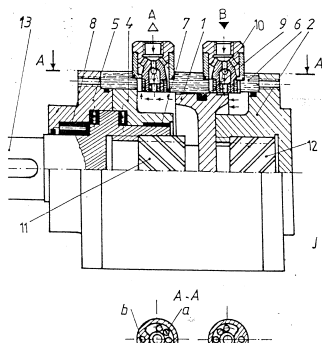


Fig.8

Motor hidraulic rapid cu pistoane axiale, fig.9.

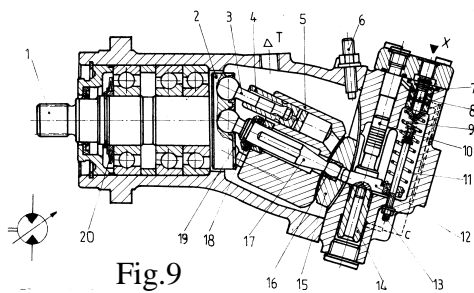


Fig.9

Motor hidraulic rotativ lent cu pistoane axiale, fig.10.

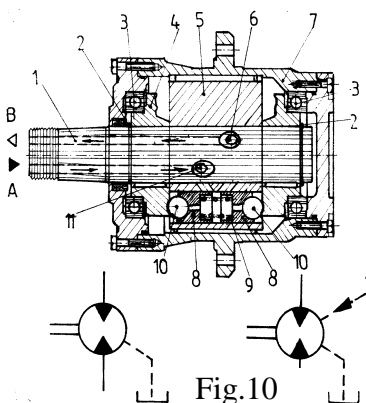


Fig.10

Motor hidraulic lent rotativ cu carcasa rotitoare și pistoane axiale, fig.11.

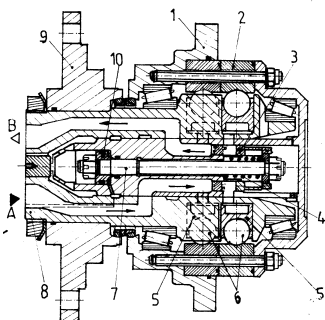


Fig.11

Motor hidraulic rotativ pas cu pas, fig.12.

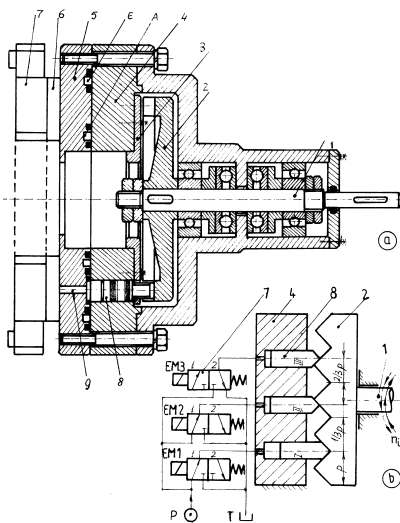


Fig.12

Lucrarea 4.2

4. Motoare hidraulice volumice

L.4.2. Încercarea în regim staționar a unui motor hidraulic liniar

4.2.1. Scopul lucrării

În cazul motoarelor hidraulice liniare încercarea constă în verificarea îndeplinirii următoarelor condiții:

- funcționarea normală /proba de funcționalitate/fără oscilații de presiuni și deplasări intermitente;
- forța dezvoltată să fie cât mai mare, forță ce apare în cazul frecărilor minime;
- să aibă etanșări cât mai bune, respectiv pierderi volumice minime;
- modificarea presiunii și a vitezei de lucru să nu fie influențate de frecările interioare;
- lungimea cursei să rămână constantă cu modificarea vitezei de deplasare a pistonului.

Încercarea se face pe un motor hidraulic liniar cu dublă acțiune și tije unilaterală.

4.2.2. Schema instalației

Este prezentată în fig.1.

Pe figură notațiile reprezintă următoarele:

- MAS , motor asincron trifazat;
- GCC, generator de curent continuu;
- MCC, motor de curent continuu;
- PDC, pompă cu debit constant;
- SSG, supapă de siguranță;
- VS, ventil de sens unic;

- VE, vas etalonat;
- F, filtru de aspirație, / sorb/;
- M1, M2 M, manometre;
- DM1, distribuitor principal de comandă manuală;
- MHL, motor hidraulic liniar cu cilindru fix;
- RE, resort (arc de compresiune);
- TG, tahogenerator;
- TR, turometru;
- A, ampermetru;
- V, voltmetru;
- T, termometru;
- RZ(T), rezervor de aspirație;
- SB, secțiunea de bază;
- SI, secțiunea hidraulică de încercare;
- PDC, pompă cu debit constant;
- D, drosel;
- RP, rezistență variabilă.

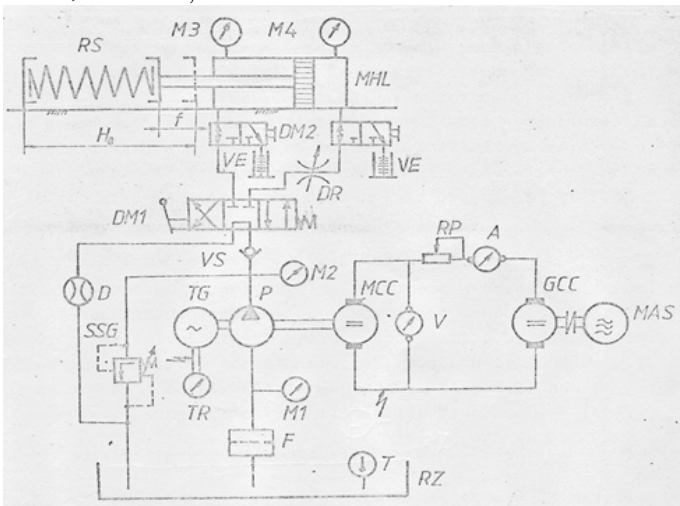


Fig.1

4.2.3. Metoda de lucru

Inițial se face studiul constructiv și funcțional a motorului hidraulic liniar care va fi supus testului.

Verificare funcționalității normale

Se face fără resortul de compresiune, reglând droselul DR la diferite valori și trecând distribuitorul DM1 pe poziția 1, 0 și 2, verificând realizarea completă și corespunzătoare a cursei de extensie și retragere fără intermitențe sau oscilații de presiunii.

Determinarea caracteristicii de forță.

Se determină cu resortul de compresiune RS montat, alimentând MHL până la comprimarea completă a resortului la diferite viteze de translație.

Se notează presiunea și săgeata, elemente necesare pentru a trasa curbele pentru forțele de împingere și tracțiune, rezultate din dependențele: $F_i(p)$ și $F_t(p)$.

Verificarea etanșeității

- controlul etanșeității externe se verifică existența peliculei de ulei pe tija MHL;
- controlul etanșeității interioare, se notează în intervalul de timp Δt , în care volumul de ulei trece din camera activă (sub presiune) în camera pasivă prin etanșările pistonului (anterior din camera pasivă s-a golit uleiul), colectând uleiul scăpat în vasele etalonate VE prin etanșările interioare ale pistonului după deschiderea distribuitorului DM2.

Verificarea se face atât la capete cât și în poziția mediană.

Influența presiunii și vitezei de lucru asupra frecărilor interioare.

Se alimentează camera activă a MHL la presiunea minimă sau maximă și se permite deplasarea la viteză constantă minimă sau la deplasare maximă.

Pentru fiecare experiment se notează presiunile: p_1 și p_2 din camerele MHL, timpul de deplasare, săgeata arcului și cursa tijei.

Influența vitezei de deplasare a pistonului asupra cursei.

Se stabilește o cursă care este limitată la extremități prin intermediul limitatorilor de cursă, pe care se montează ceasuri comparatoare cu precizie de $10\mu\text{m}$.

Se determină viteza minimă de deplasare corespunzător căreia se calibrează comparatoarele de la capăt de cursă.

Se trece la testări pentru diferite valori de viteză notând deplasările suplimentare față de valoarea cursei de calibrare de la viteza minimă.

Se va trasa graficul cursei dependentă de viteza de deplasare.

Metodica de lucru urmărește parcurge pașii:

- se indentifică elementele componente din schema hidraulică;

- se alimentează cu curent MAS care antrenează generatorul de curent continuu GCC;

- prin variația rezistenței variabile RP a reostatului se modifică tensiunea de alimentare a motorului de curent continuu care duce la modificarea turației în mod continuu de antrenare a pompei;

- se citesc valorile tensiunii de la volmetru V și la ampermetrul A;

- acum pompa cu debit constant PDC este antrenată;
- pompa aspiră ulei din rezervorul RZ, prin sorbul S;
- se notează presiunea de aspirație de la vacometrul V;
- se notează presiunea de refulare de la manometrul M;
- se notează indicațiile de la traductorul de turație TR a tahogeneratorului TG, care reprezintă turația reală de antrenare a pompei;

- distribuitorul manual DM1, este trecut pe poziția neutră, iar uleiul refulat de PDC, trece prin traductorul de debit/ debitmetrul/ D, care îi măsoară valoarea pe care o notăm;

- VS are rolul de a evita întoarcerea fluidului pe conducta de înaltă presiune/ respectiv de refulare a pompei/;

- acționăm maneta de comandă a DM1 pe poziția săgeți paralele, acum uleiul trece prin droselul DR și distribuitorul DM2 în camera activă a pistonului la care presiunea este citită conform indicației detă de manometrul M_1 ;

- pistonul face extensie spre stânga;

- se notează presiunea din camera pasivă inelară la M_2 ;

- se cronometrează timpul mișcării pistonului Δt și se notează comprimarea arcului elicoidal Δs ;

- sau se poate măsura deschiderea dintre capetele a arcului la momentul inițial și la momentul final care după care facem diferența rezultând cursa realizată;

- la finalizare se trece distribuitorul DM1 prin comnadă manuală pe poziția neutră;

- retragerea pistonului se face la trecerea lui DM1 pe poziția săgeți încrucișate, rezultând o curgere a uleiului din camera pistonului către rezervor și o alimentare a camerei inelare care devine activă de către pompa cu debit constant PDC;

- se modifică rezistența rezistorului RP, modificând turația lui MCC, care antrenează arborele pompei, va rezulta un alt debit de refulare a pompei;

- se repetă experimentul cu noi măsurători la alte debit de alimentare notând indicațiile de la aparatele: A, V, VA, M, M₁, M₂, cursa pistonului Δs și Δt;
- se trec datele în tabelul tab.1;
- se fac testele de funcționalitate ale MHL;
- la finalizarea experimentului se decuplează de la alimentarea cu curent MAS și se aduce instalația în starea inițială dinaintea experimentului.

4.2.4. Relatii de calcul

- forța motoare teoretică dezvoltată de piston la extensie:

$$F_t = \frac{\pi D^2}{4} p_i - \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_e \quad [\text{N}] \quad (1)$$

unde s-a notat cu:

- D, diametrul pistonului;
- D, diametrul tijei;
- p_i, presiunea de la intrare din camera activă;
- p_e, presiunea de la ieșire din camera pasivă /camera inelară /.
- forța utilă la tije:

$$F_U = k_R \Delta s \quad [\text{N}] \quad (2)$$

unde s-a notat cu:

- k_r, constanta elastică a arcului elicoidal de compresiune RS;
- Δs, cursa MHL, respectiv săgeata de comprimare a arcului.
- viteza medie de deplasare a tijei MHL:

$$v_m = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3)$$

unde s-a notat cu:

- Δt , intervalul de timp în care s-a deplasat pistonul pentru comprimarea resortului;

- Debitul de admisie/ la extensia tijei/ :

$$Q_{tM} = q_G \cdot n_G \cdot \eta_{VG} \cdot 10^{-3} \quad [l/min] \quad (4)$$

- randamentul mecano-hidraulic:

$$\eta_{mh} = \frac{F_U}{F_t} \times 100 \quad [\%] \quad (5)$$

- pierderile de debit interioare:

$$\Delta Q_t = \frac{\Delta V}{\Delta t} \times 6 \cdot 10^{-2} \quad [l/min] \quad (6)$$

- randamentul volumic:

$$\eta_v = \left(1 - \frac{\Delta Q_i}{Q_{iM}} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (7)$$

- forța de frecare:

$$F_f = F_t - F_u \quad [N] \quad (8)$$

- puterea hidraulică utilă:

$$P_U = F_t \cdot v_m \quad [W] \quad (9)$$

- puterea consumată de motor (sau absorbită):

$$P_U = p_i \cdot Q_{iM} \quad [W] \quad (10)$$

- randamentul global:

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_a} \times 100 \quad [\%] \quad (11)$$

4.2.5 Prelucrarea datelor

Datele obținute din măsurătorile experimentale se trec în tab.1:

Tab.1

Nr. det.	n_c	p_i	p_e	Δs	Δt	v_m	ΔV_i	Q_{im}	ΔQ_t	F_t	F_u	F_f	P_u	P_s	η_{mh}	η_v	η
	rot/ min	[bar]	[m]	[s]	[m/s]	[cm ³]	[l/min ²]	[N]			[W]		[%]				
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	
9																	
10																	

Observații și concluzii

- se formulează concluzii privind: forma curbelor obținute pentru dependențele:

- $F_u(p)$;
- $L_f(p)$;
- $F_f(p)$ la $v = ct.$;
- $F_f(v)$ la $p = ct.$;
- $L(v)$;
- $\eta_v(p)$;
- și $\eta(p)$.

Lucrarea 4.3

4. Motoare hidraulice volumice

L.4.3. Încercarea în regim staționar a unui motor hidraulic volumic rotativ

4.3.1. Scopul lucrării

În cazul motoarelor hidraulice rotative se urmărește prezentarea aparatelor și metodicii de încercare a motorului hidraulic rotativ pentru probele de tip regim staționar specifice MHR.

Probele în regim staționare vizează obținerea următoarelor dependențe funcționale:

- caracteristica hidraulică de debit $Q(p,\omega)$;
- caracteristica mecanică cuplu-turație-presiune $M(p,\omega)$;
- caracteristica mecanică turație-cuplu-debit $\omega(M,Q)$;
- caracteristica randamentului de debit $\eta_Q(p,\omega)$;
- caracteristica randamentului mecanic $\eta_m(p,\omega)$;
- caracteristica randamentului global $\eta_M(p,\omega)$;

Testarea MHR în regim dinamic constă în aplicarea unui semnal treaptă sau sinusoidal la priza de intrare și înregistrarea răspunsului $\omega(t)$.

Pe acest răspuns se face studiul de stabilitate a motorului hidraulic rotativ.

4.3.2. Schema instalației

Schema instalației este prezentată în fig.1.

Aceasta are aceiași secțiuni de bază ca și în cazul încercării motoarelor hidraulice liniare, cu toate elementele componente specificate anterior referitoare la secțiunea de bază SB și secțiunea auxiliară SA.

Diferă însă numai secțiunea de încercare SI care este prezentată în fig.1.

Această secțiune conține:

- DF, discul de frânare;
- SF, saboți de frână;
- MF, microhidromotoare liniare de frânare;
- PF, pompă de frână (liniară, cu simplu efect, cu piston);
- PD, pedala de acționare a PF;
- M₃, manometru;
- TG, tahogenerator;
- PR₁, PR₂, prize de presiune rapide;
- DR, drosel reglabil;
- RLF, rezervor pentru lichid de frână;

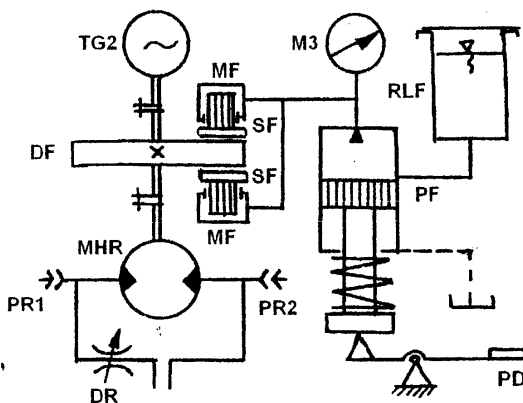


Fig.1

4.3.3. Metoda de lucru

Metodica de lucru este următoarea:

Inițial se face studiul constructiv și funcțional a motorului hidraulic rotativ supus testului.

În principal se va exercita un moment de frânare rezistent la arborele MHR, prin intermediul discului de frânare care este montat pe arborele MHR.

Se va măsura turația efectivă în timpul momentului rezistent de către tahogeneratorul TG2.

Modificarea forței de frânare prin compresiunea saboților SF, pe discul de frânare DF, se face prin intermediul micromotoarelor liniare de frânare MF acționate de pompa de frână comandată de la pedala de picior PD.

Se măsoară la manometrul M_3 , presiunea lichidului de frânare care ajunge în camerele active ale MF necesară pentru calculul forței aplicate la saboții de frânare SF.

Motorul hidraulic liniar se montează în circuitul hidraulic al schemei cu ajutorul prizelor rapide de presiune PR1 și PR2, prin intermediul unor furtune hidraulice (care mai sunt denumite și linii hidraulice flexibile).

Pentru determinarea caracteristicii $Q(p)$, se alge o valoare a turației arborelui și prin acționarea pedalei de frână PD se încarcă progresiv cu cuplu rezistent arborele motorului prin intermediul discului de fricțiune modificând căderea de presiune la hidromotor;

Se notează indicațiile aparatelor de măsură în tabel.

Se reia experimentul pentru diferite turații ale arborelui

La determinarea caracteristicii $Q(\omega)$ se stabilește o anumită încărcare a arborelui motorului prin acționarea pedalei PD, modificând turația motorului prin modificarea reglajului reostatului RP, se trec valorile citite în tabelul de date.

Se fac minim 5 încercări.

Pentru calculul caracteristicilor mecanice ale motorului se va utiliza valorile: presiunii, turației și debitului determinate anterior.

La calculul gradului de neuniformitate a turației se va înregistra turația arborelui cu un traductor de turație care este cuplat la un înregistrator de date.

Practic se parcurg următoarele etape de experiment:

- se indentifică elementele componente din schema hidraulică;

- se introduce în circuitul hidraulic MHR prin cuplarea acestuia la prizele de presiune rapide;

- se acționează droselul Dr pentru reglarea debitului de alimentare a MHR;

- se acționează pedale PD și se notează presiunea de la manometrul M₃;

- se citește turația indicată de tahogeneratorul TG2 pe care o stabilește momentul resultant care acționează asupra arborelui MHR;

- se reia experimentul prin reglajul debitului de alimentare a MHR la o altă valoare, modificând reglajul droselului DR, acționând după aceea PD și notând noile valori măsurate de M3 și TG2;

- la terminarea experimentului se aduce instalația în starea inițială, oprind de la secțiunea de bază a instalației hidraulice alimentarea cu ulei a MHR;

- se trec datele în tabelul tab.1.

4.3.4. Relatii de calcul

- debitul teoretic mediu:

$$Q_t = K_{Mm} \cdot \omega_m \quad [m^3/s] \quad (1)$$

unde s-a notat cu:

- ω_m , viteza unghiulară a axului motorului hidraulic;

- cuplul teoretic mediu disponibil la arborele MHR:

$$M_t = K_{Mm} \cdot \Delta p_m \quad [Nm] \quad (2)$$

unde s-a notat cu:

- Δp_m , căderea de presiune pe hidromotor;

$$\Delta p_{mt} = p_i - p_e = p_1 - p_2 \quad [\text{N/m}^2] \quad (3)$$

- puterea consumată de motor /absorbită/:

$$P_h = \Delta p_m \cdot Q = P_a \quad [\text{W}] \quad (4)$$

unde s-a notat cu:

- Q, debitul absorbit de motor;

- puterea mecanică efectivă /utilă/ la arborele de ieșire:

$$P_u = M_f \cdot \omega_m = P_m \quad [\text{W}] \quad (5)$$

unde s-a notat cu:

- M_f , cuplul efectiv disponibil la arbore;

- randamentul de debit volumic:

$$\eta_v = \left(\frac{\Delta Q_t}{Q_{ef}} \right) \times 100 \quad [\%] \quad (6)$$

- randamentul mecano-hidraulic:

$$\eta_{mh} = \frac{M_f}{M_t} \times 100 \quad [\%] \quad (7)$$

- randamentul global al hidromotorului:

$$\eta_G = \frac{P_u}{P_a} \times 100 = \frac{P_m}{P_h} \times 100 \quad [\%] \quad (8)$$

- gradul de neuniformitate a turației:

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \times 100 \quad [\%] \quad (9)$$

4.3.5. Prelucrarea datelor

Datele obținute din măsurători se trec în tab.1:

Observații și concluzii

Se calculează mărimile precizate în scopul lucrării.

Se compară caracteristicile ridicate și calculate din experiment cu cele indicate de furnizor.

Se trag concluzii legate de performanța hidromotorului rotativ supus testării.

Tab.1

Nr. det.	p_1	p_2	p_3	p_M	Q_f	ΔQ	Q_t	Δp_m	M_t	M_{ef}	P_s	P_u	η_Q	η_{mh}	η_M	δ_o
	[bar]			rot/min	[l/min]		[barN]	[Nm]	[W]		[%]					
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																

Lucrarea 5.1

5. Aparate pentru control direcțional

L.5.1. Studiul organologic a aparatelor pentru control direcțional

5.1. Scopul lucrării

Lucrarea are ca scop prezentarea soluțiilor constructive a aparatelor de distribuție a fluidului (numite și distribuitoare) împreună cu înțelegerea modului de funcționare a acestora.

Construcția și funcționarea distribuitoarelor hidraulice volumice.

Distribuitoarele sunt aparate destinate cu rolul de a controla, la o comandă primită din exterior, accesul lichidului de lucru furnizat de la sursa de presiune, către hidromotoare: liniare sau rotative, determinând deplasarea lor în sensuri diferite sau oprirea acestora.

Tot distribuitoarele permit realizarea curgerii fluidului direct prin acesta către rezervorul de ulei.

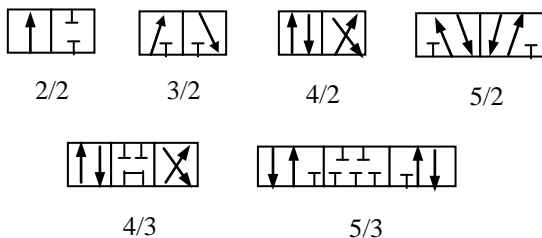
Clasificarea și simbolizarea distribuitoarelor hidraulice se face conform STAS 7145-96; 10339-93.

A Clasificate după tipul constructiv-funcțional, distribuitoarele pot fi:

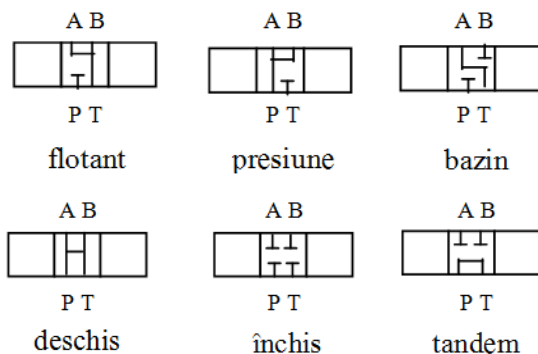
A1. Cu sertar $\begin{cases} \text{cilindric} \\ \text{plan} \end{cases}$, Cu mișcare $\begin{cases} \text{translatie(liniare)} \\ \text{rotatie(rotative)} \end{cases}$,
($p < 315$ bari)

A2. Cu supape (cu con, cu bilă, cu pastilă, etc.), pentru presiuni cu $p > 315$ bari.

B. După tipul schemei de conexiuni (numărul prizelor / numărul pozițiilor de lucru), distribuitoarele pot fi de tip:

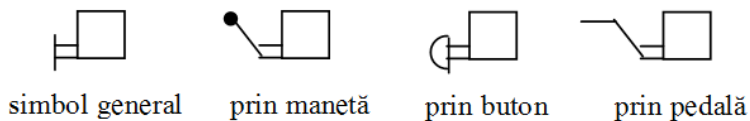


C. După tipul poziției neutre la distribuitoarele de tip 4/3 pot se poate întâlni schema de conexiuni hidraulice interne de tip:

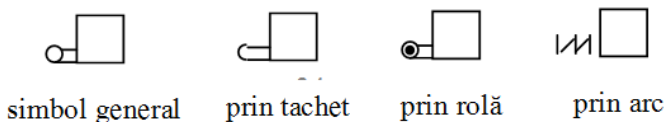


D. După tipul comenzii sertarului (supapelor), distribuitoarele pot fi cu comandă:

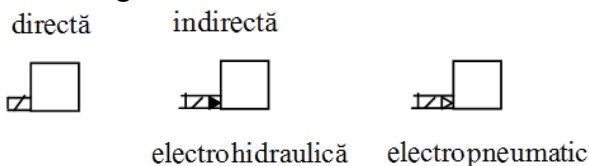
D1. manuală :



D2. mecanică:



D3. electromagnetice:



cu comanda/drenaj
extern(ă) ori intern(ă)

D4. Distribuitoare cu comenzi combinate:

E. După numărul etajelor de comandă, distribuitorii pot fi cu comandă directă (nepilotate) sau indirectă (pilotate);

F. După numărul secțiunilor de lucru distribuitorii pot fi individuale (cu o singură secțiune – sau "simple") ori tip baterie (cu mai multe secțiuni).

G. După gradul de acoperire (suprapunere) a sertarului, distribuitorii pot fi cu acoperire: pozitivă, nulă sau negativă.

H. După soluția de instalare mecanică (respectiv după modul de fixare) distribuitorii pot fi: cu filet în corp, cu filet în placă proprie, fără filet.

I. După soluția de instalare hidraulică (modul de racordare în circuit), distribuitorii pot fi în construcție modulară sau n modulară.

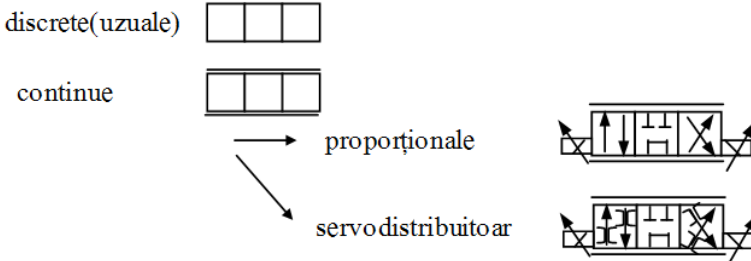
J. După domeniul de valori ale presiunii de lucru maxime p_{\max} [bar], distribuitorii pot fi:

- de presiune medie ($p < 160$ [bar]);
- de presiune înaltă ($p < 210$ [bar]);

- de presiune foarte înaltă ($p > 210$ [bar]);

K. După diametrul nominal a secțiunii de trecere (respectiv după diametrele orificiilor de racordare) distribuitorii pot fi cu DN [mm] de: 06, 08, 10, 13, 20, 25 și 32.

L După continuitatea semnalului de comandă și respectiv a mișcării sertarului distribuitorii pot fi:



M. După modul în care se obține readucerea (revenirea) sertarului, servodistribuitorii aceștia pot fi cu readucere: barometrică (cu arcuri de centrare), mecanică (cu lamelă elastică), electrică, etc.

Exemple de distribuitor

- Distribuitor centrat prin presiune, cu pilotare internă și cu frânare la cap de cursă a sertarului, fig.1.

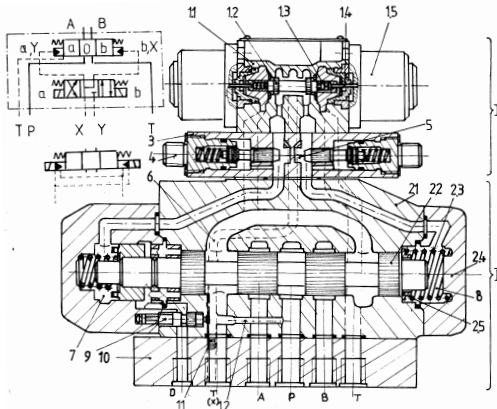


Fig.1

- Distribuitor discret cu supape, fig.2.

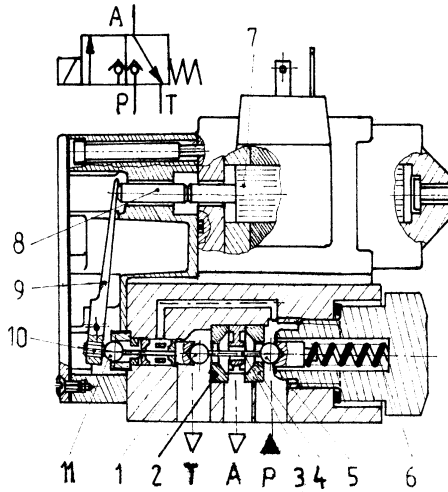


Fig.2

- Distribuitor proporțional, de tip 4/3, fig.3.

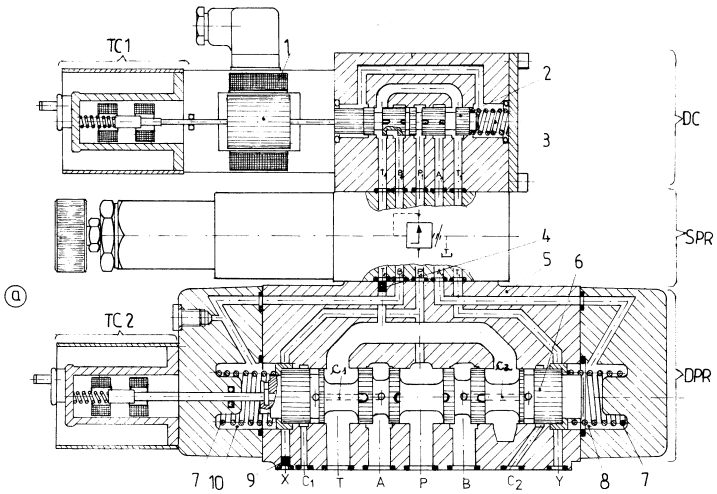


Fig.3

- Servovalvă, electrohidraulică în două trepte cu reacție mecanică, fig.4.

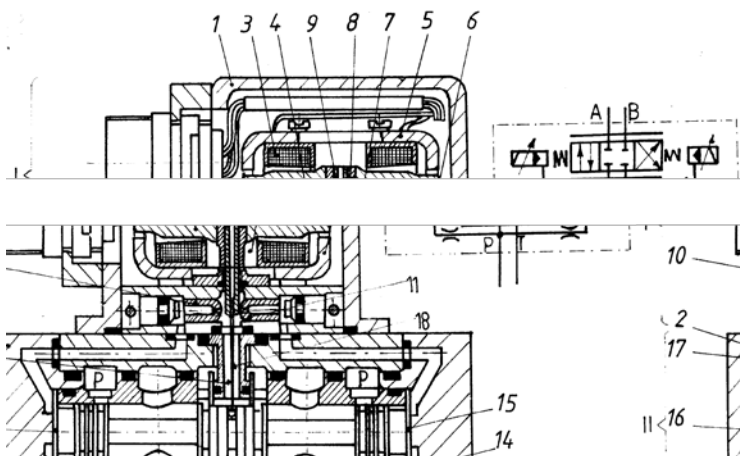


Fig.4

Lucrarea 5.2

5. Aparate pentru control direcțional

L.5.2. Încercarea unui distribuitor hidraulic cu sertar cilindric de translație.

5.2.1. Scopul lucrării

Este de a determina caracteristicile funcționale în regim staționar și eventual în regim tranzitoriu, pentru distribuitoare hidraostatice cu sertar, folosite la sisteme hidraulice de acționare uzuale.

În cazul încercărilor în regim staționar se urmărește:

- verificarea realizării schemei de conexiuni, pentru întreaga plajă de presiuni și debite de lucru (proba de funcționalitate);
- verificarea rezistenței distribuitorului la presiunea maxim admisă;
- măsurarea căderilor de presiune și trasarea caracteristicii de pierderi hidraulice $\Delta p(Q)$ pe căile e distribuție;
- măsurarea pierderilor de debite interioare la diferite presiuni de lucru și trasarea curbelor caracteristice de pierdere volumică $\Delta Q(p)$.

Pentru testare a comportării în regim dinamic de funcționare se mai adaugă:

- determinarea timpului de comutare a sertarului t_c la semnal de excitație treaptă de presiune;
- determinarea forței de comutare a sertarului în gol, în sarcină sau la căderi de presiune maximă;

Condiții de bază pentru efectuarea încercărilor

Se referă la principalele caracteristici tehnice și funcționale ale distribuitorului:

- presiunea nominală de lucru p_N ;

- deschiderea nominală D_N ;
- debitul nominal Q_N , debitul recomandat Q_r , și debitul maxim admis Q_a ;
- căderea de presiune la debit nominal, $\Delta p|_{Q_n}$;
- forța minimă de comutare sertar F_c ;
- presiunea minimă și maximă de comandă p_c ;
- timp maxim de comutare t_c .

5.2.2. Schema instalației

Este prezentată în în fig. 1.

Aceasta cuprinde următoarele elemente:

- SB, secțiunea de bază;
- SA, secțiunea auxiliară;
- PDV, pompă cu capacitate variabilă;
- ME, motor electric;
- T, rezervor;
- S, sorb;
- VM, ventil maximal sau supapă de siguranță;
- M, manometru;
- SR, supapă de reținere;
- RP, releu de presiune;
- D_1, D_2 , debitmetre;
- TD, traductor de debit;
- RR_1, RR_4 , racorduri hidraulice rapide;
- DM_1, DM_2 , distribuitoare auxiliare cu comandă manuală;
- T_1, T_2, T_4 , termometre;
- PR_1, PR_2 , prize hidraulice rapide;
- DE_1, DE_2 , distribuitoare hidraulice cu comandă electromagnetică;
- EM_1, EM_2 , electromagneți;
- SRP, supapă de reducere a presiunii;

- SCP, supapă de contrapresiune;
- VE_1, VE_2 , vase etalonate;
- RSU, placă unidirecțională cu rezistență reglabilă;
- TP, traductor de presiune;
- SC, schimbător de căldură.

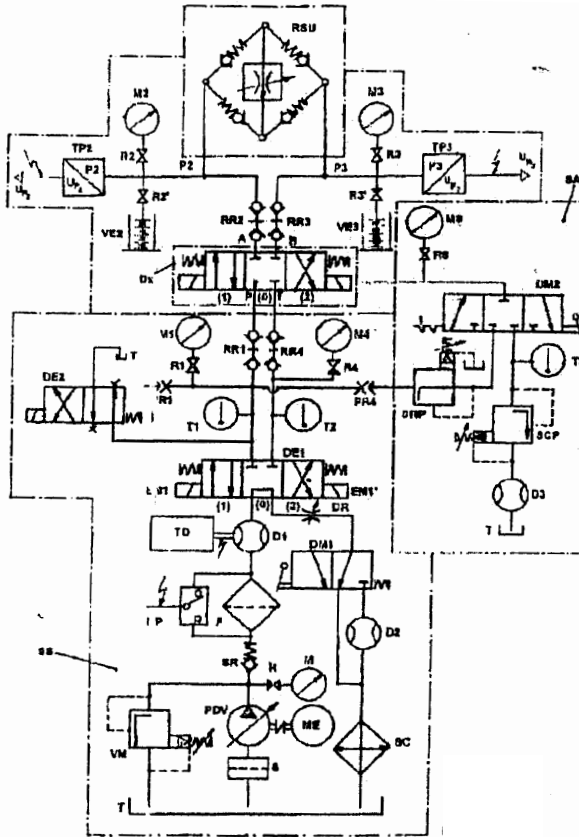


Fig.1

5.2.3 Metoda de lucru

Inițial se face studiul constructiv și funcțional a distribuitorului hidraulic supus testului.

Deoarece secțiunea de bază a standului și cea auxiliară a fost descrisă ca componentă și funcționare în lucrările anterioare nu se va mai insista asupra lor.

S-au enumerat totuși componentele de bază constructive ale schemei hidraulice.

Se va insista pe secțiunea superioară unde se realizează testarea distribuitorului.

Distribuitorul este montat în secțiunea de probe cu ajutorul cuplelor rapide, respectiv a racordurile hidraulice rapide: RR_1, \dots, RR_4 .

În schemă întâlnim manometrele: M_2 și M_3 care permit măsurarea presiunii de la prizele A și B ale distribuitorului și manometrele M_1 și M_4 din secțiunea de bază care măsoară presiunea la priza P și T a distribuitorului înainte de acesta și la ieșirea din acesta la curgerea către rezervor.

La verificarea realizării schemei de conexiuni.

Inițial se face substituirea lui MHL cu un MHL etalon, se reglează droselul DR și valva maximală VM, astfel încât manometrul M să ajungă la valoarea presiunii nominale a aparatului supus testării.

Se acționează distribuitorul DE pentru toate pozițiile de lucru ale schemelor de conexiuni urmărind realizarea corectă a acestora.

Proba de presiune maximă și etanșare exterioară.

Se urmărește ca să nu apară pierderi de ulei exterioare la etanșitățile în cazul presiunii maxime.

Proba de determinare a caracteristicii $\Delta p(Q)$.

Se încarcă distribuitorul prin introducerea în circuit a rezistenței de sens unic RSU care simulează sarcina consumatorului.

Droselul DR permite încărcarea conductei de retur.

Se reglează valva maximală VM la o presiune opțională de lucru.

Se determină căderile de presiune pe trasele: P1 - P - A-
P2 / Δp_{1p_2} ; P3 - B- T- P4 / Δp_{3p_4} ;

P1 - P - B - P3 / Δp_{1p_3} ; P2 - A - T - P4 / Δp_{2p_4} ;

Se modifică debitul pompei PDV / care are un debit variabil/ la min 10 valori valori, notând valorile date de traductorul de debit TD.

Se trece distribuitorul Dx pe cele 3 poziții notând presiunile înregistrate de manometrele M₁, ..., M₄.

Metodica de lucru percurge următorii pași:

- se pornește secțiunea de bază care trimite ulei sub presiune refulat de pompa cu debit variabil PDV;
- se comută distribuitorul succesiv pe toate cele 3 poziții și se verifică realizarea schemei de conexiuni internă pe toată plaja de presiuni și debite de lucru ca proba de funcționalitate;
- se modifică rezistența hidraulică prin reglajul plăcii RSU, astfel încât să se atingă valoarea maximă a presiunii de lucru maxim admisibile a distribuitorului, fără curgere;
- se citesc valorile indicate de manometrele de pe tur și retur la prizele P, T, A și B ale distribuitorului;
- deasemeni se urmărește și presiunea în regim de funcționare indicată de traductoarele de presiune TP₂ și TP₃;
- se modifică debitul de curgere și se fac măsurători la prizele distribuitorului care sunt utile la determinarea și trasarea curbelor caracteristice de pierderi hidraulice $\Delta p(Q)$;
- se notează datele în: tab.1, ..., tab.3;
- se întrerupe funcționarea secțiunii de bază și se aduce instalația la starea inițială experimentului.

5.2.4. Relații de calcul

- coeficientul pierderilor locale/ Weissbach/:

$$\zeta = 2 \frac{\Delta p}{\rho} \cdot \frac{S_d^2}{Q^2} \quad [-] \quad (1)$$

- numărul lui Reynolds:

$$Re = \frac{4Q}{\pi \cdot D_n \cdot v} \quad [-] \quad (2)$$

- pierderea de debit:

$$\Delta Q = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \delta^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot l_c} \quad [m^3 / s] \quad (3)$$

- presiunea de comandă la comutarea sertarului:

$$p_u = 4 \frac{F_c}{\pi \cdot D_s^2} \quad [Pa] \quad (4)$$

5.2.5. Prelucrarea datelor

Din datele tabelare se vor trasa curbele experimentale ale caracteristicilor distribuitorului care vor fi comparate cu cele analitice, respectiv caracteristicile: $\Delta p(Q)$, $\Delta Q(p)$ și $F_c(x)$.

a) Rezultate obținute la determinare $\Delta p(Q)$, tab.1

Tab.1.

Codul distribuitorului:		simbol:		Furnizor:													
Mediul hidraulic:		$\theta_1 =$	[°C];	$\theta_2 =$	[°C];												
Nr.	Q	Presiuni citite												Cădeni de presiune			
		[MPa]												[MPa]			
		Poziția (0)				Poziția (1)				Poziția (2)							
		p_1	p_2	p_3	p_4	p_1	p_2	p_3	p_4	p_1	p_2	p_3	p_4				
1																	
2																	
3																	
4																	
5																	
6																	
7																	
8																	
9																	
10																	

b) Rezultate obținute la determinare $\Delta Q(p)$, tab.2.

Tab.2

Nr. crt.	Poz. sertar	θ [°C]	p [MPa]	Pierdeni de debit [cm ² /min]					
				ΔQ_A	ΔQ_B	ΔQ_T	ΔQ_F	ΔQ_{tot}	ΔQ
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

c) Rezultate obținute la determinarea forțelor necesare pentru comutarea sertarului

Tab.3

Nr. crt.	Cursa [mm]	Forțe de comutare [N]								
		Fc ₁			Fc ₂			Fc ₃		
		Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₁	Q ₂	Q ₃
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.2.6. Interpretarea rezultatelor și concluzii

Lucrarea 6.1

6. Aparate pentru controlul presiunii

L.6.1. Studiul organologic a aparatelor pentru controlul presiunii

6.1.1. Scopul lucrării

Lucrarea are ca scop de a prezenta construcția și funcționarea diferitelor tipuri de supape de presiune

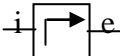
Supape de presiune

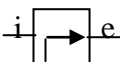
Supapele de presiune sunt aparate hidraulice care servesc fie la limitarea valorilor maxime ale presiunii în sistemele de acționare hidraulică, fie la reglarea valorilor maxime ale presiunii, precum și la conectarea sau deconectarea unor porțiuni de circuit atunci când se atinge o valoare prestabilită a presiunii de lucru.

Clasificarea și simbolizarea supapelor de presiune hidraulice

Se face conform: STAS 10135-95; STAS 11689-93; STAS 7145-96 și are în vedere:

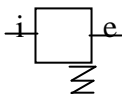
A. După poziția elementului de sesizare în starea de referință supapele de presiune pot fi:

- normal închise: 

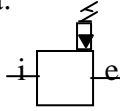
- normal deschise: 

B. După numărul treptelor de reglare a presiunii, supapele de presiune se pot fi:

- cu comandă directă (cu o treaptă):

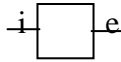


- cu comandă indirectă:



C. După continuitatea semnalului de comandă, supapele de presiune pot fi:

- cu comandă discretă, întâlnită uzual și care are ca drept element de referință un resort, iar valoarea impusă prin reglaj rămâne invariabilă:



- cu comandă continuă, care are ca drept element de comandă un electromagnet proporțional, care mai sunt denumite și supape proporționale, iar valoarea presiunii reglate este proporțională cu mărimea de intrare (de comandă):



D. După rolul funcțional, supapele de presiune pot fi: de siguranță (sau de descărcare), de succesiune, de deconectare, de conectare, de reglare a presiunii, de decuplare, etc.

E. După tipul soluției de instalare hidraulică, supapele uzuale pot fi destinate montajului: pe placă, pentru traseu ori supape tip cartuș;

F. După mărimea dimensională și deschiderea nominală a supapei (după diametrul nominal) supapele de presiune pot fi cu DN[mm] de: 06, 08, 10, 13, 20, 25, 32;

G. După domeniul de valori ale presiunii maxime, supapele de presiune se pot executa pentru presiuni maxime de p_{\max} [MPa] : 2; 6,3; 16; 21; 31,5; 63; etc.

Tipuri funcționale uzuale de supape de presiune cu comandă directă (SPCD).

SPDC permit controlul presiunii într-o singură treaptă de reglare, fiind utilizate în circuite hidraulice caracterizate prin valori reduse ale presiunii sau debitului.

Se prezintă în continuare unele tipuri funcționale de supapelor cu comandă directă cu rezistență de tip plunjer.

Supape normal închise (SNI)

A1. Supape de sens

Are rolul de a controla sensul curgerii în circuitul hidraulic automat / numite și supape de sens unic./ (tip traseu), fig.1, sau tip panou, fig.2.

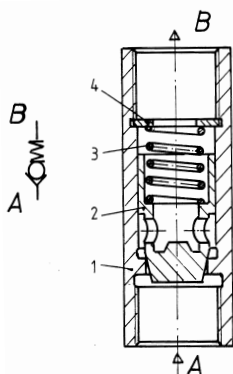


Fig.1

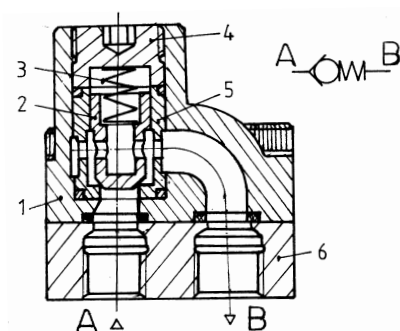
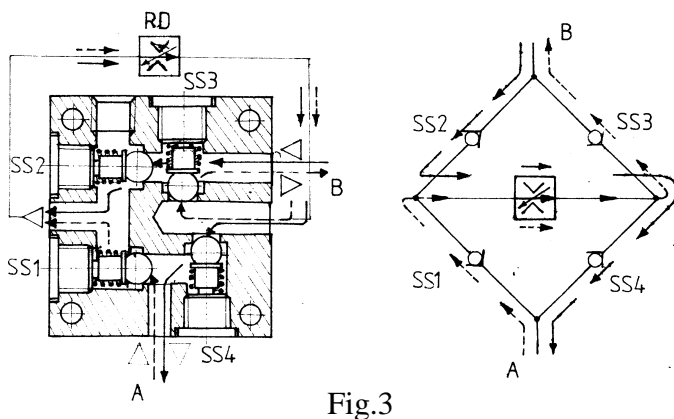
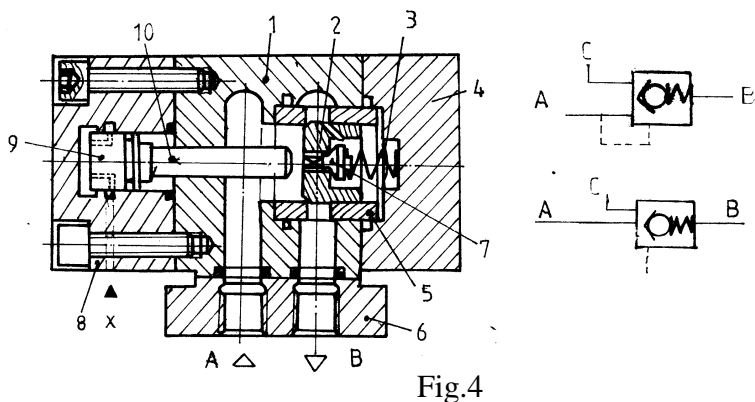


Fig.2

Ca aplicație exemplificată se prezintă o placă unidirecțională pentru reglarea debitului, fig.3.



sau prin comandă pilotate /deblocabile/, fig.4.



A2. SPDC de siguranță (de descărcare)

Se instalează în derivație (în paralel) cu generatorul volumic (GV) și asigură protecția acestuia la apariția suprapresiunilor periculoase de presiune datorate unor avarii, fig.5.

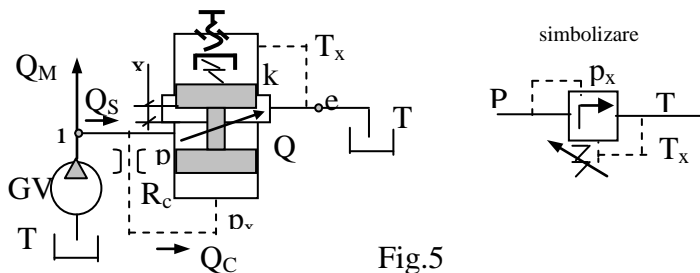


Fig.5

La atingerea valorii maxime a presiunii (p_{max}) prescrisă prin reglajul supapei (rezultat ca pretensionarea resortului de constantă k) elementul de sesizare se ridică cu cota x și permite evacuarea spre rezervorul (T) a debitului excedentar.

Odată cu reducerea presiunii de la priza (P) sub valoarea p_{max} , supapa se închide sub acțiunea arcului.

Comanda deschiderii supapei se face prin intermediul rezistenței fixe (restrictor) R_c , tranzitată de debitul de comandă Q_c . Comanda supapei este internă, cu drenaj intern.

În fig.6. este prezentată o supapă de presiune cu reglare discretă, normal închisă, de limitare a presiunii/ de siguranță, denumită și valvă maximală/ care asigură protecția circuitului la suprapresiuni.

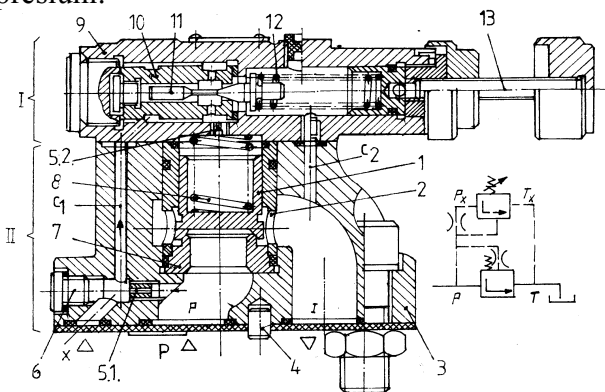


Fig.6

Un exemplu de utilizare a supapelor de siguranță și a supapelor de sens unic este dat un bloc de protecție care asigură protecția hidromotoarelor la apariția șocului hidraulic sau la fenomenul de cavitație, fig.7 Acesta are schema de conexiuni hidraulice din fig 8

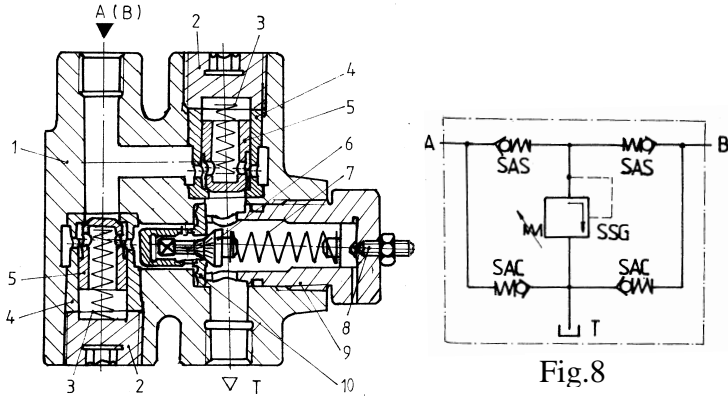


Fig.7

În fig.9 se prezintă o supapă hidraulică antișoc,

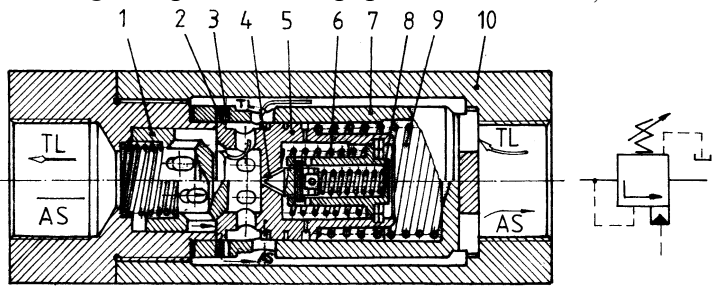


Fig.9

care în cazul curgerii fluidului în sens contrar va fi ocolită prin supapa de sens unic, fig.10.

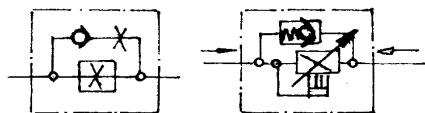


Fig.10

A3. SPDC de succesiune

Din punct de vedere constructiv aceste supape sunt identice cu supapele de descărcare (cu comandă internă și drenaj extern), ele permit realizarea comenzilor hidraulice secvențiale, fig.11.

Supapa asigură conectarea unei porțiuni de circuit la sursa de presiune a circuitului hidraulic, după ce în circuitul hidraulic anterior presiunea a ajuns la o valoare prereglată.

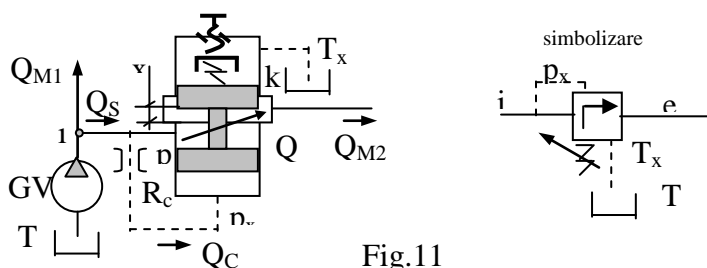


Fig.11

Sunt posibile două regimuri de funcționare:

- supapa se deschide când MHL s-a oprit (fie într-o poziție intermediară, fie la finele cursei);
- supapa se deschide când MHL nu și-a încheiat cursa, ambele motoare fiind alimentate simultan cu ulei.

A4. SPCD de conectare

Sunt asemănătoare constructiv cu cele de succesiune, având comandă externă și drenaj extern, fig.12.

Servesc la conectarea unor secțiuni din schema hidraulică la sursa de presiune.

Ea asigură conectarea consumatorului la o sursă de presiune externă printr-o comandă hidraulică externă

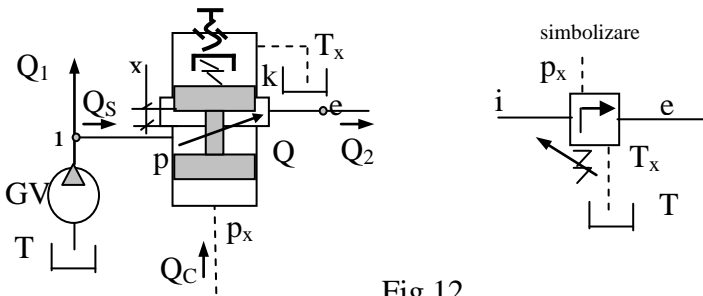


Fig.12

A5. SPDC de deconectare

Sunt supape cu comandă externă și drenaj intern, fig.13.

Servesc la deconectarea unor porțiuni de circuit de la sursa de presiune sau la conectarea unei porțiuni de circuit la tancul de ulei.

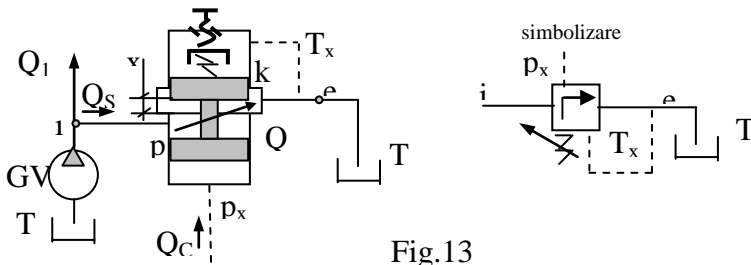


Fig.13

Supape normal deschise (SND)

Sunt specifice instalațiilor care funcționează la presiune constantă.

B1. SPCD de reducerea presiunii

Sunt supape cu comandă internă (primită din aval) și cu drenaj extern, fig.14.

Ele mențin constantă presiunea de la priza de ieșire la o valoare impusă prin reglaj, indiferent de variația presiunii de la racordul de intrare.

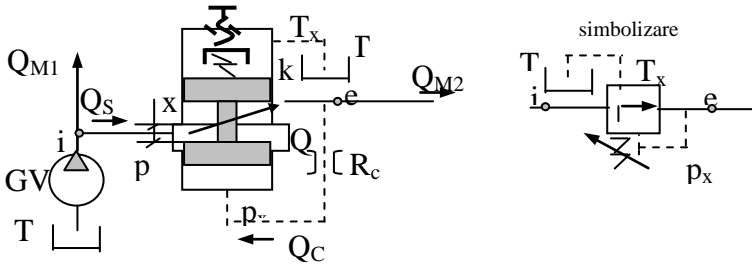


Fig.14

Se montează în serie cu consumatorul MH și menține constantă valoarea presiunii la intrarea în motor.

Inițial supapa este parțial deschisă și MH funcționează la parametrii impuși.

La o variație a presiunii p_{M2} în camera activă a motorului, aceasta ce se resimte la priza p_x de sesizare și sertarul se ridică, micșorând secțiunea de trecere prin supapă.

B2. SPCD de decuplare

Sunt supape cu comandă externă și drenaj extern, fig.15.

Acestea servesc la decuplarea sau la întreruperea porțiunii de circuit hidraulic din aval, în urma aplicării unei comenzi externe.

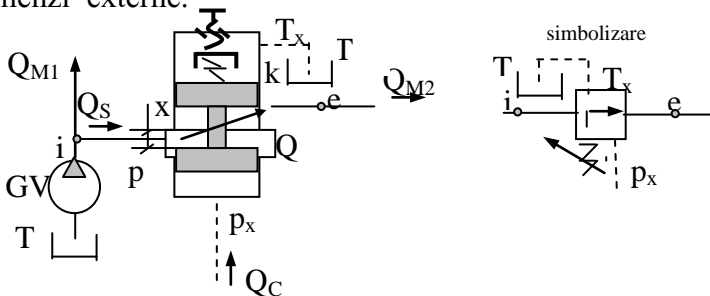


Fig.15

C. Supape de presiune cu reglare continuă

Derivă din supapele cu reglare discretă (NI sau ND) la care comanda umană s-a înlocuit cu reglarea continuă a forței arcului proporțional printrun semnal electric, ca urmare a atașării unui electromagnet proporțional sau a unui motor de cuplu de curent continuu.

În fig.16 este prezentată o supapă NI de limitare a presiunii, cu electromagnet proporțional, derivată dintr-o supapă NI cu comandă discretă.

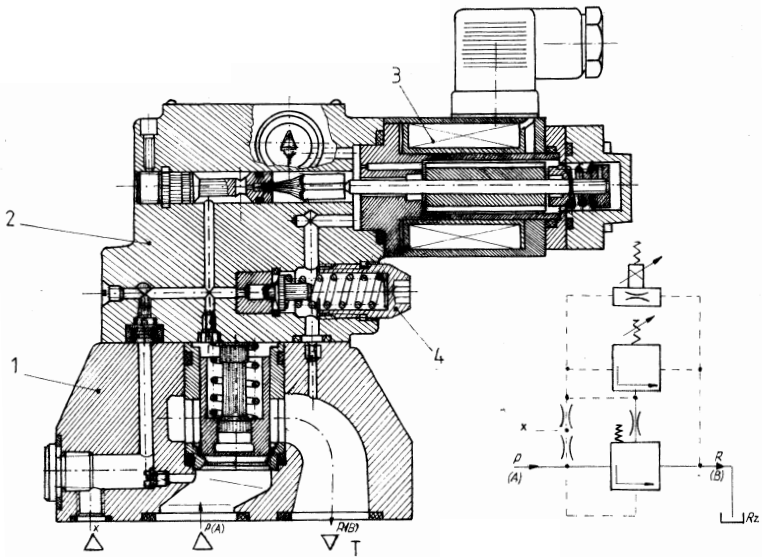


Fig.16

În fig.17 este prezentată o servosupapă de presiune (servovalvă) care reduce presiunea uleiului refulat la valoarea prescrisă ce proporțională cu un curent de comandă electric aplicat.

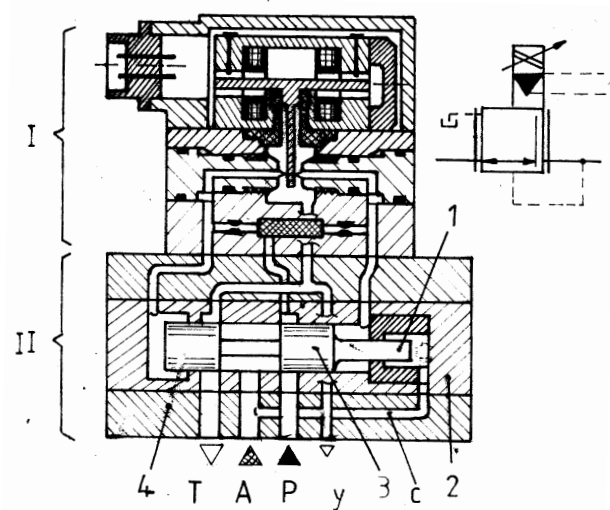


Fig.17

Lucrarea 6.2

6. Aparate pentru control presiunii.

L.6.2. Încercarea supapelor hidraulice de presiune.

6.2.1. Scopul lucrării

Prezentarea metodologiei de încercare în regim de funcționare dinamic și staționar precum și la determinarea experimentală a curbelor caracteristice pentru supapele de presiune care intră în componența sistemelor de acționare hidraulică

În cazul încercărilor în regim staționar se are în vedere următoarele obiective:

- verificarea realizării schemei de conexiuni, pentru întreaga plajă de presiuni și debite de lucru (proba de funcționalitate);
- verificarea rezistenței supapei la presiunea maximă admisă;
- măsurarea căderilor de presiune și trasarea caracteristicii de pierderi hidraulice $\Delta p(Q)$;
- măsurarea pierderilor de debite interioare la diferite presiuni de lucru și trasarea curbelor caracteristice de pierderi volumice $\Delta Q(p)$;
- caracteristica de reglare a presiunii în regim staționar $p_r(Q)$;
- caracteristica de reglaj a supapei $p_r(s)$;
- precizia de reglare δp ;
- caracteristica de histererezis.

Condiții de bază pentru probarea supapelor de presiune.

Principalele caracteristici tehnico-funcționale ale supapelor de presiune sunt:

- presiunea de reglaj: p_r ;

- deschiderea nominală D_N ;
- debitul de lucru: nominal/ Q_N /, minim / Q_{\min} /, maxim / Q_{\max} /;
- presiunea de descărcare p_d ;
- debitul pe supapa pilot Q_p .

Anterior testării în regim staționar sau dinamic se fac verificări conform STAS 9917/94 privind:

- calitatea materialelor;
- verificarea etanșeității interioare sau exterioare;
- încercări în regim nominal de funcționare la presiuni și temperaturi limită;
- încercări de rezistență la presiuni ridicate.

6.2.2 Schema instalației

Este prezentată în în fig.1.

Schema cuprinde următoarele elemente:

- SB, secțiunea de bază;
- SA, secțiunea auxiliară;
- SPx, supapa de presiune supusă probelor;
- DE₁, DE₂, distribuitoare hidraulice cu comandă electromagnetă;
- Dr, Rs, drosele;
- D₁, ..., D₄, debitmetre;
- M₁, ..., M₃ manometre;
- T₁, T₂, T₃, termometre;
- TP, traductor de presiune;
- TC, traductor de cursă;
- RR₁, ..., RR₄, racorduri hidraulice rapide;
- PR₁, ..., PR₃, prize hidraulice rapide;
- VM, ventil maximal sau supapă de siguranță;
- S, sorb;
- T, rezervor;

- ME, motor electric;
- PDV, pompă cu capacitate variabilă;
- TD, traductor de debit;
- SR, supapă de reținere / supapă de sens unic/;
- F, filtru de presiune;
- RP, releu de presiune;
- RR₁, RR₄, racorduri hidraulice rapide;
- DM₁, DM₂, distribuitoare auxiliare cu comandă manuală;
- EM₁, EM₂, electromagneți;
- SRP, supapă de reducere a presiunii;
- SCP, supapă de contrapresiune;

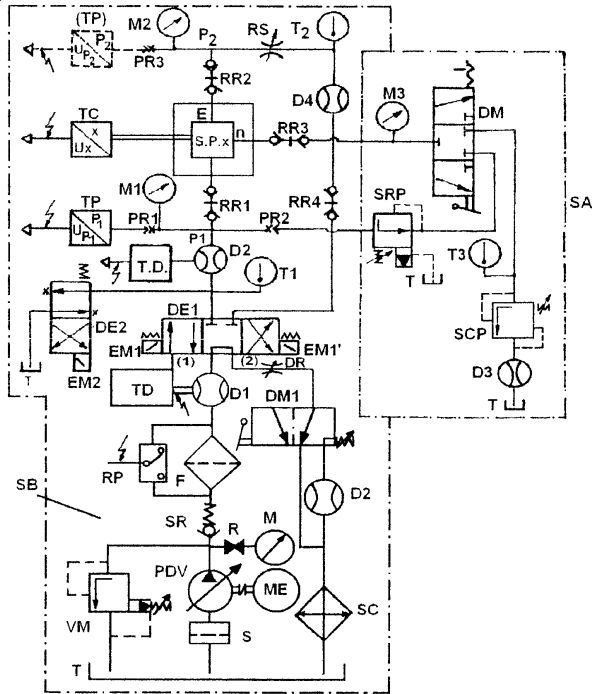


Fig.1

6.2.3. Metoda de lucru

Inițial se face studiul constructiv și funcțional a supapei hidraulice supusă testărilor.

Descrierea modului de funcționare a secțiunii de bază a standului a fost făcută la lucrările anterioare.

Se va insista strict pe secțiunea de testare a supapelor de presiune.

- supapa este montată în circuitul hidraulic prin intermediul racordurilor de presiune rapide;
- se pornește secțiunea de bază care trimite ulei sub presiune către secțiunea de testare a supapei de presiune;
- se reglează presiunea de deschidere a supapei SP la valoarea maximă notând valorile debitmetrului D_1 și manometrelor M_1 și M_2 ;
- cu reglaj constant al supapei SP de minim 3 ori se crește debitul lui PDV în 10 valori notând indicațiile de la D_4 , M_1 , M_2 , T_2 care se trec în tab.1;
- se măsoară debitul care intră în supapă la debitmetrul D_2 , presiunea de intrare la manometrul M_1 și temperatura la termometrul T_1 ;
- la ieșirea din supapă de măsoară aceiași parametri la manometrul M_2 și termometrul T_2 ;
- prin intermediul droselului reglabil RS se modifică debitul care circulă prin supapă și se crează o contrapresiune pe retur mărind rezistența hidraulică a returului pentru a realiza măsurători la debite diferite prescrise pentru experiment;
- traductoarele de presiune TP, măsoară și indică presiunea în regim dinamic la racordul de intrare sau ieșire din supapă;
- se notează datele măsurătorilor în tab.1;

- la final se întreprinde funcționarea secțiunii de bază și se aduce instalația la starea inițială a experimentului.

6.2.4 Relatii de calcul

- abaterea presiunii reglate la variația debitului:

$$\Delta p_Q = \frac{P_{Q_{\max}} - P_{Q_{\min}}}{P_{Q_{\max}}} \quad [\%] \quad (1)$$

- caracteristica de reglaj:

$$C_r = \left(\frac{dp_r}{ds} \right) \Bigg|_{Q_n} \quad [N/m^3] \quad (2)$$

- histerezisul funcțional:

$$\delta_n = \frac{p_d - p_i}{p_r} \quad [\%] \quad (3)$$

6.2.5 Prelucrarea datelor

Rezultate obținute în urma măsurătorilor se trec în tab.1.

Tab.1.

Codul supapei:			simbol:				Fumizor:					
Mediul hidraulic:			$\theta =$ [°C];				$v =$ [m ³ /s];					
p	d	e	b	i	t	l	Q					Δp_Q
[MPa]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		[%]
P_{\max}												
P_{med}												
P_{min}												

6.2.5 Interpretarea rezultatelor și concluzii

Lucrarea 6.3

6. Aparate pentru control presiunii

L.6.3 Încercarea unei supape de sens hidraulice deblocabile

6.3.1. Scopul lucrării

Prezentarea metodologiei de încercare și trasare a curbelor caracteristice pentru supape de sens unic și supapele de sens unic deblocabile.

Se fac următoarele încercări:

- proba de funcționalitate a supapei de sens unic;
- determinarea caracteristicii $\Delta p(Q)$;
- proba de etanșitate la care se ridică $\Delta Q(p)$;
- variația presiunii de comandă cu presiunea de intrare pe sensul restrictiv $p_c(p_c)$;
- caracteristica de deblocare $Q(p_c)$;
- domeniul de reglare a debitului;
- determinarea domeniului contrapresiunilor de deschidere;

Condiții de bază pentru probarea supapelor de sens.

Principalele caracteristici tehnico-funcționale sunt:

- deschiderea nominală D_N ;
- presiunea de lucru: p ;
- presiunea de deschidere a supapei de sens: p_d ;
- presiunea de comandă minimă: p_c ;
- debitul de lucru: nominal/ Q_N /, minim / Q_{min} /, maxim admis / Q_{max} /;
- pierderea de debit la sarcină maximă: ΔQ ;
- variația de debit în raport cu valoarea reglată datorată presiunii de lucru sau de variație a mediului hidraulic;
- timpul de răspuns la semnal treaptă, la presiune maximă;

Inițial se face studiul constructiv și funcțional a supapei hidraulice de sens supusă testărilor.

Droselul reglabil DR simulează sarcina supapei în sensul direct de curgere a fluidului și permite modificarea presiunii p și a debitului Q la intrarea în supapa deblocabilă pentru sensul restrictiv de curgere.

Inversarea sensului prin aparatul probat se face cu ajutorul distribuitorul DE1.

Distribuitorul DM(poz1) permite alimentarea prizei x de pilotare cu presiune de comandă variabilă, care se poate regla prin supapa de reducere SRP.

Deasemeni DM (poz0) permite determinarea pierderilor interioare de debit cu ajutorul debitmetrului D.

Parametrii fluidului sunt măsurăți cu debitmetrele D_1 și D_2 , presiunea cu manometrele: M_1 , M_2 , M_3 și temperatura cu termometrele T_1 și T_2 .

Prizele și racordurile rapide conectează aparatul la instalația de probe.

Caracteristica de pierdere de presiune $\Delta p(Q)$;

Aceasta se determină pentru diferite valori ale constantei resortului supapei SSx cât și pentru diferite valori ale sarcinii acesteia.

6.3.4. Prelucrarea datelor

Rezultate obținute în urma măsurărilor se trec în tab.1.

Cu datele rezultate din măsurătorile experimentale se vor trasa curbele caracteristice ale supapei de sens și se fac observații asupra:

- funcționării normale sau defectuase a supapei testate;
- se trasează caracteristicile $\Delta p(Q)$ și $\Delta Q(p)$ comparând caracteristicile cu cele date de furnizor;
- se reprezintă caracteristica presiunii de comandă $p_c(p_E)$ și se compară cu caracteristica dată de furnizorul

supapei;

- se trasează caracteristica de deblocare $Q(p_c)$;
- se notează domeniul contrapresiunilor de lucru.

Tab.1.

Codul supapei:		simbol:						Fumizor:			
Mediul hidraulic:		$\theta =$ [°C];				$v =$ [m ² /s];					
Nr. crt.	d	e	b	i	t	l	Q	[l/min]		Δp_c	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	[%]
Δp [MPa]											
Q[l/min]											

6.3.5. Interpretarea rezultatelor și concluzii

Lucrarea 7.1

7. Aparate pentru control debitului.

L.7.1. Studiul organologic a aparatelor pentru controlul debitului.

7.1.1. Drosele și reglatoare

Controlul debitului în sistemele de acționare hidraulică se poate face prin două metode:

- metoda volumică, bazată pe modificarea capacității geometrice a pompelor volumice cu debit (cilindree) variabilă;
- metoda rezistivă, bazată pe instalarea în ramura de circuit care prezintă interes de modificare a debitului a unei rezistențe hidraulice de mișcare, fixă ori variabilă, care asigură strangularea curentului de fluid , care conduce la deversarea către rezervor a debitului excedentar, numită rezistență drosel.

1. Construcția și funcționarea droselelor și a reglatoarelor de debit

Clasificare și simbolizare

Se face conform STAS 7145-96.

A. Drosele (DR)

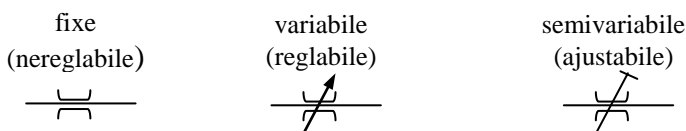
Clasificarea droselelor se face după următoarele criterii:

A1. Criteriul constructiv, după care deosebim:

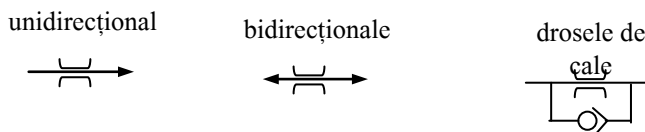
- drosele cu sertar cilindric, de translație ori de rotație;
- drosele cu fantă:
 - axială;
 - circumferențială;
 - elicoidală;
 - periferice;
 - cu orificii, etc.
- drosele cu diafragmă;

- drosel cu rezistență tip muchie;
- drosel cu rezistență tip capilar;
- drosel cu rezistență tip supapă: cu con, cu bilă, cu pastilă.

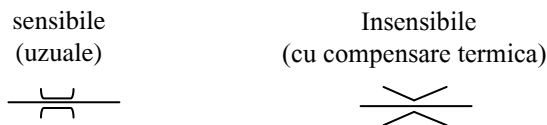
A2. După posibilitatea de modificare a secțiunii de trecere (a secțiunii de droselizare), acestea pot fi:



A2. După sensul de curgere a fluidului prin drosel, acestea pot fi:



A3. După sensibilitatea la variația vâscozității fluidului, droselurile pot fi:



A4. După modul de instalare mecanică în circuitul hidraulic.

Droselurile pot fi de tip:

- traseu;
- panou;
- cartuș.

2. Soluții de instalare a droselor în sistemele de acționare hidraulică.

În fig.1 este prezentat un sistem de acționare hidraulică în care sunt date modalitățile de instalare a droselor, astfel avem:

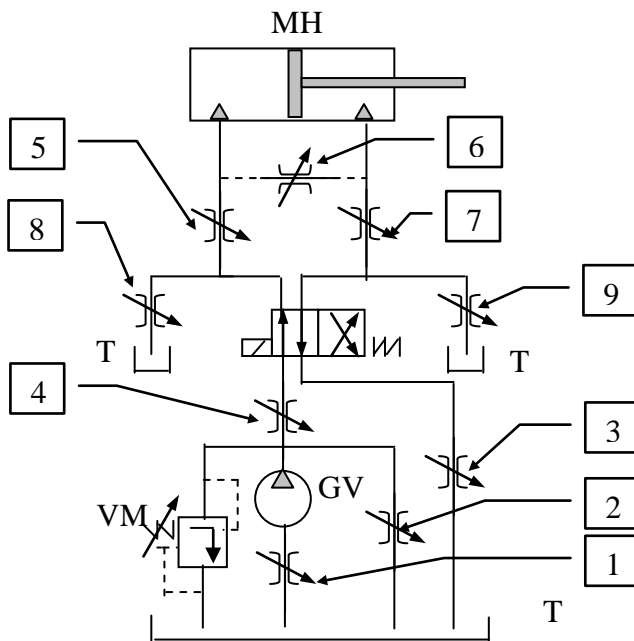


Fig.1

- 1, DR plasat pe conducta de aspirație;
- 2, DR plasat în derivație cu pompa față de rezervor;
- 3, DR plasat pe conducta de retur general;
- 4, DR plasat pe conducta de tur general;
- 5, DR plasat pe conducta de tur (admisie) a motorului;
- 6, DR plasat în derivație cu motorul;
- 7, DR plasat pe conducta de retur (refulare) a motorului;

- 8, DR plasat în derivație față de conducta de tur a motorului;

- 9, DR plasat în derivație față de conducta de retur a motorului;

În fig.2 este prezentat în secțiune axială un drosel reglabil de tip traseu cu supapă de ocolire

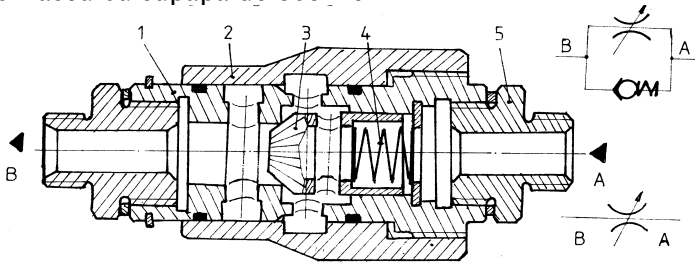


Fig.1

B. Reglatoare de debit

În afara criteriilor de clasificare a droselului care rămân valabile și în cazul reglatoarelor de debit, clasificarea reglatoarelor de debit se face și în funcție de tipul supapei stabilizator.

B1. Reglatoare de debit cu două căi (RD2)

Aceste se obțin prin conectarea în serie a droselului cu o supapă de presiune normal deschisă (SND) cu rol de stabilizator, într-un montaj de tipul celui prezentat în fig.3.

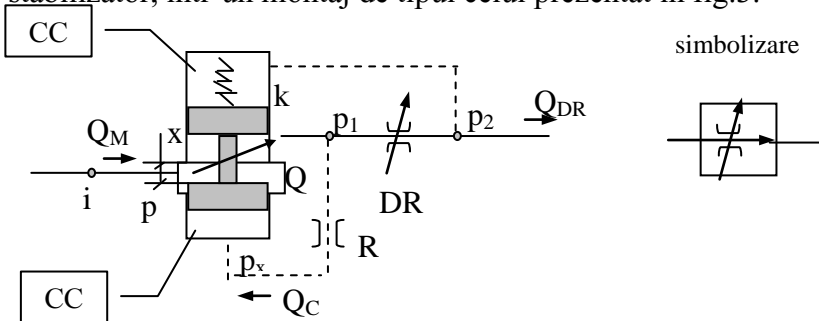


Fig.3

În fig.4 este prezentat un regulator de debit cu 2 căi

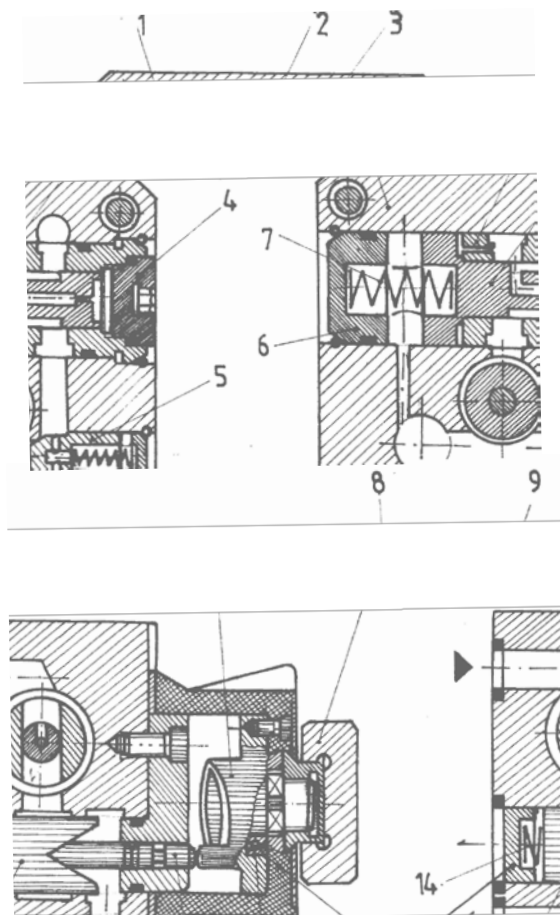


Fig.5

Considerând că regulatorul de debit este montat pe conducta de retur a MH, vom presupune că presiunea la intrarea în regulator crește dintr-un motiv oarecare, de exemplu, datorită micșorării sarcinii la motorul hidraulic

(MH), ce ar putea determina creșterea debitului care curge prin drosel Q_{DR} ($p_2 = ct.$).

Creșterea presiunii p_1 în amonte de drosel se resimte și în camera de comandă CC1 a supapei stabilizator ST va determina deplasarea spre dreapta a sertarului acesteia în sensul micșorării deschiderii x și a presiunii în camera CC2, astfel încât căderea de presiune pe drosel $\Delta p_{DR} = p_1 - p_2$ va reveni la valoarea constantă reglată inițial de apariția perturbației.

Arcul supapei stabilizator va readuce sertarul în vechea poziție de echilibru ori într-o nouă poziție de echilibru, în funcție de modul în care evoluează presiunea p_1 .

Pentru RD2 se recomandă instalarea de preferință pe conducta de retur a MH.

B2. Reglatoare de debit cu trei căi (RD3).

Se obține prin conectarea în derivație a droselului cu o supapă de presiune normal închisă (SNI) cu rolul de stabilizator într-un montaj conform fig.5.

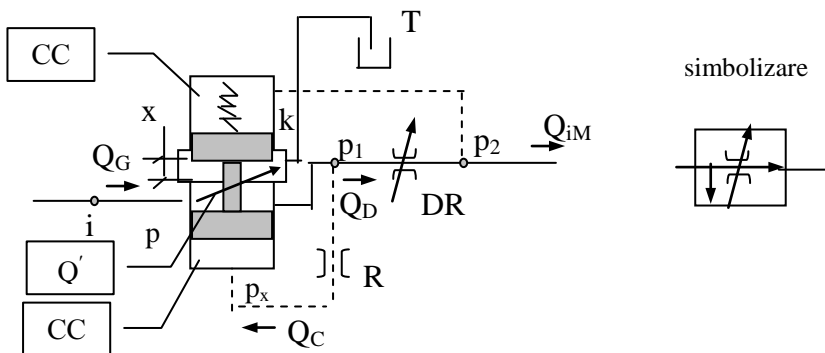


Fig.5

În fig.6 este prezentat un regulator de debit cu 3 căi.

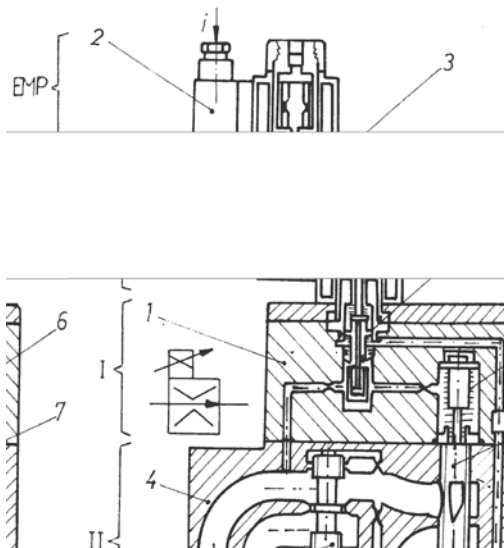


Fig.6

Considerând cazul frecvent în care RD3 este dispus pe conducta de tur a motorului hidraulic, cu stabilizatorul plasat în amonte de drosel, la o încărcare constantă a MH ($F_T = ct$) supapa stabilizator va avea o deschidere dependentă $y = ct$, de valoarea debitului impus la motor Q_{iMH} , debitul excedentar $Q' = Q_G - Q_{iMH}$ fiind deversat în rezervor prin intermediul stabilizatorului.

Presupunând că sarcina la motorul hidraulic crește debitul, se va mări presiunea în camera pistonului motorului hidraulic care se resimte și în p_2 , determinând tendința de micșorare a căderii de presiune pe drosel și în consecință a lui Q_{DR} , respectiv de micșorare a vitezei la MH în absența lui ST.

Prezența stabilizatorului ST va permite revenirea căderii de presiune pe drosel la valoarea existentă în momentul anterior apariției perturbației, în modul următor: creșterea

presiunii p_2 se va transmite în camera CC2 a arcului lui ST și va determina deplasarea către stânga a sertarului lui ST și micșorarea deschiderii y a acestuia odată cu micșorarea debitului deversat Q' și creșterea presiunii în camera CC1 (respectiv presiunea p_1).

Se obține o creștere a căderii de presiune pe drosel până la valoarea existentă inițial.

Iar sertarul lui ST va revenii în vechea poziție de echilibru ori într-o altă poziție stabilizată.

În cazul RD3 randamentul reglării debitului este mai bun, deoarece descărcarea debitului excedentar către rezervor, se face chiar prin stabilizator, spre deosebire de RD2 la care debitul excedentar va fi deversat prin intermediul unei supape de siguranță plasată la racordul de refulare al pompei.

În fig.7 este prezentat un drosel proporțional cu echilibrare electrică a pilotului și a etajului de bază,

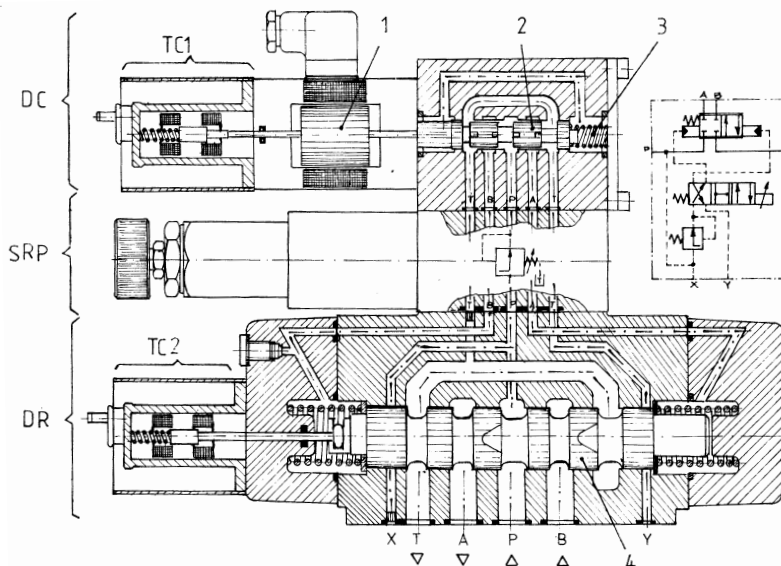


Fig.7

În fig.8 se arată modul de aplicare și prelucrare a semnalelor electrice prin amplificatoarele A1 și A2 ale droselului proporțional.

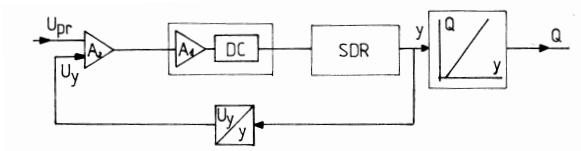


Fig.8

Lucrarea 7.2

7. Aparate pentru control debitului.

L.7.2. Încercarea unui drosel hidraulic.

7.2.1. Scopul lucrării

Droșelele hidraulice sunt rezistențe hidraulice care se folosesc pentru reglarea debitului fără a menține valoarea constantă a debitului cu variația presiunii.

Scopul lucrării este de a determina experimental:

- caracteristica de droșelizare $Q = Q(p)$, la diferite secțiuni de deschidere S_{DR} ;
- caracteristica de reglaj $Q = Q(S_{DR})$;
- caracteristica de pierdere de presiune $p = p(Q)$, pentru diferite secțiuni de curgere, din care se poate scoate pierderea de presiune la deschidere maximă și debitul minim a droșelului.

7.2.2. Instalația și aparatura

Standul de probe este prezentat în fig. 1.

Notațiile din figură au următoarea semnificație:

- Rz, rezervor;
- F, filtru de aspirație;
- T, termometru;
- P, pompă;
- MCC, motor de curent continuu;
- V, voltmetru;
- RL, rezistență reglabilă;
- GCC, generator de curent continuu;
- MAT, motor asincron trifazat;
- K, întrerupător;

- M, manometru;
- VS, supapă de sens unic;
- SSG, supapă de siguranță;
- TG, tahogenerator;
- TR, traductor de rotație;

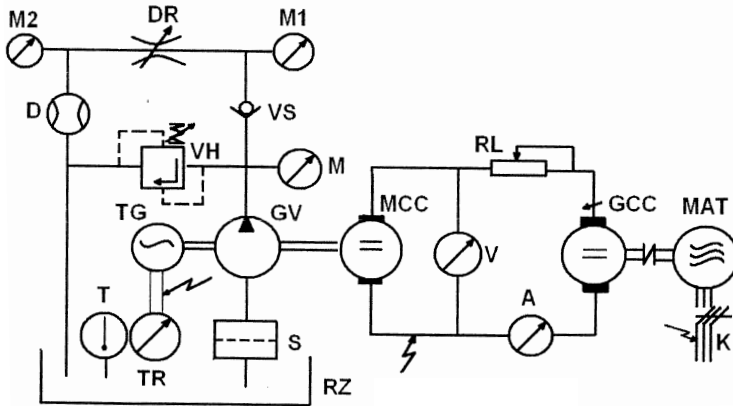


Fig.1

Înseriat cu droselul DR s-a montat debitmetrul D, iar manometrele M_1 și M_2 permit determinarea căderii de presiune pe drosel.

7.2.3. Metoda de lucru

Aceasta cuprinde următoarele etape:

- se verifică indicația de zero a aparatelor și instrumentelor de măsură;
- se pornește sursa de presiune și se stabilește presiunea maximă în instalație acționând supapa de siguranță a pompei VH cu droselul complet închis;
- se stabilesc 8 poziții: $\alpha_1, \dots, \alpha_8$, ale rozetei de reglare a droselului, care corespund secțiunilor de trecere: $S_{DR1} - S_{DR2}$;

- se fixează rozeta pe poziția S_{DR1} , deschidere maximă, acționând reostatul RL în vederea parcurgerii întregului domeniu de debite al pompei;

- se reiau determinările pentru fiecare poziție a rozetei notând valorile în tab.1;

- se oprește instalația decuplând grupul Ward -Leonard de la rețea;

În cadrul fiecărei determinări se va nota temperatura uleiului și pentru fiecare deschidere a droselului se va urmări ca valoarea debitului maximă să fie aceeași.

7.2.4 Relații de calcul

- căderea de presiune pe drosel:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad [\text{MPa}] \quad (1)$$

- debitul efectiv al pompei:

$$Q_t = q_G \cdot n_G \cdot \eta_{VG} \cdot 10^{-3} \quad [\text{l/min}] \quad (2)$$

sau:

$$Q_{ef} = K_G \cdot \omega_G \cdot \eta_{VG} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2)$$

7.2.5. Prelucrarea datelor

Se trec măsurătorile experimentale și rezultatele calculate în tab.1.

Tab.1

Nr.ct.	tipul droselului:		tipul pompei		q =		[cm ³ /rot]	
	S_{DR} [mm ²]	n_p [rot/min]	p_1 [MPa]	p_2 [MPa]	Q_t [l/min]	Q_{ef} [m ³ /s]	Δp [MPa]	θ [°C]
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								

Se reprezintă grafic dependența $Q = Q(p)$, având ca parametru secțiunea de trecere prin drosel S_{DR} .

Pe baza curbelor obținute se aleg minim două valori întregi ale abscisei și se extrag de pe grafic perechile de valori (Q, S_{DR}) pentru fiecare presiune de testare p ;

Se reprezintă grafic dependențele $Q = Q(S_{DR})$, având ca parametru căderea de presiune p .

Observații și concluzii

- se va analiza forma curbelor obținute grafic și se vor face aprecieri asupra tipului dependențelor funcționale obținute;

- se vor face observații privind influența temperaturii uleiului asupra formei curbelor;

- se vor face recomandări asupra utilizării tipului de drosel în sistemele de acționare hidraulică.

Se fac observații asupra graficelor și se trag concluzii.

Lucrarea 7.3

7. Aparate pentru control debitului.

L.7.3. Încercarea rezistențelor hidraulice cu regulator de debit.

7.3.1. Scopul lucrării

În cadrul lucrării se vor determina următoarele caracteristici funcționale în regim staționar și tranzitoriu pentru unele regulatoare de debit frecvent în sistemele de acționare hidraulice.

Încercările specifice rezistențelor de ștrangulare/droșelelor/ sunt valabile și pentru rezistențele cu regulator de debit și cuprind:

- caracteristica de droșelizare $Q = Q(p)$, la diferite secțiuni de deschidere S_{DR} constantă;
- caracteristica de reglaj $Q = Q(S_{DR})$ la $p = ct.$;
- caracteristica staționară: cădere de presiune-debit $\Delta p = \Delta p(Q)$, la deschidere constantă S_{DR} ;
- caracteristica statică a debitului $Q = Q(\Delta p)$;
- capacitatea de menținere a debitului reglat;
- caracteristica de histerezis a regulatorului;
- caracteristicile dinamice care prezintă modul de variație a debitului reglat la aplicarea unui semnal de intrare treaptă sau sinusoidal, fapt care permite stabilirea parametrilor regimului tranzitoriu și a performanțelor dinamice a regulatorului.

7.3.2. Caracteristici tehnice și funcționale ale aparatelor pentru reglarea debitului sunt:

- Diametrul nominal D_N [mm];
- Presiunea nominală p_N [MPa];
- Debitul reglat Q [l/min];

- Debitul minim stabil la căderea de presiune maximă;
- Pierderea de debit la regulator de debit complet închis și presiune maximă;
- Variația debitului cu temperatura datorat variației vâscozității uleiului;

7.3.3. Schema instalației de încercare

Standul de probe este prezentat în fig. 1, exceptând secțiunea care conține sursa de presiune SP.

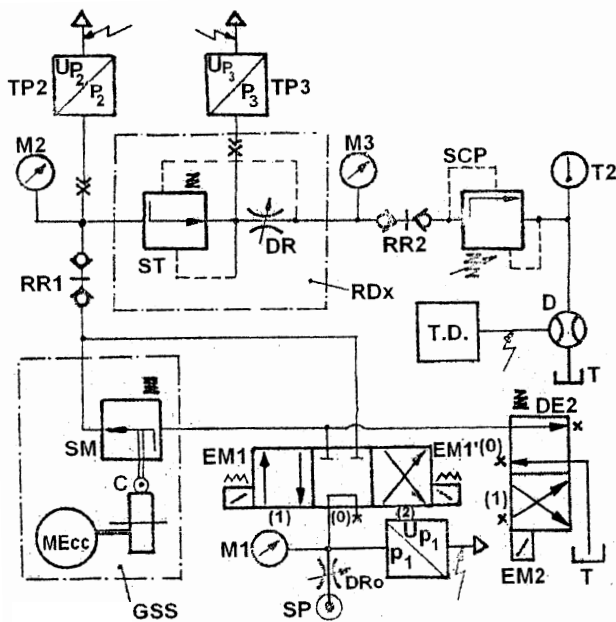


Fig.1

Testele se pot face în cazul reguletoarelor cu 2 și 3 căi situație în care supapa SCP simulează contrapresiunea, aceasta fiind montată pe traseul de ieșire / retur/.

Notațiile de pe figură reprezintă următoarele:

- SP, sursa de presiune;
- RD_x, regulatorul de debit care este supus încercării;
- SCP, supapa de contrapresiune;
- GSS, generatorul de semnale sinusoidale;
- SM, supapă cu comandă de tip ND /normal deschisă/;
- C, camă excentrică;
- ME_{cc}, motor electric de curent continuu;
- DE1, distribuitorul hidraulic principal;
- M₁, M₃, manometre;
- T₁, T₂, termometre;
- D, debitmetru;
- TP₁, ..., TP₃, traductoare de presiune;
- TD, traductoare de debit;
- DE₂, distribuitor auxiliar;
- DR₀, DR, drosele reglabile;
- RR₁, RR₂, racorduri rapide;
- T, rezervor;

În cazul regimului dinamic s-a utilizat un generator sinusoidal de semnale GSS, care este compus din supapa comandată mecanic SM la care cama excentrică care acționează rola de comandă.

Cama este antrenată în mișcare de către motorul electric ME_{cc}.

Trecând DS pe poziția 1 se simulează un semnal de tip treaptă la alimentarea supapei prin comanda lui DE2 sau un semnal sinusoidal prin comanda lui GSS.

Trecând pe poziția 2 DS se alimentează în mod direct RD_x.

În regim de funcționare staționar parametrii sunt mășurați cu ajutorul: manometrelor M, termometrului T, debitmetrului D.

În cazul regimului dinamic se folosesc măsurătorile realizate de traductoarele de presiune TP și de către traductorul de debit TD.

Aplicarea unui semnalului treaptă lui RDx permite verificarea capacității de menținere a debitului la valoarea constantă reglată a droselului DR₀ care atenuiază pulsațiile de presiune de la sursa SP.

7.3.4. Metoda de lucru

Aceasta cuprinde următoarele etape:

- se face un studiu constructiv și funcțional al tipurilor de rezistențe hidraulice;

- metodica de lucru de la drosele descrisă anterior se menține adăugând:

Pentru determinarea caracteristicii staționare $Q = Q(\Delta p)$;

- se reglează debitul Q și presiunea pompei PDV la valoarea superioară aparatului probat citind indicația manometrului M₁;

- reglăm RDx pentru debit maxim, cu supapa SCP complet deschisă;

- trecem DE₁ pe poz (2) notând indicațiile de la ME₂, ME₃ și debitul de la debitmetrul D, valori pe care le trecem în tabel;

- tensionăm arcul supapei de contrapresiune SCP la minim 6 reglaje notând valorile în table;

- reglăm debitul la valori distincte cu ajutorul droselului DR de la RDx la valorile nominal Q_{Rn} și minim Q_{r min}, reluând măsurătorile;

- se trece DE1 pe poz.(0) iar DR și SCP în starea inițială.

Pentru caracteristica de menținere a debitului reglat.

Se menține constant presiunea de lucru și cursa de reglaj a droselului regulatorului prin aplicarea unui semnal treaptă cu distribuitorul DE2.

Se notează valorile de la debitmetrul D.

Caracteristica de histerezis.

Se face pentru debitul reglat nominal Q_{rN} , tensionăm progresiv arcul supapei SCP până la valoarea sarcinii maxime, după care se face destindere revenind astfel încât sarcina Δp să varieze între aceleași limite.

Se notează valorile debitului Q_p și sarcinii Δp .

Caracteristicile dinamice

Se fac determinări în punctul nominal de funcționare a aparatului.

- a) Comportarea regulatorului la un semnal treaptă de presiune, prin trecerea distribuitorului DE1 pe poz.2. modificarea debitului este înregistrat la oscilograf cu memorie.
- b) Comportarea regulatorului la semnal sinusoidal, prin trecerea uleiului prin generatorul GSS de semnal sinusoidal, rezultând un semnal de presiune. Amplitudinea este dată de excentricitatea camei iar frecvența de turația de rotirea a lui MEcc.

La testarea în regim dinamic se fac înregistrări cu traductorul de debit TD și presiunile sunt măsurate cu traductoarele TP_1 și TP_2 .

7.3.5. Prelucrarea datelor

Se are în vedere prelucrarea datelor pentru regulatorul de debit. Se trec măsurătorile experimentale și rezultatele calculelor în tab.1.

Tab.1

Codul aparatului hidraulic:				fuzizor:				simbol:		
Mediul hidraulic:				$\theta_1 =$	$^{\circ}\text{C}$	$\theta_2 =$	$^{\circ}\text{C}$			
Nr.crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta p[\text{MPa}]$										
$Q[\text{l/min}]$										

Se reprezintă grafic dependența $Q = Q(p)$, având ca parametru secțiunea de trecere prin drosel S_{DR} pentru minim 3 secțiuni de droselizare.

Folosirea curbelor obținute permit determinarea caracteristicii statice de reglare:

$$C_{\text{st}} = \left. \frac{\Delta Q_r}{\Delta p} \right|_Q = \tan \alpha \quad [\text{m}^5/\text{Ns}] \quad (1)$$

Q_r este debitul reglat la presiunea de sarcină p .

Determinăm zona de insensibilitate în sensul menținerii debitului reglat indiferent de variația sarcinii între Q_{min} și Q_{max} reglat.

Se reprezintă curbele: $Q_{\text{rc}}(\Delta p)$ și $Q_{\text{rd}}(\Delta p)$;

unde:

- Q_{rc} și Q_{rd} , reprezintă debitul indicat de debitmetrul D la creșterea și descreșterea sarcinii pe debitmetru.

Se calculează histerezisul regulatorului:

$$\delta_h = \frac{Q_c - Q_d}{Q_d} \times 100 \quad [\%] \quad (2)$$

Pe graficul semnalului $Q(t)$ se determină caracteristicile de performanță: timpul de întârziere t_0 , timpul de reacție t_r și timpul de stabilizare t_{st} .

De la aplicarea semnalului sinusoidal se determină din diagrama Bode, caracteristicile: atenuare - frecvență, fază - frecvență.

Pe baza curbelor obținute se aleg minim două valori întregi ale abscisei și se extrag de pe grafic perechile de valori (Q, S_{DR}) pentru fiecare presiune de testare p ;

Se reprezintă grafic dependențele $Q = Q(S_{DR})$, având ca parametru căderea de presiune p .

Observații și concluzii.

Lucrarea 8.1

8. Aparate volumice hidraulice auxiliare.

8.1. Construcția și funcționarea aparatelor volumice hidraulice auxiliare.

8.1.1. Scopul lucrării

Este de a prezenta principalele aparate auxiliare folosite în realizarea schemelor de acționare hidraulice.

Relee de presiune

Acestea sunt elemente electrohidraulice de comandă care au rolul de convertire a unui semnal hidraulic de presiune într-un semnal electric.

Ele mai pot avea rolul de comandă sau de confirmare a valorii prescrise a presiunii.

Releul simplu cu o casetă, intervine ca element de comandă într-o succesiune de faze de lucru ale sistemului de acționare hidraulic sau ca element de confirmare când presiunea din circuit atinge valoarea maximă.

În fig.1 este prezentat un releu de presiune simplu cu acționare directă.

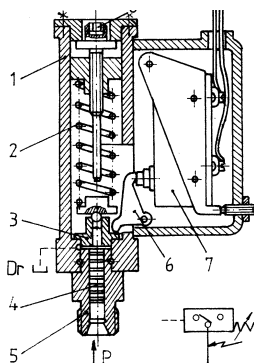
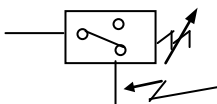


Fig.1

Releul dublu, cu două casete, confirmă menținerea valorii presiunii între două limite una minimă și cea maximă care sunt atinse în timpul funcționării.

Releul diferențial confirmă atingerea unei diferențe de presiune, prescrisă, între două puncte ale circuitului hidraulic

Symbolizare:



Acumulatorul de presiune.

Acumulatorii de presiune hidraulice permit înmagazinarea energiei potențiale de presiune a mediului hidraulic, preluând volume de fluid pe care le restituie circuitului hidraulic în anumite faze de lucru ale SAH.

În fig.2 este prezentat un acumulator cilindric hidraulic cu element elastic, de tip burduf.

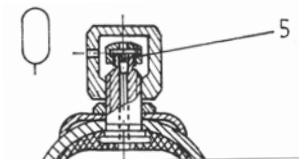
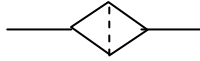


Fig.2

Filtre.

Filtrele au rolul de a reduce nivelul de contaminare cu impurități solide a mediului fluid asigurând o fiabilitate corespunzătoare elementelor de circuit hidraulic.

Simbolizare generală:



Filtrul de aspirație (sorb)

Este un filtru de joasă presiune, destinat filtrării brute a uleiului aspirat de pompă, prin reținerea impurităților mecanice existente în compartimentul de aspirație al rezervorului.

Frecvent elementul filtrant se execută din țesătură de sârmă ori din hârtie impregnată și asigură o finețe de filtrare de: 63, 90 sau 160 μm , la debite maxime de: 12,5 - 400 l / min.

Se montează imersat în rezervorul de ulei la o distanță minimă de 100 mm de fundul acestuia, în varianta de pridere pe rezervor.

Sorbul se echipează frecvent cu supapă de ocolire și cu indicator de colmatare.

În fig.3 este prezentat un filtru de aspirație (sorb)

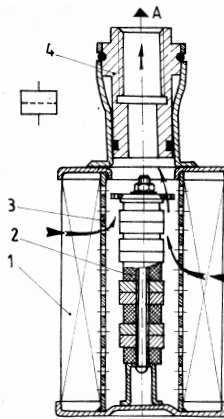


Fig.3

Filtru de presiune.

Este amplasat pe conductele de înaltă presiune ale SAH.

Acesta asigură o finețe de filtrare de 15-40 μm , la debite de 40-320 l/min și la presiuni maxime de 16 sau 31,5 MPa.

Elementul filtrant se execută din: țesătură de: sârmă, hârtie, bronz sinterizat sau din materiale ceramice.

În fig.4 este prezentat un filtru de presiune

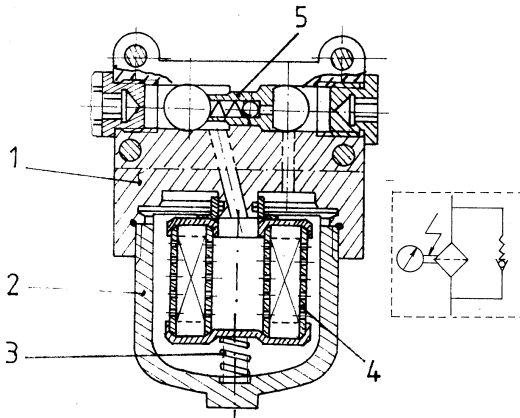


Fig.4

Filtrul de retur.

Este un filtru de joasă presiune amplasat pe conducta de retur și are rolul de a purifica fluidul care vine din sistem către rezervor.

Asigură o finețe de filtrare maximă de 10 μm , la debite de 12-320 l/min.

Frecvent se montează pe capacul instalației hidraulice.

În fig.5 este prezentat un filtru de retur.

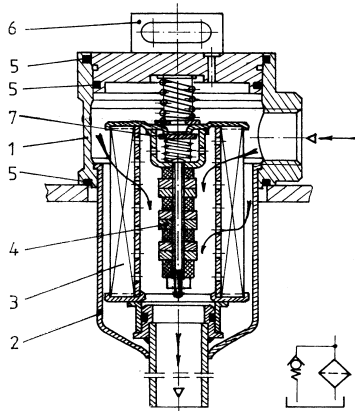


Fig.5

Aparate pentru transportul mediului fluid (conducte)

Conductele rigide.

Se execută din cupru sau alamă, pentru presiuni joase, sau din oțel tras, la cald sau la rece în cazul presiunilor înalte.

Îndoirea țevelor se face fără dorn interior evitându-se ovalizările, fisurarea sau forfecarea cutelor.

La alegerea țevelor se ține seama de viteza de curgere a fluidului și de valoarea presiunii interioare.

Simbolizare: 

Conducte flexibile.

Se pot executa din materiale plastice, fără inserție, în cazul presiunilor joase, ori din cauciuc cu țesătură metalică în 1, .., 6 straturi în funcție de valoarea presiunii, în cazul presiunilor mari.

La alegerea furtunelor se ține seama de valorile: presiunii, temperaturii, vitezei de curgere, natura fluidului, condițiile mediului ambiant, etc.

Simbolizare:

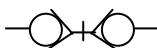


Elemente de îmbinare (racorduri hidraulice)

Racordurile sunt elemente sau subansamble care permit cuplarea tronsoanelor de conducte ori a conductelor cu aparatele hidraulice.

Pentru cuplarea conductelor flexibile de înaltă presiune se utilizează frecvent armături demontabile, pentru instalații unicat, nedemontabile, pentru producție de serie, sau racorduri hidraulice rapide (cuple rapide), pentru conexiuni nepermanente de conducte.

Simbolizare:



În fig.6. este prezentat dat un racord hydraulic cu inel tăietor, în fig.7 cu bușe sferică iar în fig.8 cu bușe elastică.

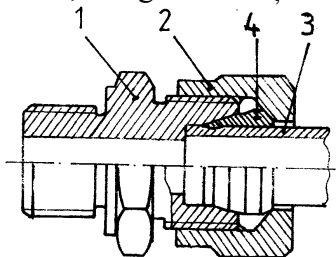


Fig.6

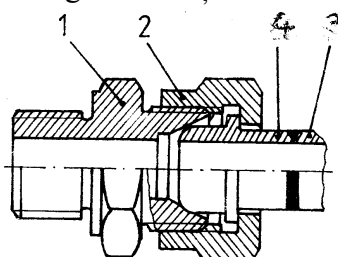


Fig.7

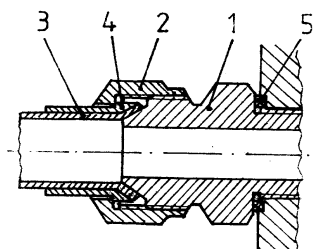


Fig.8

În fig.9 este prezentată o cuplă rapidă formată din semicupla tip priză fig.9a)

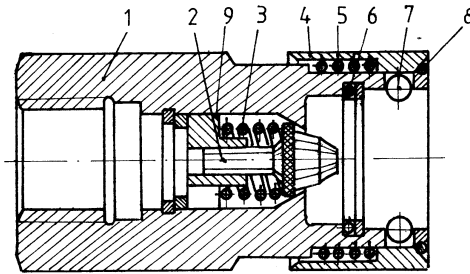


Fig.9a

și semicupla de tip steker fig.9 b)

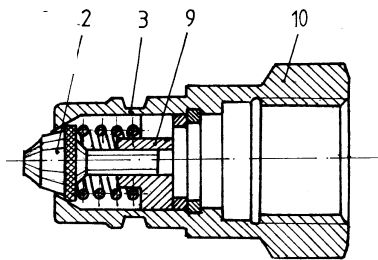


Fig.9b

Închiderea circuitului hidraulic în urma împingerii axiale a celor două elemente, realizează cuplă rapidă din fig.10.

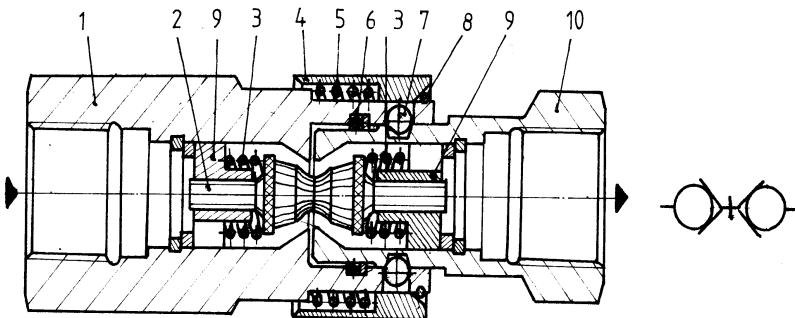


Fig.10

Aparate pentru înmagazinarea mediului hidraulic (rezervoarele hidraulice)

Rezervoarele asigură stocarea necesarului de fluid, furnizarea fluidului necesar pentru completarea pierderilor volumice din circuit, răcirea lichidului, separarea aerului dizolvat în lichid, colectarea impurităților solide, etc.

Acestea pot fi presurizate sau nepresurizate

Simbolizare:



Bibliografie

1. Astefanei I., Țălu M., „Mecanica fluidelor și mașini hidraulice”. Îndrumar de lucrari de laborator. Reprografia Universității din Craiova, 1993 ;
2. Astefanei I., Marin M., Țălu M., Mecanica Fluidelor și Mașini Hidraulice. Lucrări de laborator. Tipografia Universității din Craiova 2004;
3. Aurora A., Mecanica Fluidelor și Mașini Hidraulice. Probleme, Editura “ Politehnica” , Universitatea Tehnica “ Gheorghe Asachi’, Iasi, 2003;
4. Florea J., Mecanica fluidelor și mașini hidraulice - culegere de probleme, Editura Didactică si Pedagogică, București, 1982;
5. Ionescu M., Mecanica Fluidelor și Mașini Hidraulice, vol. II, Ed. Universității “ Ștefan cel Mare”, Suceava, 2000;
6. Setaru I., Radulescu V., Mecanica Fluidelor și Sisteme Hidraulice. Fundamente și Aplicații, Ed. Tehnică, București, 1999;
7. Țălu M., Rădulescu M., Mecanica Fluidelor. Editura ICMET Craiova, 2004;
8. Țălu M., Țălu Șt., Calculul căderilor de presiune în conducte hidraulice. Regim de curgere stabilizat și nestabilizat. Teorie, aplicații și programe computaționale. Editura Universitaria Craiova, 2006;
9. Țălu M., Mecanica fluidelor și mașini hidraulice. Îndrumar de laborator. Lucrări practice și programe computaționale. Editura Universitaria Craiova, 2005.
10. Țălu M., Mecanica fluidelor. Teorie și aplicații rezolvate computațional cu ajutorul metodei elementului finit sau prin simulare numerică. Editura Universitaria, Craiova, 2008.

11. Țălu M., Radulescu M., Acționări și automatizări hidraulice. Teorie și simulare. Editura Universitaria, Craiova, 2005.
12. Țălu M., Țălu St., Rădulescu M., Mecanica Fluidelor. Mașini volumice și hidrodinamice. Teorie și simulare. Editura Universitaria, Craiova, 2011.

Cuprins

Nr. Lab.	Denumirea lucrării de laborator	pag
L1	1 Instructaj NTSM și PSI specific laboratorului de AHP. Prezentarea echipamentelor și standurilor de probe din laborator.	5
	2. Aparate de măsură și control folosite în acționările hidraulice și pneumatice.	
L2	L.2.1 Metode și mijloace de măsurare specifice A.H.P.	7
L3	L.2.2 Etalonarea și verificarea manometrelor metalice cu element elastic deformabil.	15
	3. Generatoare hidraulice volumice.	
L4	L.3.1 Studiul organologic a generatoarelor volumice liniare și rotative.	18
L5	L.3.2 Încercarea în regim staționar a unei pompe cu roți dințate.	30
L6	L.3.3 Încercarea în regim staționar a unei pompe liniare cu membrană.	36
	4. Motoare hidraulice volumice.	
L7	L.4.1 Studiul organologic a motoarelor volumice liniare și rotative.	41
L8	L.4.2 Încercarea în regim staționar a unei motor hidraulic liniar.	48
L9	L.4.3 Încercarea în regim staționar a unei motor hidraulic volumic rotativ.	56
	5. Aparate pentru control direcțional.	
L10	L.5.1 Studiul organologic a aparatelor pentru control direcțional.	62
L11	L.5.2 Încercarea unui distribuitor hidraulic cu sertar cilindric de translație.	68

	6. Aparate pentru control presiunii.	
L12	L.6.1 Studiul organologic a aparatelor pentru controlul presiunii.	75
L13	L.6.2 Încercarea supapelor hidraulice de persiune.	86
L14	L.6.3 Încercarea unei supape hidraulice de sens deblocabile.	91
	7. Aparate pentru control debitului.	
L15	L.7.1 Studiul organologic a aparatelor pentru controlul debitului.	95
L16	L.7.2 Încercarea unui drosel hidraulic	104
L17	L.7.3 Încercarea rezistențelor hidraulice cu regulator de debit.	108
	8. Aparate volumice hidraulice auxiliare	
L18	8.1 Construcția și funcționarea aparatelor volumice hidraulice auxiliare.	115
	Bibliografie.	123
	Cuprins.	125