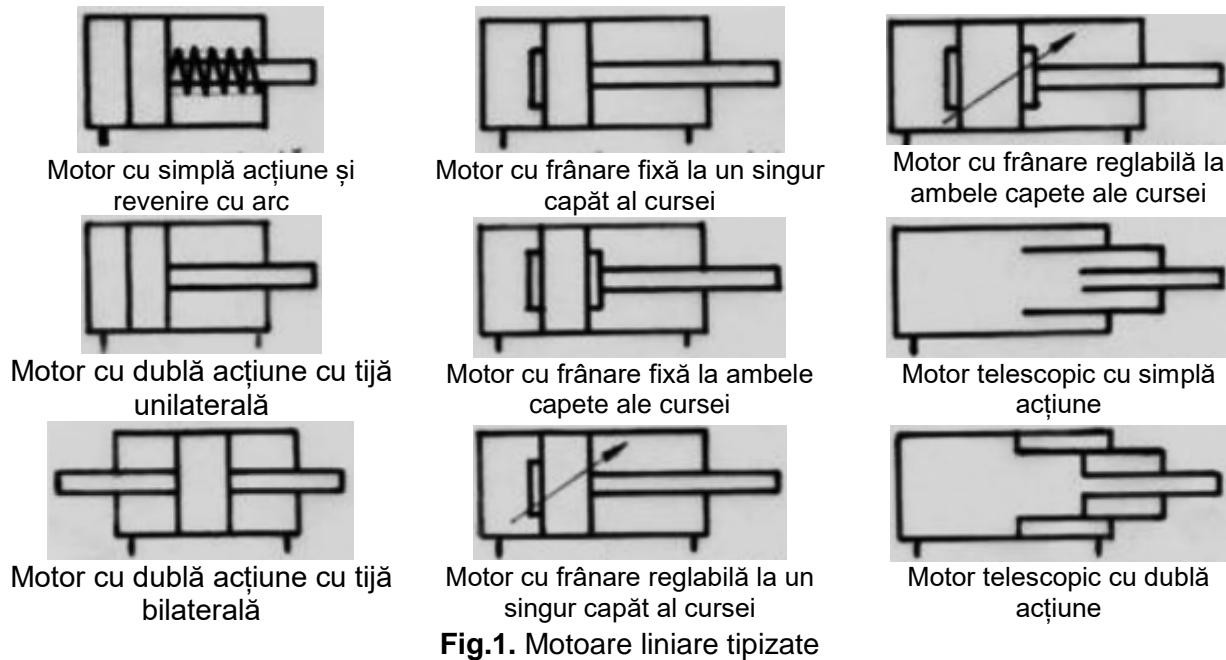


# STANDURI DE ÎNCERCARE A CILINDRILOR HIDRAULICI

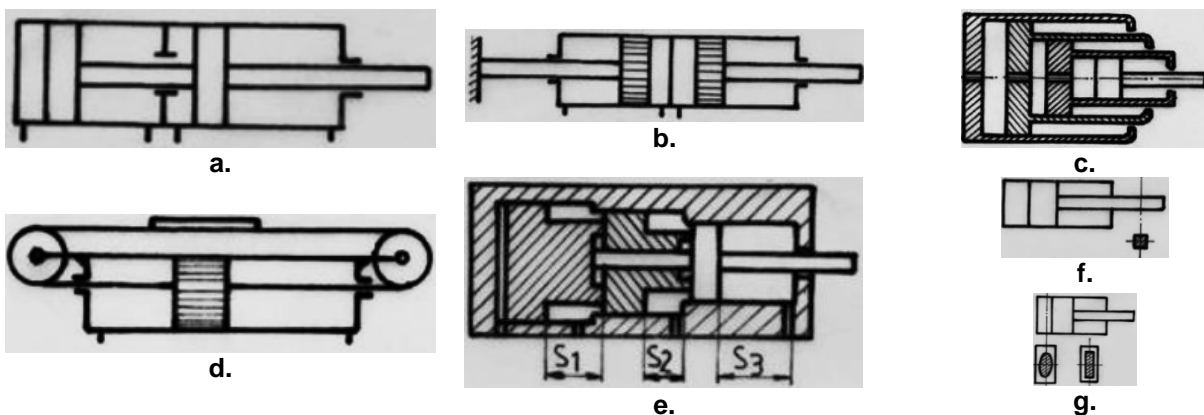
## 1. Noțiuni generale despre cilindrii hidraulici

**Cilindrul hidraulic** sau **motorul liniar cu piston**, atât cel pneumatic cât și cel hidraulic, poate fi cu simplă acțiune (când dezvoltă forță prin alimentare, cu fluid sub presiune, doar într-un singur sens, revenirea la poziția inițială fiind realizată cu un arc), sau cu dublă acțiune (când poate dezvoltă forță în ambele sensuri de deplasare). De asemenea, motoarele liniare pot fi cu o singură tijă sau cu două tije, cu frânare la un cap de cursă sau la ambele capete, cu frânare simplă sau prin droselizare (într-o treaptă sau în două trepte) etc. În **figura 1.** sunt prezentate sintetic principalele variante de realizare a motoarelor liniare cu piston, **din categoria celor tipizate**, produse în serie de toți producătorii de echipament hidraulic și pneumatic.



**Fig.1.** Motoare liniare tipizate

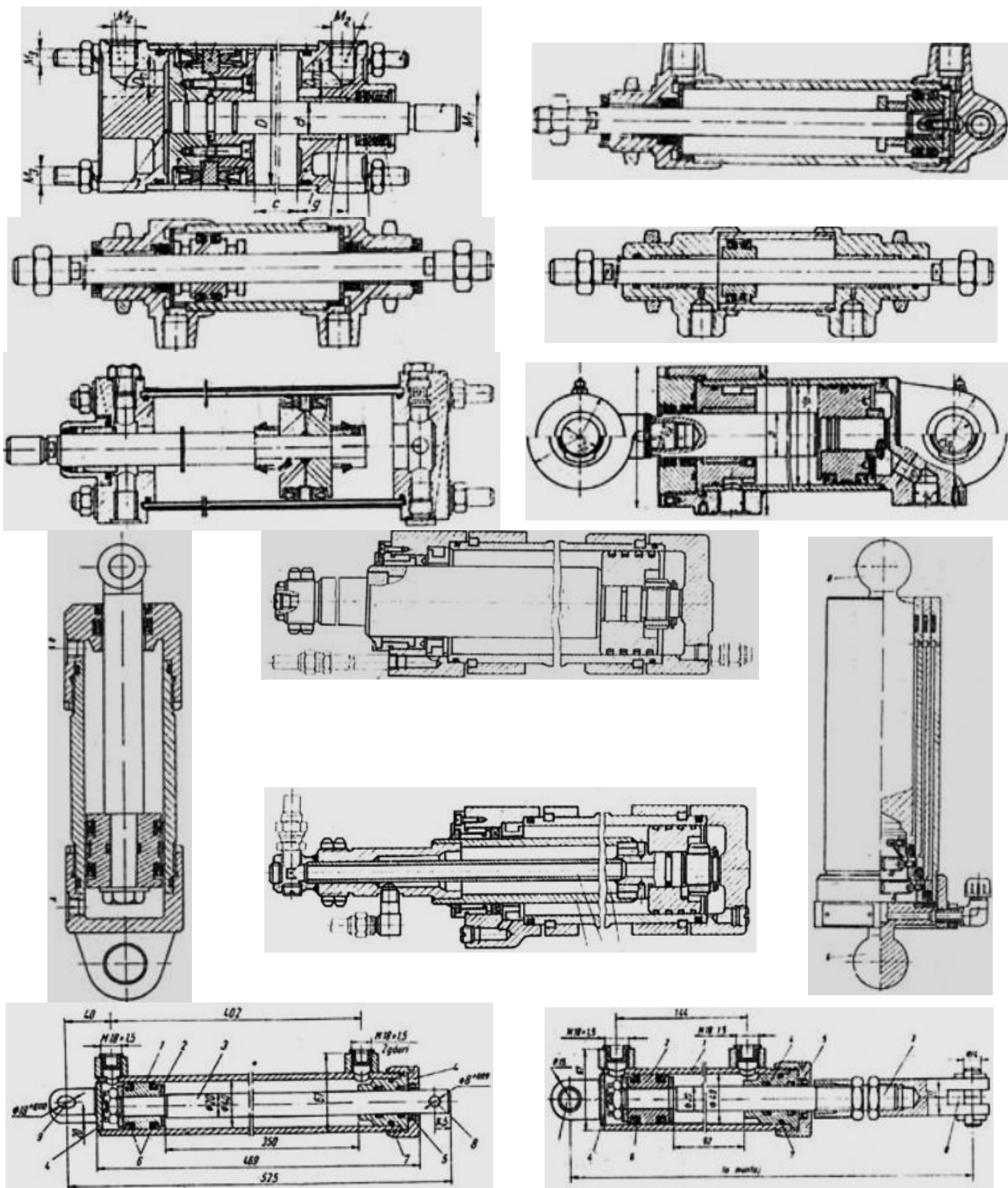
Pe lângă motoarele liniare tipizate cu piston se mai fabrică și **motoare liniare speciale** cu piston, care sunt realizate cu destinații bine determinate. În **figura 2.** sunt prezentate câteva variante constructive de motoare liniare speciale cu piston, cum ar fi: motorul cu pistoane tandem pentru forțe mari (**fig.2.a**), motorul cu două curse diferite (**fig.2.b**), motorul telescopic (**fig.2.c**), motorul fara tijă (**fig.2.d**), motorul cu trei curse diferite (**fig.2.e**), motorul cu tijă pătrată (**fig.2.f**) și motorul cu piston oval sau dreptunghiular (**fig.2.g**).



**Fig.2.** Motoare liniare speciale

Între un motor pneumatic și unul hidraulic de același tip, nu există diferențe din punct de vedere funcțional, ci doar constructiv și acestea se referă la materialele din care sunt construite (aluminiu sau oțel, la cel pneumatic și oțel cu rezistență mare, la cel

hidraulic) cât și la unele soluții de asamblare și etansare. Soluțiile tehnice aplicate la construcția motoarelor cu piston diferă de la un producător la altul. În **figurile 3 și 4** sunt prezentate câteva variante constructive de motoare liniare cu piston de tip pneumatic și hidraulic.



**Fig.3.** Motoare liniare cu piston

Variantele constructive cele mai utilizate sunt cele cu tiranți și respectiv cele cu capace filetate. Cele cu tiranți au doua capace de forma pătrată care sunt fixate cu patru tije filetate (tiranți). Pentru montarea motoarelor liniare pe instalație se folosesc diverse soluții de legătură cu capacele (**figura 5**), respectiv articulații, talpi, flanșe etc.

Motoarele cu capace filetate au o construcție mai compactă, dar care necesită prelucrări mai pretențioase. În **figura 6** sunt prezentate câteva soluții constructive de montare a capacelor motoarelor pneumatice cu piston. De regula, soluția cu capace filetate este utilizată la construcția motoarelor hidraulice, care lucrează la presiuni mai mari.

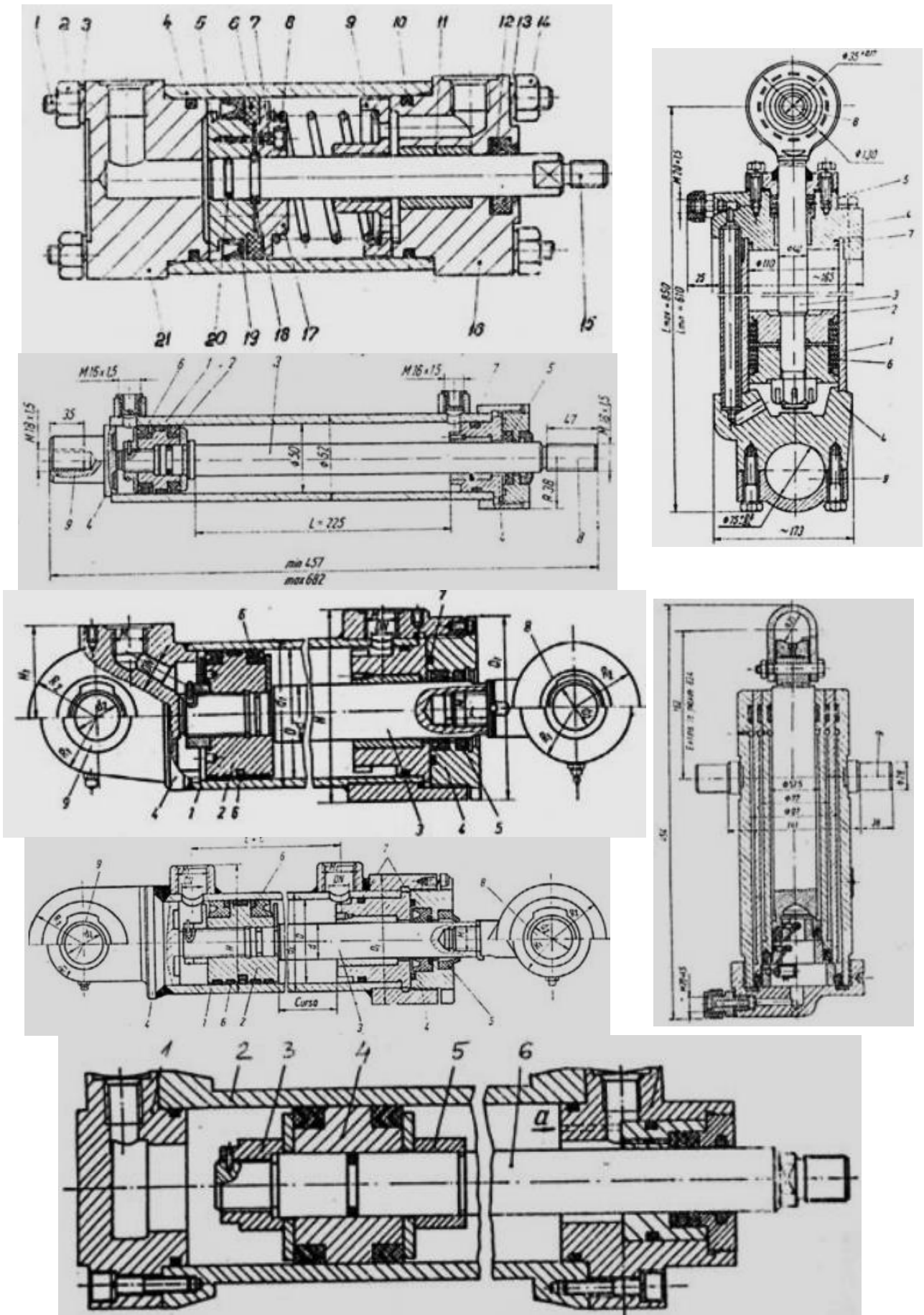
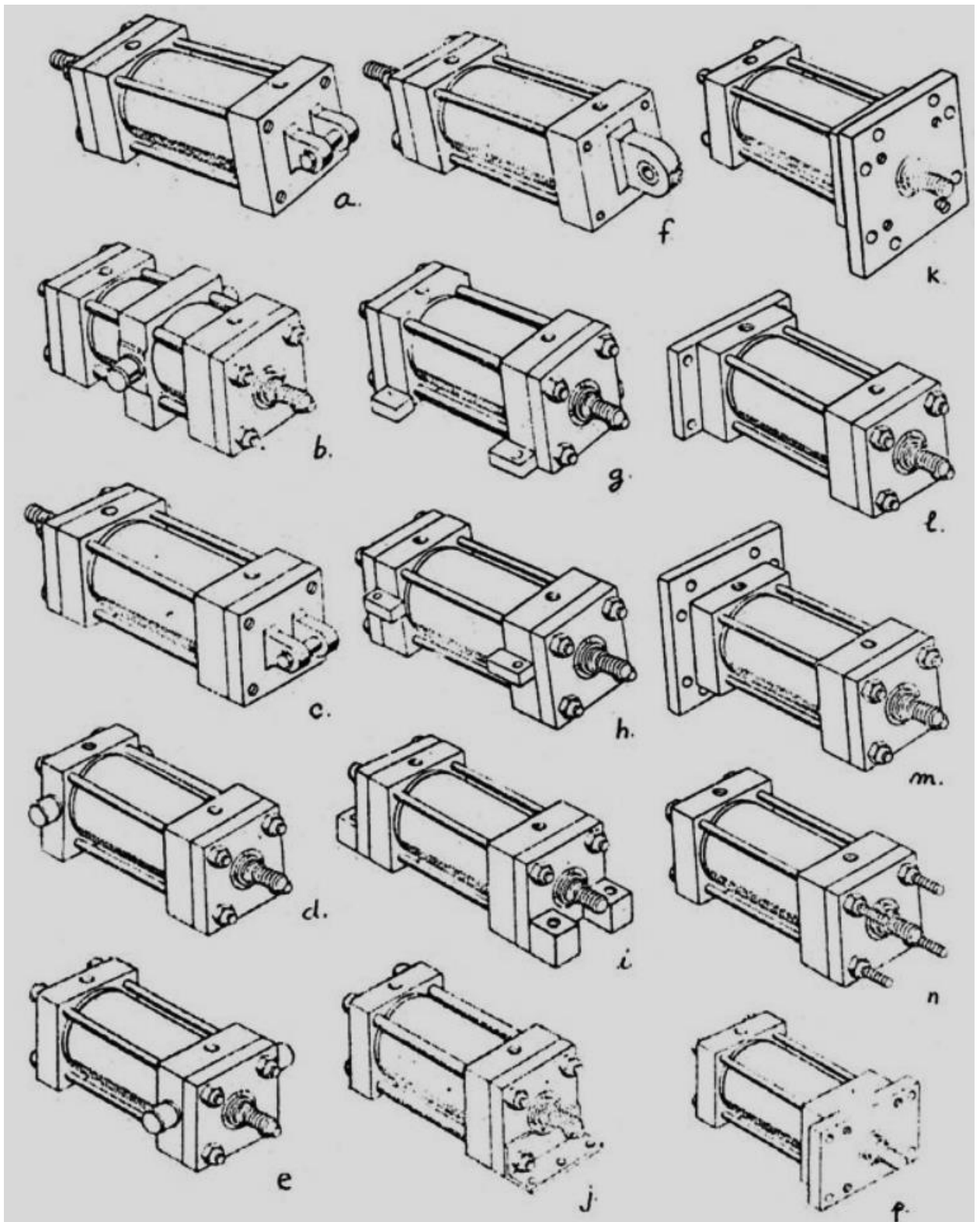


Fig.4. Motoare liniare cu piston



**Fig.5.** Motoare liniare cu tiranți

O problemă care apare la motoarele liniare, mai ales la cele pneumatice care dezvoltă viteze de deplasare mari, este legată de impactul pe care îl suferă pistonul la capatul cursei prin ciocnirea cu capacul. Pentru a evita șocul produs de impact se utilizează soluția frânării pistonului la cap de cursă, cea mai frecvent utilizată soluție fiind frânarea prin droselizare. Astfel, la deplasarea pistonului 1 (**figura 7**) spre stânga, pentru a se evita șocul impactului cu capacul, tija are o prelungire care patrunde în alezajul din capac, obligând astfel fluidul să treacă prin droselul 2 cu un debit mai mic, reglabil. Acest fapt va conduce la scăderea vitezei pistonului și la micșorarea impactului cu capacul.

Soluția este utilizată la aproape toate motoarele liniare pneumatice, fiind aplicată la ambele capete ale cursei sau numai la un singur capat (capatul dinspre tija sau capatul

opus tijei). Unii producatori realizează chiar mai multe trepte de frânare prin droselizare pentru a micșora și mai mult impactul final al pistonului cu capacele, dat fiind că, de regulă, pistoanele sunt legate prin intermediul tijelor la sarcini (săni, pârgii etc.) care trebuiesc deplasate și care, prin masa lor, ar produce șocuri mărite.

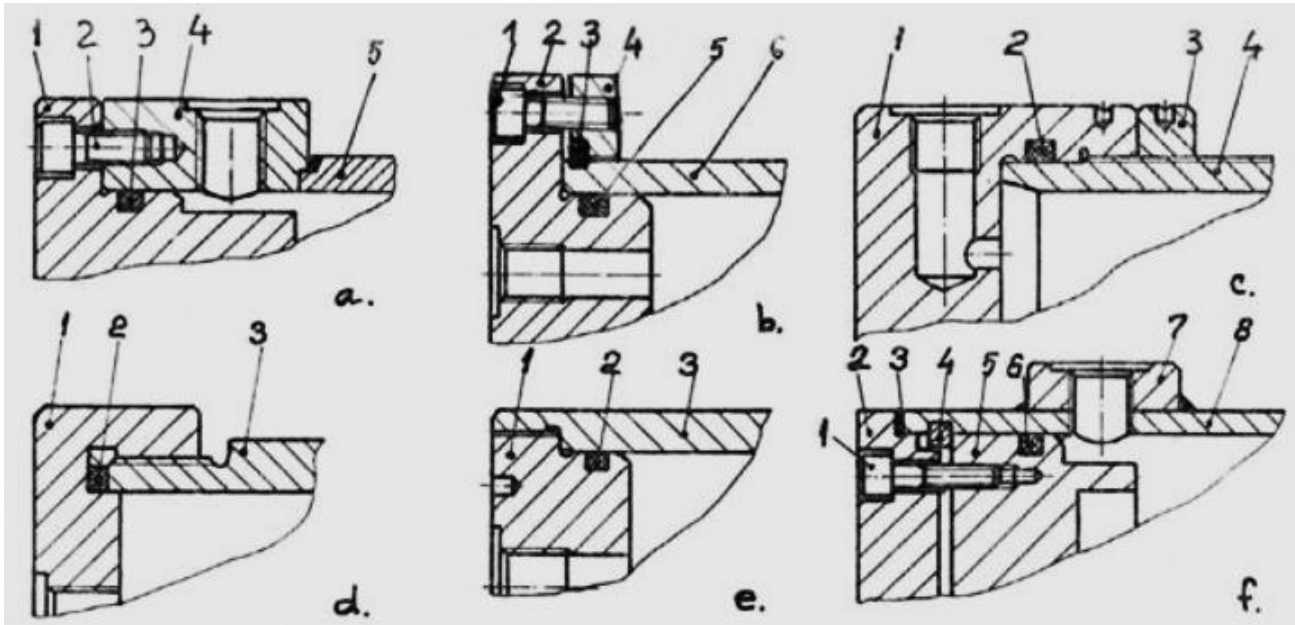


Fig.6. Montarea capacelor motoarelor liniare cu piston

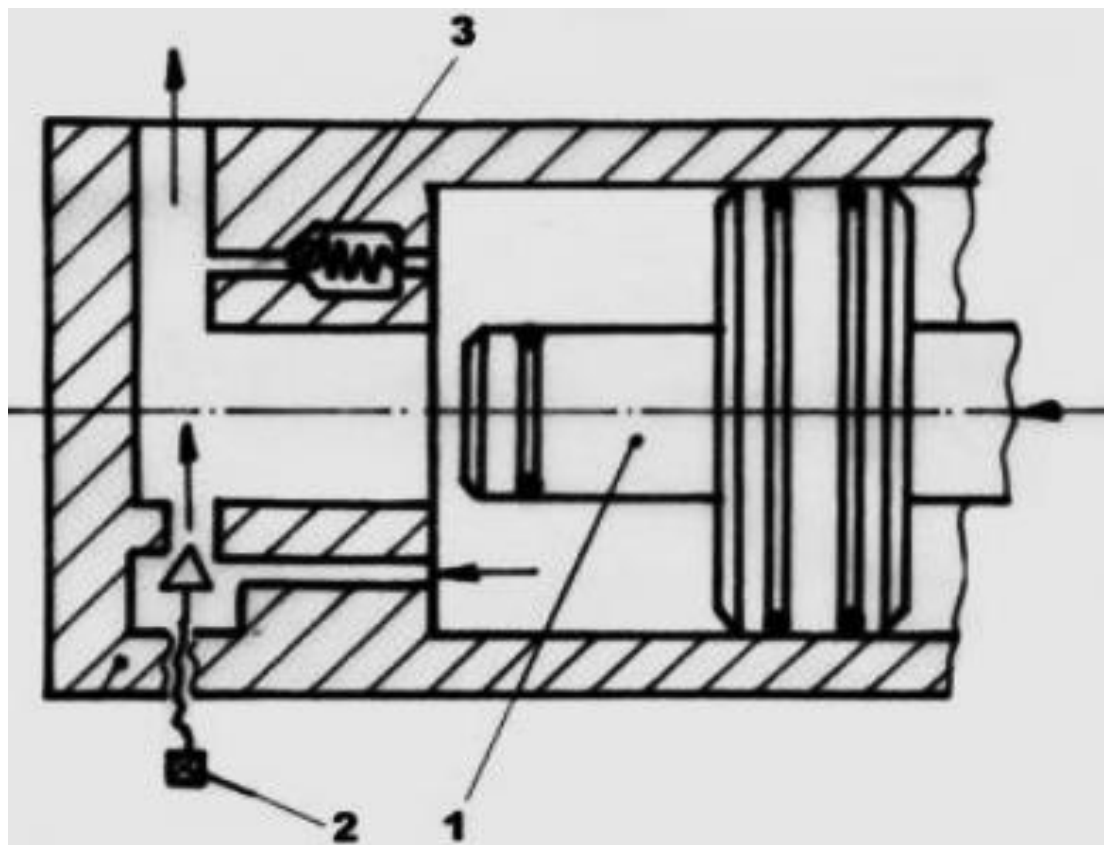


Fig.7. Frânarea pistonului la cap de cursă (1=piston; 2=drosel; 3=supapă de sens)

Forma pistoanelor motoarelor liniare și modul de etansare, cu cilindrul și cu tija, sunt prezentate în **figura 8**.

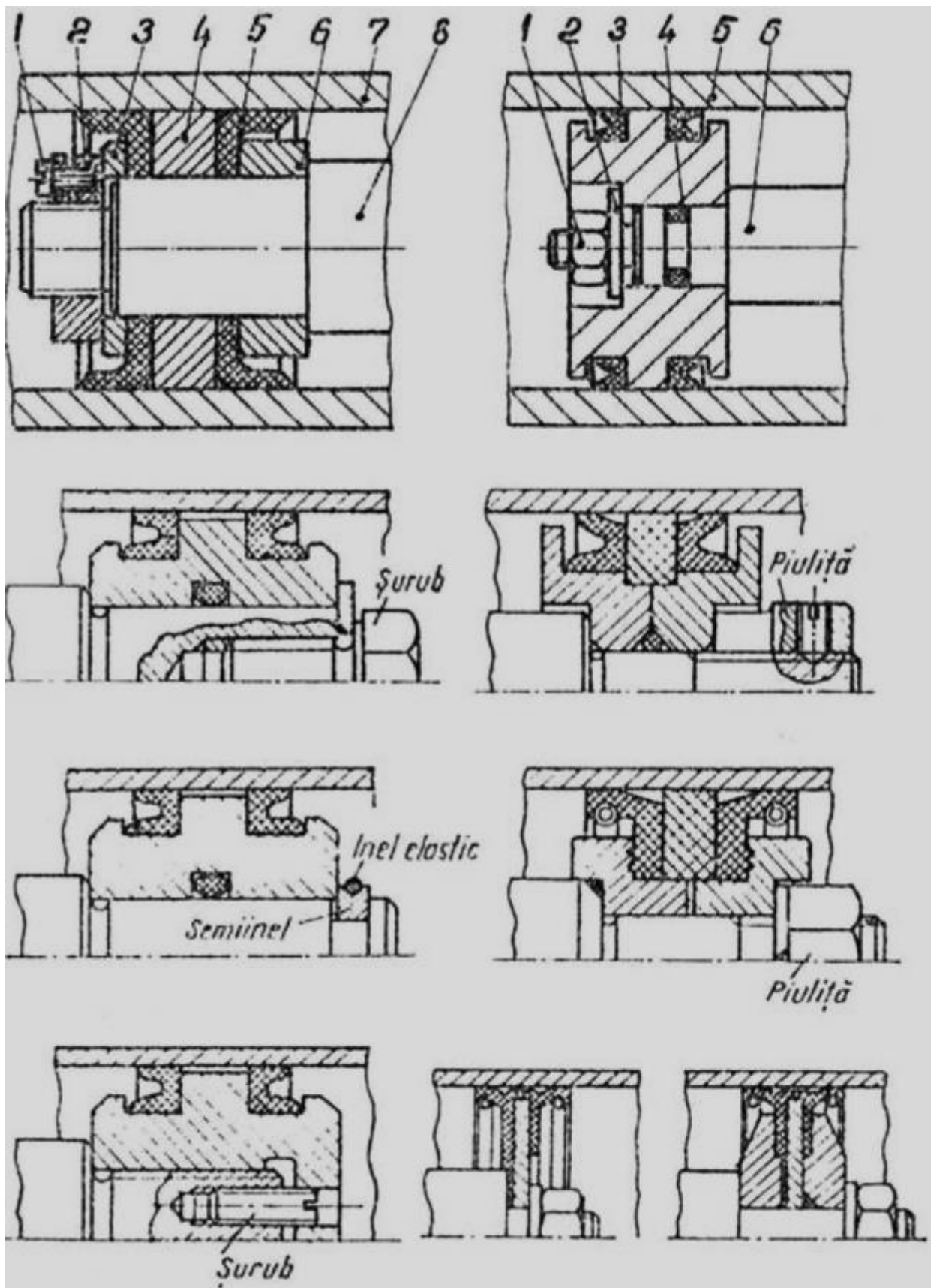


Fig.8. Soluții de realizare a pistoanelor

Ca etanșari se utilizează diferite variante de garnituri de etanșare, în **fig.9.** fiind prezentate câteva dintre acestea.

Este foarte importantă, la fabricarea garniturilor de etanșare pentru echipamentele pneumatice și cele hidraulice, utilizarea unor mase plastice sau cauciucuri rezistente la substanțe petrolifere. În caz contrar, garniturile își pot modifica volumul (mărind forțele de

ferecare), sau chiar se pot distruge la contactul cu fluidul sub presiune (uleiuri sintetice minerale).

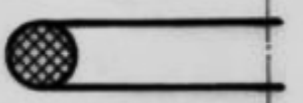
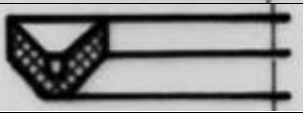
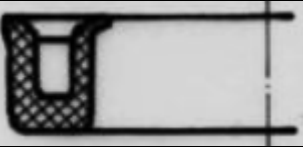
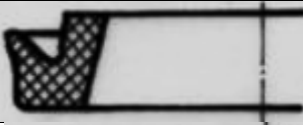
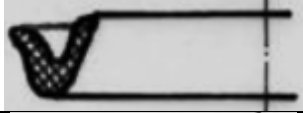

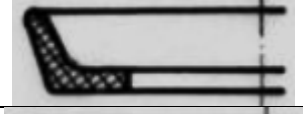
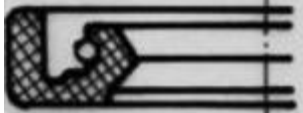
Denumire garnitură	Secțiune	Presiune de lucru (bar)	STAS
IO		max 100	7319-71
V		max 500	7905-67
U		max 300	7907-67
UE		max 300	7909-67
J		max 350	7910-67
LI		max 70	7908-67
LE		max 70	7907-67
De rotație		5-10	797-71

Fig.9. Garnituri de etanșare

## 2. Studiul forțelor dezvoltate de un cilindru hidraulic sau pneumatic

Pentru studiul forțelor dezvoltate de **motorul liniar hidraulic sau pneumatic** cu piston se poate utiliza un motor cu tiranți cu dubla acțiune (figura 10.)

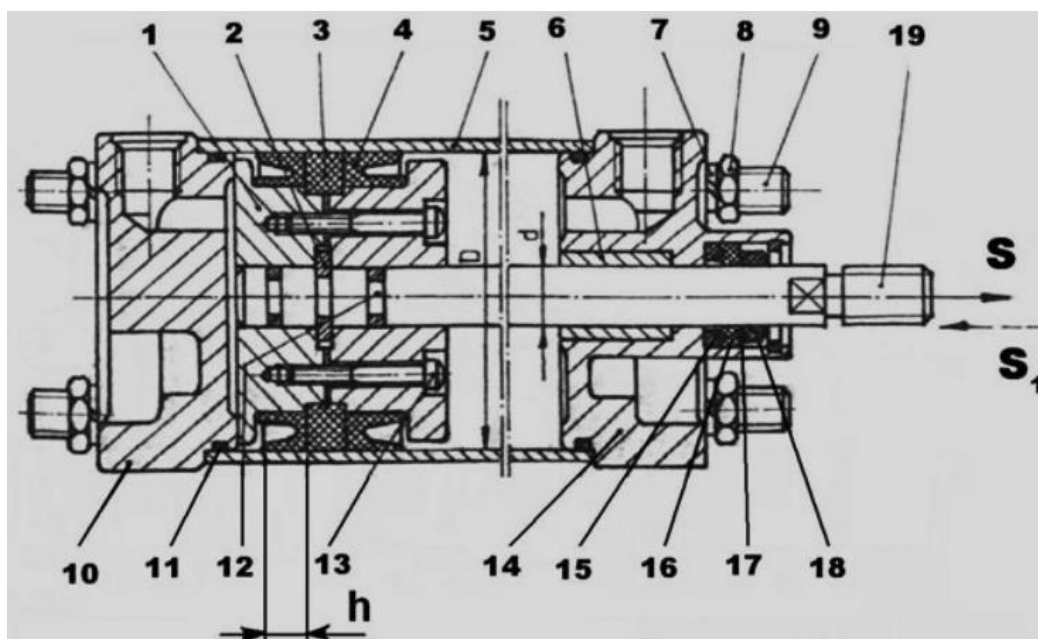


Fig.10. Motor liniar cu piston

Forța teoretică pe care o poate dezvolta motorul la deplasarea spre dreapta (S) sau la deplasarea spre stânga ( $S_1$ ), prin alimentare cu ulei sau aer comprimat la presiunea (p), este dată de relația:

$$S = p \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{și} \quad S_1 = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (1)$$

unde: S - forța teoretică [daN]

p - presiunea uleiului sau aerului comprimat [bar], 1 bar =  $10^5$  Pascal =  $10^5$  N/m<sup>2</sup>  $\approx$  1 daN/cm<sup>2</sup>

D - diametrul pistonului [cm]

d - diametrul tijei pistonului [cm]

Aceste relații nu țin cont însă de frecările dintre elementele mobile (piston, tijă) și cele fixe (corp cilindru, capace), frecări care intervin, mai ales, la nivelul garniturilor de etansare. Ținând seama de faptul că etanșarea se bazează pe fenomenul de autoetanșare produs de presiunea fluidului, se poate constata că pe măsura ce crește presiunea de alimentare a motorului, cresc și forțele de frecare, mai ales dintre piston și corpul cilindrului. Forța de frecare depinde și de tipul și mărimea garniturii de etanșare, în sensul că prin creșterea suprafeței de contact, crește și forța de apăsare a garniturii pe suprafața interioară a cilindrului, sub efectul presiunii. Aceasta forță de frecare se poate calcula cu relația:

$$F_f = \mu \cdot \pi \cdot D \cdot h \cdot p \cdot Z \quad (2)$$

unde:

$F_f$  - forța de frecare dintre piston și cilindru [daN] ;

$\mu$  - coeficient de frecare dintre piston (garnituri) și cilindru;

D - diametrul cilindrului [cm];

h - lățimea garniturii de etanșare [cm];

p - presiunea fluidului de alimentare [bar  $\approx$  daN/cm<sup>2</sup>];

z - numărul de garnituri de etanșare.

Aceste forțe de frecare dintre elementele mobile (piston, tijă) și partea fixă (cilindru, capace), consumate cu precădere la nivelul garniturilor de etanșare, conduc la obținerea unei forțe efective mult inferioare celei teoretice. Astfel forța măsurată ( $S_{mas}$ ) se obține ca o diferență dintre forța teoretică și forțele de frecare, adică:

$$S_{mas} = S - F_f \quad (3)$$

Înlocuind în expresia de mai sus valoarea forței de frecare dată de relația [2.2] se poate determina cu aproximație valoarea coeficientului de frecare dintre garniturile de etansare:

$$\mu = \frac{S - S_{mas}}{\pi D h p Z} \quad (4)$$

Pierderea de forță a motorului, cauzată de frecări, poate fi exprimată și prin randament:

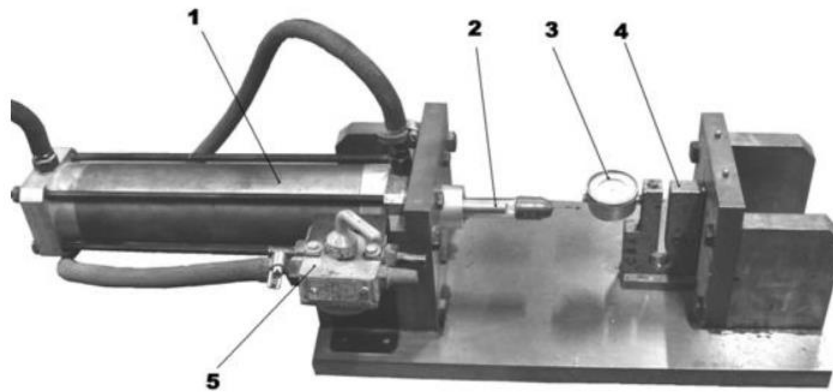
$$H = S_{mas} / S \quad (5)$$

Pentru studiul forțelor dezvoltate de **motorul liniar pneumatic** cu piston se poate utiliza standul din **figura 11**, care se compune din motorul liniar pneumatic cu tiranți 1, a cărui tijă 2 poate acționa liniar pe dinamometrul mecanic 4, care asigură măsurarea forței dezvoltate cu ajutorul comparatorului cu cadran 3.

Presiunea aerului comprimat se va măsura cu manometrul grupului de preparare a aerului ce este instalat pe compresor.

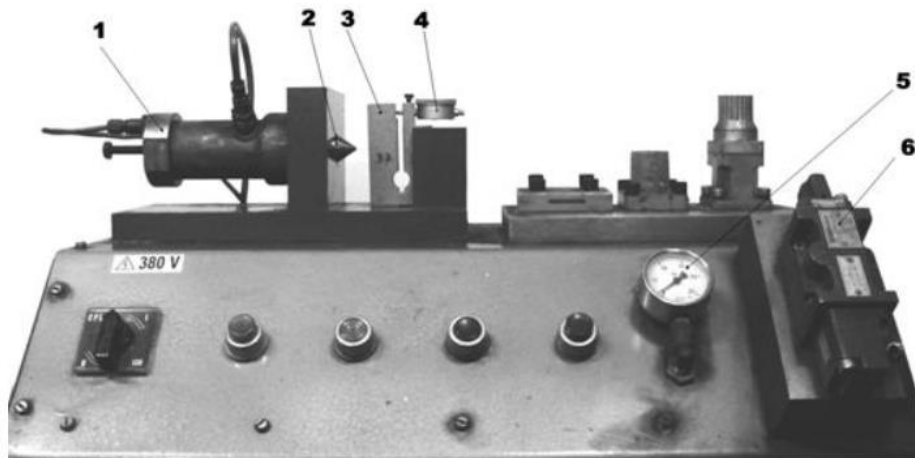
Pentru a demonstra că forța dezvoltată de motorul pneumatic cu piston nu depinde de cursă, sub dinamometru se montează placuțe distanțiere pentru modificarea valorii cursei. Comanda de deplasare a pistonului se face prin acționarea distribuitorului cu sertar plan 5, care trimite aerul sub presiune pe o parte sau pe alta a pistonului motorului pneumatic, determinând astfel mișcarea de avans sau de retragere.





**Fig.11.** Stand probare motor liniar pneumatic

Pentru studiul forțelor dezvoltate de **motorul liniar hidraulic** cu piston se utilizează standul din **figura 12**, care se compune din motorul liniar hidraulic cu capace filetate 1, a cărui tija 2 poate acționa liniar pe dinamometrul mecanic 3, care asigură măsurarea forței dezvoltate cu ajutorul comparatorului cu cadran 4.



**Fig.12.** Stand probare motor liniar hidraulic

Fluidul este trimis sub presiune de la o pompa de debit constant cu roți dințate, valoarea presiunii fiind citită la manometrul 5. Pentru comanda mișcării pistonului motorului liniar hidraulic se utilizează un distribuitor cu sertar cilindric 6, comandat manual prin manetă.

### 2.1. Desfășurarea lucrării

Pentru măsurarea forței dezvoltate de motorul liniar pneumatic se alimentează cu aer sub presiune standul pneumatic și se comandă deplasarea pistonului. Forța de strângere dezvoltată de motor va fi măsurată cu ajutorul dinamometrului mecanic. Se vor introduce sub dinamometru placute de adaos pentru a se putea modifica valoarea cursei pistonului și se va măsura forța dezvoltată.

Pentru măsurarea forței dezvoltate de motorul hidraulic se alimentează cu ulei sub presiune standul hidraulic și se comandă deplasarea pistonului. Forța va fi măsurată cu ajutorul dinamometrului mecanic. Se măsoară forța dezvoltată în diferite poziții ale cursei pistonului, prin introducerea unor placute de adaos sub porțiunea de sprijin a dinamometrului.

### 2.2. Prelucrarea datelor

- se calculează forța teoretică pe direcția de avans a pistonului ( $S$ );
- se calculează forța în sens invers avansului ( $S_1$ );
- se măsoară forța pe direcția avansului ( $S_{mas}$ );
- se calculează pierderile prin frecări ( $S - S_{mas}$ );
- se calculează coeficientul de frecare ( $\mu$ ), cu relația 2.4;

- se calculează randamentul motorului ( $\eta$ ), cu relația 2.5;
- se trasează pentru fiecare motor o diagrama comparativă (cu dreptunghiuri 2D sau 3D) în care să figureze (pe ordonată) forța teoretică ( $S$ ), forța măsurată ( $S_{mas}$ ) și pierderile prin frecări ( $S-S_{mas}$ ).

*Datele calculate și datele măsurate se vor trece în tabelul 1.*

**Tabel 1.** Date calculate și măsurate

Tipul motorului liniar	Presiunea fluidului [bar]	Forța teoretică $S$ [daN]	Forța teoretică $S_1$ [daN]	Forța măsurată $S_{mas}$ [daN]		Pierderile prin frecare $S-S_{mas}$ [daN]	Coeficient de frecare $\mu$ [-]	Randament $\eta$ [%]
				div.	val.			
pneumatic								
hidraulic								

### 3. Încercările cilindrilor hidraulici

Încercările se execută pe baza normei tehnice de produs, care, în cazul cilindrilor de uz general, trebuie să conțină următoarele informații:

**Tabel 2.** Parametrii funcționali ai cilindrilor hidraulici

Nr. crt.	Denumirea parametrilor		Simbol	Unități de măsură	
				SI	tolerate
1.	Presiune nominală		$p_n$	$N/m^2$	bar
2.	Dimensiuni principale	Alezajul nominal al cilindrului (diametrul pistonului sau plunjerului)	$D$	mm	
		Diametrul tijei	$d$	mm	
		Cursa pistonului	$L$	mm	
		Raportul suprafețelor active (pentru cilindrii diferențiali)	$\varphi$	-	
	Dimensiunile principale ale cilindrilor telescopici	Diametrele active ale treptelor de extindere 1...n	$D_1...D_n$	mm	
		Diametrele active ale treptelor de retragere 1...n	$d_1...d_n$	mm	
		Cursele pistoanelor 1...n	$L_1...L_n$	mm	
		Cursa totală a cilindrului	$L$	mm	
3.	Forța nominală	de împingere		N	
		de tracțiune		N	
4.	Viteza pistonului	minimă	$v_{min}$	m/s	
		maximă	$v_{max}$	m/s	
5.	Randamentul total	la împingere	$\eta=f(p)$ $\eta=f(v)$	-	
		la tracțiune	$\eta=f(p)$ $\eta=f(v)$	-	
6.	Lichidul de lucru	Tipul lichidului			
		Viscozitatea cinematică minimă	$v_{min}$	$mm^2/s$	cSt
		Viscozitatea cinematică optimă	$v_{opt}$	$mm^2/s$	cSt
		Viscozitatea cinematică maximă	$v_{max}$	$mm^2/s$	cSt
		Temperatura minimă	$t_{min}$	K	$^{\circ}C$
7.	Temperatura mediului ambiant	minimă	$t_{min}$	K	$^{\circ}C$
		maximă	$t_{max}$	K	$^{\circ}C$
8.	Masa cilindrului (fără lichid de lucru)		$m$	kg	-

- denumirea, destinația, simbolizarea și schema hidraulică;
- valorile parametrilor funcționali din tabelul 2;
- condiții de utilizare în schemele hidraulice;
- date asupra frânării la cap de cursă (tip, mod de reglare etc.);
- condiții de montare (poziție, mod de fixare etc.), de racordare și punere în funcțiune;
- necoaxialitatea admisibilă a forței de acționare față de axa geometrică a cilindrului;

- conținutul de praf, apă și substanțe agresive din mediul ambiant în care cilindrii pot funcționa normal;
- condiții de întreținere;
- tipul caracteristicilor funcționale ce trebuie determinate;
- indicatorii de fiabilitate.

În timpul încercărilor cilindrilor hidraulici se urmăresc valorile parametrilor funcționali (tabel 2), care se compară cu valorile prevăzute în normele tehnice.

În cadrul verificărilor de tip și de lot se efectuează încercările indicate în tabelul 3 (conform STAS 8535 - 83).

**Tabel 3.** Încercările și verificările cilindrilor hidraulici

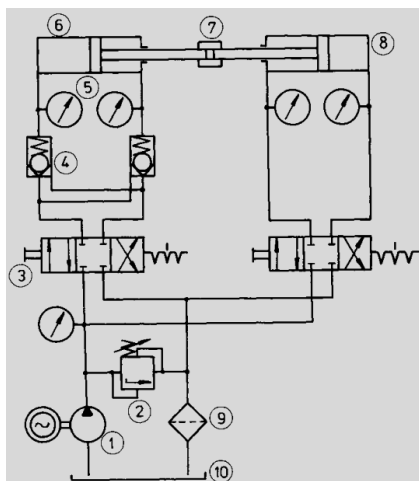
Nr. crt.	Condiția tehnică ce se verifică	Verificări		
		de tip	periodice	de lot
1.	Aspectul	X	X	X
2.	Dimensiunile de gabarit și de legătură	X	X	X <sup>1)</sup>
3.	Funcționarea	X	X	X
4.	Calitatea materialelor și verificarea dimensiunilor principalelor piese și subansamble	X	X	-
5.	Masa cilindrului (fără lichid de lucru)	X	X	-
6.	Presiunea	minimă pentru deplasarea pistonului	X	X
		la demarare	X	X
7.	Forța	de împingere	X	X
		de tracțiune	X	X
8.	Viteza pistonului	minimă	X	-
		maximă	X	-
9.	Etanșeitatea	interioară	X	X
		exterioară	X	X
10.	Frânarea la capăt de cursă	X	X	-
11.	Rezistența la presiune	X	X	X <sup>1)</sup>
12.	Trasarea curbelor caracteristice	X	X	-
13.	Funcționarea la temperaturi limită	X	-	-
14.	Durata de funcționare (anduranța)	X <sup>2)</sup>	-	-
15.	Fiabilitatea	X	-	-

<sup>1)</sup> Verificarea se poate face prin sondaj. Mărimea eșantionului și condițiile de acceptare vor fi stabilite prin documentația tehnică.

<sup>2)</sup> Proba este mare consumatoare de energie. Se recomandă standuri cu recuperare de energie.

**Verificarea aspectului** și construcției se face vizual, urmărindu-se ca cilindrii să conțină toate reperele, să fie montați corect și să nu prezinte defecțiuni ca: zgârieturi, urme de lovituri (în special pe tijă), bavuri sau deformații ale filetelor de legătură. Se elimină cilindrii cu defecte vizibile.

**Dimensiunile de gabarit și de legătură** se verifică pe baza desenului de ansamblu, cu aparate universale de măsură.



**Fig. 13.** Schema hidraulică a unui stand pentru verificarea presiunii de demaraj, a presiunii minime de deplasare uniformă, a etanșeității și rezistenței la presiune, pentru cilindri hidraulici

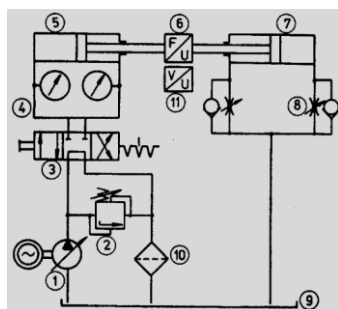
**Funcționarea** se verifică la presiunea și viteza nominală; nu se admit șocuri, zgomote sau scurgeri (în afara unei pelicule fine pe tijă); se utilizează schema din figura 13, cu următoarea componentă 1 – electropompă reglabilă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 – distribuitor hidraulic; 4 - supapă de sens deblocabilă; 5 - manometru; 6 - cilindrul încercat; 7 - cuplaj axial; 8 - cilindru de sarcină; 9 - filtru de retur; 10 – rezervor.

**Calitatea materialelor** se garantează de către producător prin certificate de calitate.

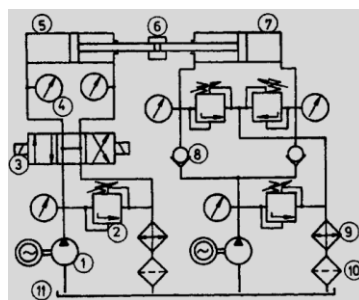
**Abaterea admisibilă a masei** cilindrilor față de valoarea înscrisă în documentația de execuție este de  $\pm 3\%$ .

**Verificarea presiunii de demaraj**,  $p_d$ , și a **presiunii minime care asigură deplasarea uniformă a pistonului**,  $p_{min}$ , se efectuează fără sarcină. Se umplu camerele de lucru cu ulei având la temperatura mediului ambiant viscozitatea cinematică  $\nu = 35 \pm 5$  cSt. Se racordează o sursă de ulei la una din camere și se mărește presiunea pentru a obține demarajul (mișcarea tijei); se mărește în continuare presiunea până ce mișcarea tijei devine uniformă pe toată lungimea cursei.

**Verificarea forței de împingere și a forței de tracțiune** se face la presiunea nominală și la viteza minimă, mijlocie și maximă a pistonului. Cilindrul hidraulic este alimentat de o pompă cu debit reglabil, iar sarcina sa este creată de un alt cilindru hidraulic (fig. 14); camera de joasă presiune (pasivă) a acestuia este racordată la rezervor sau la o sursă de joasă presiune, iar camera de presiune mare (activă) este racordată la rezervor printr-un drosel (fig. 14) sau o supapă de limitare a presiunii (fig. 15), prevăzute cu supape de ocolire.



**Fig. 14.** Schema hidraulică a unui stand pentru determinarea randamentului cilindrilor hidraulici



**Fig. 15.** Schema hidraulică a unui stand pentru încercarea de anduranță a cilindrilor hidraulici

Componenta standului din fig.14. este următoarea: 1 – electropompă reglabilă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 - distribuitor hidraulic; 4 - manometru; 5 - cilindru încercat; 6 - traductor de forță; 7 - cilindru de sarcină; 8 - drosel de traseu cu supapă de ocolire; 9 - rezervor.

Componenta standului din fig.15. este următoarea: 1 - electropompă; 2 - supapă de limitare a presiunii; 3 – distribuitor hidraulic; 4 - manometru; 5 – cilindru încercat; 6 - cuplaj axial; 7 - cilindru de sarcină; 8 - supapă de sens; 9 - filtru de retur; 10 - răcitor; 11 - rezervor.

**Forța dezvoltată** de cilindru se măsoară cu un dinamometru sau cu un traductor tensometric, pe un interval de cursă în care presiunea și viteza au valori stabilizate.

**Verificarea vitezei minime și maxime** a pistonului se face la presiunile  $0,2p_n$ ,  $0,5p_n$  și  $p_n$ ; deplasarea pistonului trebuie să fie uniformă pe toată lungimea cursei.

**Verificarea etanșeității interioare** se face blocând hidraulic tija într-una din pozițiile extreme ale pistonului, sau într-o poziție intermediară, și măsurând scurgerile interne generate de o suprapresiune  $\Delta p = 1,25p_n$ . Se efectuează următoarele operații:

- se execută 10 curse duble cu sarcină nulă;
- se poziționează pistonul la cap de cursă sau într-o poziție intermediară;

- se închide etanș un racord al cilindrului și se lasă liber celălalt racord;
- se alimentează cilindrul standului astfel încât în camera închisă să se realizeze suprapresiunea de probă timp de 15 minute;
- se notează deplasarea tijei din trei în trei minute;
- se repetă proba inversând racordurile cilindrului pentru aceeași poziție a pistonului;
- se repetă toate operațiile de mai sus pentru trei poziții echidistante ale pistonului.

**Verificarea etanșeității exterioare** se face după efectuarea a cinci curse duble la  $p_{\min}$  și  $1,25p_n$ . Nu se admit scurgeri.

**Funcționarea sistemului de frânare la cap de cursă** se verifică la presiunea nominală și la viteza maximă, cu sarcina inerțială. Se înregistrează suprapresiunea din camera de frânare și viteza. Masa frânată nu trebuie să genereze o suprapresiune mai mare de  $1,5p_n$  în camera de frânare.

**Rezistența la presiune** se verifică astfel:

- se poziționează pistonul la jumătatea cursei și se fixează mecanic tija;
- se racordează o cameră la o sursă de presiune și se lasă liberă cealaltă cameră;
- se aplică presiunea de  $1,5p_n$  camerei închise, timp de 30 s;
- se verifică cilindrul din punct de vedere mecanic și funcțional;
- se repetă aceste operații pentru cealaltă cameră.

Nu se admit defecțiuni mecanice sau scurgeri exterioare.

**Din punct de vedere energetic**, cilindrii hidraulici sunt caracterizați prin curba de variație a randamentului în funcție de viteză, la presiune (sarcină) constantă, și curba de variație a randamentului în funcție de presiune (sarcină), la viteză constantă.

**Randamentul total** al unui cilindru hidraulic,  $\eta_{tc}$ , este practic egal cu randamentul său mecanic,  $\eta_{mc}$ , deoarece scurgerile (interne și externe) sunt neglijabile:

$$\eta_{tc} = \eta_{mc} = F / F_t$$

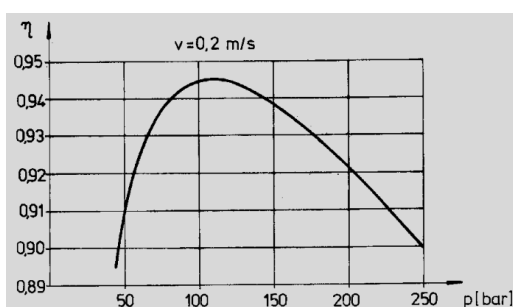
Aici  $F$  este forța reală, iar  $F_t$  - forța teoretică, corespunzătoare diferenței de presiune dintre camere.

În cazul cilindrului cu dublă acțiune, curbele de randament trebuie determinate pentru ambele sensuri de mișcare ale tijei.

**Funcționarea la temperaturi limită** se verifică în camere termostate. În cazul cilindrului destinat unor instalații cu grad înalt de siguranță, este obligatorie efectuarea tuturor probelor funcționale la valorile minime și maxime ale temperaturii și viscozității lichidului.

**Proba de durabilitate** are ca scop verificarea capacității cilindrului de a-și menține timp îndelungat performanțele funcționale; nu se iau în considerație defectele apărute la piesele executate greșit. Verificarea se face la sarcină nominală și la viteza maximă a pistonului, temperatura lichidului fiind menținută constantă la  $45^\circ \pm 50^\circ\text{C}$ . Cilindrul de sarcină (fig.15.) trebuie supraalimentat la  $0,1 \dots 0,2 p_n$ , pentru evitarea uzurii cavitaționale. Se efectuează **100 000 cicluri**, după care se verifică etanșeitățile interioare; nu se admit scurgeri exterioare.

**Rezultatele încercărilor** se consemnează în buletine emise de laboratoare autorizate. În anexa 1 se prezintă ca exemplu un buletin de încercări tip pentru un cilindru hidraulic, iar în fig.16. se indică variația randamentului aceluiași cilindru în funcție de presiune, la viteză constantă.



**Fig. 16.** Variația randamentului unui cilindru hidraulic în funcție de presiune la viteză constantă

**BULETIN DE ÎNCERCĂRI DE TIP****Cilindru tip:** T06233**Seria:** 001; 002**Data încercării:** 28.11.2017**Lichidul de lucru:** ulei hidraulic aditivat H41**Temperatura uleiului:** 50°C

Nr. crt.	Parametri verificați	U.M.	Valori prescrise în documentație	Valori obținute	
				Seria 001	Seria 002
1.	Calitatea materialelor	-	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
2.	Aspectul exterior	-	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
3.	Dimensiunile de gabarit și legătură	mm	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
4.	Dimensiunile principalelor piese	mm	Conform documentației	Corespunde	Corespunde
5.	Masa	kg	20	20	20
6.	Presiunea minimă pentru deplasare	bar	max 5	3	5
7.	Viteza pistonului:				
	- minimă	m/s	0,5	0,5	0,5
	- maximă	m/s	0,3	0,3	0,3
8.	Forța de împingere la $p = 200$ bar	kN	62,3	67,3	66,8
9.	Cursa totală	mm	472	474	474
10.	Verificarea etanșeității exterioare până la $p=200$ bar după cinci curse	-	Nu se admit scurgeri	Corespunde	Corespunde
11.	Durata de funcționare	cicluri	20 000	-	-
12.	Rezistența la presiune	bar	300	300	300
13.	Funcționarea la temperatură limită:				
	- minimă	°C	-15	-	-
	- maximă	°C	+65	+65	+65
14.	Trasarea curbelor caracteristice	-	$\eta=f(p)$ la $v=2m/s$	conf. anexei	conf. anexei

- Încercările s-au efectuat conform Caietului de sarcini pentru cilindri hidraulici cu dublu efect, din anul 1992.
- În baza încercărilor de tip efectuate, cilindrii tip T06233 - 672.00 sunt declarați buni pentru omologare.

Director Tehnic

Șef CTE

Șef Laborator Hidraulică

#### 4. Recuperarea energiei la încercarea de duranță a mașinilor volumice rotative

În timpul duranței mașinilor volumice rotative consumul energetic fi redus prin probarea simultană a două mașini, racordate din punct de vedere hidraulic în circuit închis, una funcționând ca pompă, iar cealaltă ca motor. Energia hidraulică produsă de pompă este reutilizată pentru antrenarea pompei prin intermediul motorului. Astfel, puterea furnizată sistemului trebuie să acopere diferența dintre puterea consumată de pompă și cea furnizată de motor; acest procedeu de economisire a energiei se numește "recircularea puterii hidromecanice" și poate fi concretizat cu mai multe tipuri de scheme, care diferă prin modul de compensare a pierderilor de putere.

##### 4.1. Compensarea mecanică a pierderilor de putere cu o mașină reglabilă

În cazul compensării mecanice sursa de energie este un electromotor. Dacă una din mașinile probate este reglabilă, se utilizează schema din figura 17, caracterizată de cuplarea celor două mașini prin intermediul electromotorului ( $n_p = n_m = n$ ).

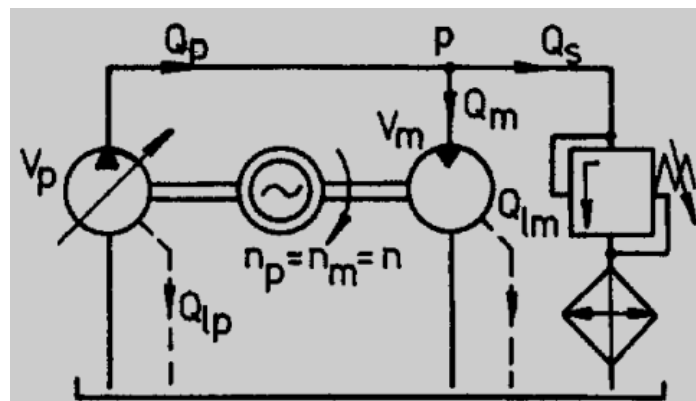


Fig.17. Stand cu compensarea mecanică a pierderilor de putere, o mașină reglabilă și o mașină fixă

Dacă debitul furnizat de pompă,  $Q_p$ , este egal cu cel consumat de motor,  $Q_m$ , presiunea de refulare a pompei,  $p$ , este practic nulă; pe măsură ce capacitatea pompei,  $V_p$ , este mărită față de capacitatea motorului  $V_m$ , presiunea sa de refulare crește, pentru a evacua debitul excedentar prin jocuri și interstiții. Supapa normal-închisă limitează presiunea  $p$  la valoarea nominală, specifică mașinilor probate.

Puterea furnizată de electromotor,  $N_e$ , reprezintă diferența dintre puterea absorbită de pompă,  $N_p$ , și cea furnizată de motor,  $N_m$ :

$$N_e = N_p - N_m \quad (1)$$

$$\text{cu } N_p = \frac{p \cdot Q_{tp}}{\eta_{tp}} = \frac{p \cdot n \cdot V_p}{\eta_{tp}} \quad (2)$$

$$\text{și } N_m = p \cdot Q_{tm} \cdot \eta_{tm} = p \cdot V_m \cdot \eta_{tm} \quad (3)$$

$$\text{Rezultă } N_e = p \cdot n \cdot V_m \left( \frac{V_p}{V_m} \cdot \frac{1}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) = N_{tm} \left( \frac{V_p}{V_m} \cdot \frac{1}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) \quad (4)$$

Această putere este minimă, dacă debitul supapei este nul, deci:

$$Q_p = n \cdot V_p \cdot \eta_{vp} = Q_m = \frac{n \cdot V_m}{\eta_{vm}} \quad (5)$$

$$\text{Rezultă } \left( \frac{V_p}{V_m} \right)_{\min} = \frac{1}{\eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} \quad (6)$$

$$\text{și } \left( \frac{N_e}{N_{tm}} \right)_{\min} = \frac{1}{\eta_{tp} \cdot \eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} - \eta_{tm} \quad (7)$$

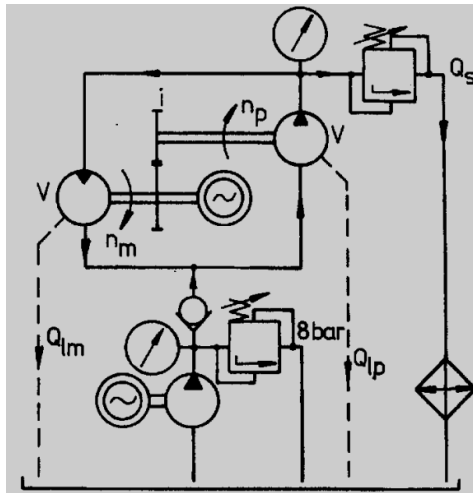
De exemplu, pentru  $\eta_{vp} = \eta_{vm} = 0,95$  și  $\eta_{tp} \cong \eta_{tm} = 0,9$ , este necesar ca  $(V_p/V_m)_{\min} \cong 1,1$  și  $(N_e/N_{tm})_{\min} \cong 0,33$ .

$$\left(\frac{V_p}{V_m}\right)_{\min} = \frac{1}{\eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} = \frac{1}{0,95 \cdot 0,95} = 1,108$$

$$\left(\frac{N_e}{N_{tm}}\right)_{\min} = \frac{1}{\eta_{tp} \cdot \eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} - \eta_{tm} = \frac{1}{0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,95} - 0,9 = 0,331$$

#### 4.2. Compensarea mecanică a pierderilor de putere cu două mașini fixe, cu capacități egale

Dacă mașinile au capacitate constantă și egală,  $V_p = V_m = V$ , electromotorul și motorul hidraulic trebuie să antreneze pompa printr-un multiplicator de turație cu raportul de transmisie  $i = n_p / n_m > 1$  (figura 18).



**Fig.18.** Stand cu compensarea mecanică a pierderilor de putere și două mașini fixe

În acest caz

$$N_p = p \cdot i \cdot n_m \cdot \frac{V}{\eta_{tp}} \quad (8)$$

$$N_m = p \cdot n_m \cdot V \cdot \eta_{tm} \quad (9)$$

$$N_e = N_p - N_m = p \cdot n_m \cdot V \left( \frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) = N_{tm} \left( \frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \right) \quad (10)$$

Deci

$$\frac{N_e}{N_{tm}} = \frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} \quad (11)$$

Debitul evacuat prin supapa de presiune la presiunea de încercare se calculează din ecuația de continuitate:

$$Q_p = i \cdot n_m \cdot V \cdot \eta_{vp} = Q_m + Q_s = n_m \frac{V}{\eta_{vm}} + Q_s \quad (12)$$

deci

$$Q_s = n_m \cdot V \left( i \cdot \eta_{vp} - \frac{1}{\eta_{vm}} \right) \quad (13)$$

sau

$$\frac{Q_s}{Q_{tm}} = i \cdot \eta_{vp} - \frac{1}{\eta_{vm}} \geq 0 \quad (14)$$

Valoarea minimă a raportului de transmisie se determină din condiția ca debitul prin supapă să fie nul ( $Q_s = 0$ ):

$$i_{\min} = \frac{1}{\eta_{vp} \cdot \eta_{vm}} > 1 \quad (15)$$

Puterea minimă furnizată de electromotor este identică cu cea corespunzătoare cazului anterior. Dacă  $i = 1,15$ ,  $\eta_{tp} \cong \eta_{tm} = 0,9$  și  $\eta_{vp} \cong \eta_{vm} = 0,95$ ,  $Q_s / Q_{tm} = 0,04$  și  $N_e / N_{tm} \cong 0,38$ .

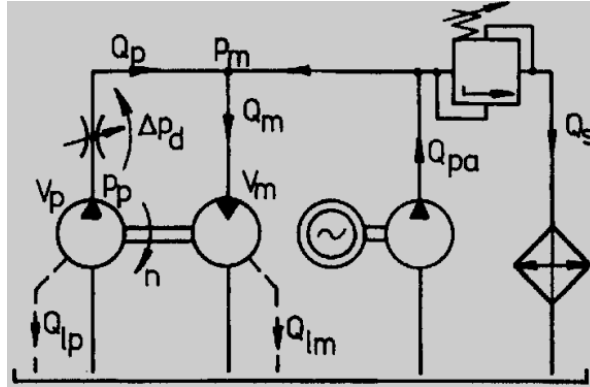
$$\frac{Q_s}{Q_{tm}} = i \cdot \eta_{vp} - \frac{1}{\eta_{vm}} = 1,15 \cdot 0,95 - \frac{1}{0,95} = 1,0925 - 1,0526 = 0,0399$$

$$\frac{N_e}{N_{tm}} = \frac{i}{\eta_{tp}} - \eta_{tm} = \frac{1,15}{0,9} - 0,9 = 0,377$$



### 4.3. Compensarea hidraulică a pierderilor de putere cu o pompă auxiliară

Compensarea hidraulică a pierderilor se realizează cu o pompă auxiliară, conform schemei din figura 19.



**Fig.19.** Stand cu compensarea hidraulică a pierderilor de putere

Dacă debitul supapei este nul, din ecuația de continuitate,

$$Q_m = \frac{n_m \cdot V_m}{\eta_{vm}} = Q_p + Q_{pa} = n_m \cdot V_p \cdot \eta_{vp} + Q_{pa} \quad (16)$$

rezultă turația pompei și motorului:

$$n_m \left( \frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp} \right) = Q_{pa} \quad ; \quad n_m = n_p = \frac{Q_{pa}}{\frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp}} \quad (17)$$

unde  $Q_{pa}$  este debitul pompei auxiliare.

Din sistemul de ecuații

$$N_p = \frac{Q_p \cdot p_p}{\eta_{tp}} = N_m = Q_m \cdot p_m \cdot \eta_{tm} \quad (18)$$

$$p_p = p_m + \Delta p_d \quad (19)$$

se deduce căderea de presiune pe motor, ca funcție de căderea de presiune pe drosel,  $\Delta p_d$ :

$$Q_p (p_m + \Delta p_d) = Q_m \cdot p_m \cdot \eta_{tm} \cdot \eta_{tp} \quad ; \quad p_m = \frac{\Delta p_d}{\frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm} \cdot \eta_{vp}} - 1} \quad (20)$$

Se aleg sau se reglează capacitățile mașinilor probate astfel încât

$$\frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm} \cdot \eta_{vp}} > 1 \quad (21)$$

deci capacitatea motorului trebuie să fie întotdeauna mai mare decât capacitatea pompei:

$$\frac{V_m}{V_p} > \frac{1}{\frac{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm} \cdot \eta_{vp}}} > 1 \quad (22)$$

Dacă numitorul relației (20) este foarte mic, o cădere de presiune mică pe drosel generează presiuni mari de probă.

Puterea consumată de stand este egală cu puterea pompei auxiliare:

$$N_{pa} = N_e = p_m \cdot Q_{pa} \cdot \frac{1}{\eta_{tpa}} = \frac{n_m \cdot \Delta p_d \left( \frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp} \right)}{\eta_{tpa} \left( \frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm} \cdot \eta_{vp}} - 1 \right)} \quad (23)$$

De exemplu, dacă  $V_m \cdot \eta_{tp} \cdot \eta_{tm} / V_p \cdot \eta_{vm} \cdot \eta_{vp} = 1,025$ , rezultă  $p_m = 40 \cdot \Delta p_d$ .

$$p_m = \frac{\Delta p_d}{\frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{\eta_{tp} \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm} \cdot \eta_{vp}} - 1} = \frac{\Delta p_d}{1,025 - 1} = \frac{\Delta p_d}{0,025} = 40 \Delta p_d$$

O cădere de presiune pe drosel de 10 bar conduce la o presiune de probă a motorului  $p_m = 200$  bar, iar  $p_p = 210$  bar.

$$p_p = p_m + \Delta p_d = 200 + 20 = 220 \text{ bar}$$

Admițând  $\eta_{ip} = \eta_{tm} = 0,9$  și neglijând randamentele volumice, rezultă  $V_m / V_p \cong 1,265$ .

Dacă  $V_p = 125 \text{ cm}^3/\text{rot}$ ,  $V_m = 158,1 \text{ cm}^3/\text{rot}$ , la  $n = 1000 \text{ rot}/\text{min}$  și  $\eta_{vp} \cong \eta_{vm} = 0,95$ , pompa auxiliară trebuie să furnizeze debitul  $Q_{pa} = 0,795 \text{ l/s}$ .

$$Q_{pa} = Q_m - Q_p = n \left( \frac{V_m}{\eta_{vm}} - V_p \cdot \eta_{vp} \right) = 1000 \cdot 10^{-3} \left( \frac{158,1}{0,95} - 125 \cdot 0,95 \right) = 47,67 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0,7945 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

Pentru  $\eta_{tpa} \cong 0,9$ , pompa auxiliară consumă puterea  $N_{pa} = 17,65 \text{ kW}$ , în timp ce puterea teoretică a motorului probat este  $N_{tm} = 47,43 \text{ kW}$ , deci  $N_e / N_{tm} = 17,65 / 47,43 = 0,37$ .

$$N_{pa} = N_e = p_m \cdot Q_{pa} \cdot \frac{1}{\eta_{tpa}} = 200 \cdot 10^5 \cdot 0,7945 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,9} = 176,5 \cdot 10^2 \text{ W} = 17,65 \text{ kW}$$

$$N_{tm} = Q_m \cdot p_m \cdot \eta_{tm} = \frac{Q_{pa}}{\frac{V_m - V_p \cdot \eta_{vp}}{\eta_{vm}}} \cdot \frac{V_m \cdot p_m \cdot \eta_{tm}}{\eta_{vm}} = \frac{0,7945 \cdot 10^{-3}}{10^{-6} \left( \frac{158,1}{0,95} - 125 \cdot 0,95 \right)} \cdot \frac{10^{-6} \cdot 158,1 \cdot 200 \cdot 10^5 \cdot 0,9}{0,95} = 47,43 \text{ kW}$$

În concluzie se pot proba la anduranță simultan două mașini volumice rotative, o pompă și un motor, în condiții avantajoase din punct de vedere al consumului de energie electrică, prin trei metode:

- compensarea mecanică a pierderilor de putere, bazată pe cuplarea axelor de antrenare ale celor două mașini volumice, prin intermediul unui electromotor cu două axe, sau un electromotor cu un ax de antrenare și o transmisie cu roți dințate cu raport 1:1. În acest caz turațiile celor două mașini sunt egale ( $n_p = n_m$ ), iar volumul geometric al pompei este mai mare decât cel al motorului hidraulic ( $V_p > V_m$ );
- compensarea mecanică a pierderilor de putere, bazată pe cuplarea axelor de antrenare ale celor două mașini volumice, prin intermediul unei transmisii cu roți dințate cu raport  $i = n_p / n_m > 1$ . În acest caz volumele geometrice ale celor două mașini sunt egale ( $V_p = V_m$ ), iar turația pompei este mai mare decât turația motorului hidraulic  $n_p > n_m$ ;
- compensarea hidraulică a pierderilor de putere cu o pompă auxiliară. În acest caz turațiile celor două mașini sunt egale ( $n_p = n_m$ ), iar volumul geometric al motorului hidraulic este mai mare decât cel al pompei ( $V_m > V_p$ ).

În variantele a) și b) puterea furnizată de electromotor reprezintă diferența dintre puterea absorbită de pompă și cea furnizată de motorul hidraulic, iar în varianta c) puterea furnizată de electromotor este egală cu puterea consumată de pompa auxiliară.

Varianta a) de probare la anduranță a mașinilor volumice rotative se poate extinde și la proba de anduranță a cilindrilor hidraulici, cu standul exemplificat din figura 20.

## 5. Stand cu recuperare de energie pentru anduranța cilindrilor hidraulici

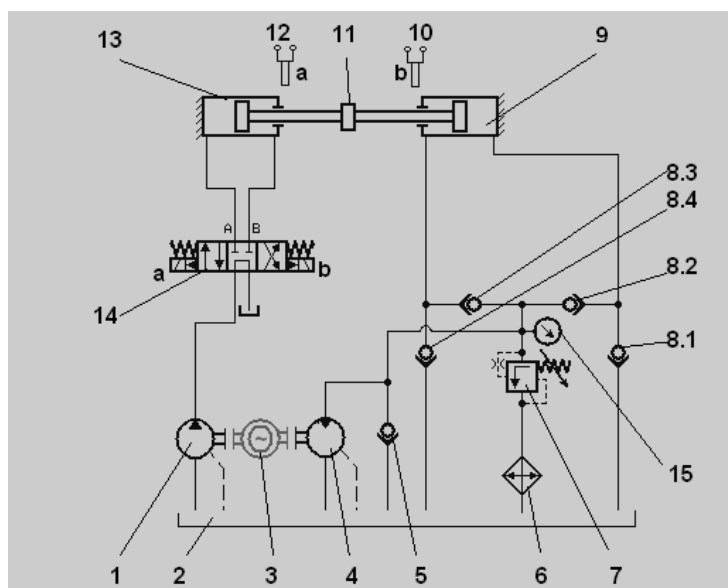


Fig.20. Stand cu recirculare de energie pentru anduranța cilindrilor hidraulici

Ca o extensie a standului cu compensarea mecanică a pierderilor de putere (figura 17), utilizat la anduranța simultană a două mașini volumice rotative (o pompă și un motor), se dezvoltă standul cu recirculare de putere, din figura 20, pentru anduranța, cu economie de energie, a cilindrilor hidraulici.

Standul din fig. 20 prezintă următoarele avantaje: are un singur grup de pompare pentru cilindrul de probare, iar pentru cilindrul de sarcină alimentarea cu ulei hidraulic se realizează pe baza funcționării acestuia în regim de pompă; are un singur distribuitor electrohidraulic pentru comanda deplasării celor doi cilindri; funcționează pe baza "recirculării puterii hidromecanice"; disipările de energie în căldură sunt reduse, datorită deversării la rezervor a unui debit mult mai mic, printr-o singură supapă de presiune normal închisă; necesită răcitor mici de ulei.

Electromotorul **3** al standului are două capete de antrenare, la care sunt cuplate o pompă volumică fixă **1**, care aspiră din rezervor de ulei **2** și un motor hidraulic fix **4**. Cei doi cilindri hidraulici sunt identici, dintre care unul este de probare **13** și altul de sarcină **9**. Ei au tijele fixate în cuplajul **11** și se pot deplasa între două limitatoare de cursă, respectiv spre limitatorul **10**, când distribuitorului hidraulic cu comandă electrică **14** i se anclanșează electromagnetul **a** și spre limitatorul **12**, când se distribuitorului i se anclanșează electromagnetul **b**. Supapa de sens **5** permite alimentarea cu ulei din rezervor a motorului hidraulic în poziția neacționată a distribuitorului hidraulic, iar supapele de sens **8.4** și **8.2** permit în faza de anclanșare a electromagnetului **a** alimentarea cu ulei a camerei tijeii cilindrului de sarcină, respectiv evacuarea uleiului din camera pistonului cilindrului de sarcină. Supapele de sens **8.1** și **8.3** permit în faza de anclanșare a electromagnetului **b** alimentarea cu ulei a camerei pistonului cilindrului de sarcină, respectiv evacuarea uleiului din camera tijeii cilindrului de sarcină. Standul mai este prevăzut cu supapa de reglare a presiunii de probare **7**, manometrul **15**, pe care se poate citi presiunea reglată și răcitorul ulei-apă **6**.

Cu electromotorul **3** pornit și distribuitorul **14** neacționat, pompa fixă este antrenată în gol, cilindrii hidraulici **13** și **9** nu se deplasează, motorul hidraulic **4** este de asemenea antrenat de electromotor și alimentat prin supapa de sens **5**, care se deschide.

Standul funcționează în două regimuri: **regimul manual**, prin care se aerisește / umple circuitele hidraulice cu ulei și se reglează presiunea de probare; **regimul automat**, prin care se realizează proba de anduranță la presiunea reglată.

**În regimul manual** se acționează manual electromagneții **a** și **b**, și se reglează presiunea de probare cu ajutorul supapei **7** și manometrului **15**.

**În regimul automat** acționarea electromagneților **a** și **b** se face din tabloul de automatizare al standului, funcție de semnalele primite de la limitatorii de cursă **10** și **12**, iar funcționarea standului este următoarea:

La anclanșarea electromagnetului **a** sertarul distribuitorului hidraulic se comută pe poziția din stânga, pompa **2** aspiră din rezervor și refulează în camera pistonului cilindrului **13**, care își mărește volumul, iar camera tijeii cilindrului **13** își micșorează volumul, uleiul fiind evacuat prin distribuitor la rezervor. Efectul variației de volum ale celor două camere este deplasarea tijeii cilindrului **13** spre dreapta. Cuplajul **11** antrenează în această deplasare și tija cilindrului **9**. Prin deplasarea acestei tije, camera tijeii cilindrului **9** își mărește volumul și aspiră ulei din rezervor, prin supapa de sens **8.4**, care se deschide, iar camera pistonului cilindrului **9** își micșorează volumul și refulează uleiul prin supapa de sens **8.2**, care se deschide, pe două circuite: o parte mai mare pe circuitul de admisie a motorului hidraulic **4** și o parte mai mică, egală cu diferența dintre debitul pompei și debitul motorului, prin supapa **7**.

La anclanșarea electromagnetului **b** sertarul distribuitorului hidraulic se comută pe poziția din dreapta, pompa **2** aspiră din rezervor și refulează în camera tijeii cilindrului **13**, care își mărește volumul, iar camera pistonului cilindrului **13** își micșorează volumul uleiul fiind evacuat prin distribuitor la rezervor. Efectul variației de volum ale celor două camere este deplasarea tijeii cilindrului **13** spre stânga. Cuplajul **11** antrenează în această deplasare și tija cilindrului **9**. Prin deplasarea acestei tije camera pistonului cilindrului **9** își mărește volumul și aspiră ulei din rezervor, prin supapa de sens **8.1**, care se deschide, iar

camera tijei cilindrului 9 își micșorează volumul și refulează uleiul prin supapa de sens 8.3, care se deschide, pe două circuite: o parte mai mare pe circuitul de admisie a motorului hidraulic 4 și o parte mai mică, egală cu diferența dintre debitul pompei și debitul motorului, prin supapa 7.

Pentru evitarea uzurii cavitaționale a cilindrului de sarcină se recomandă fie supraalimentarea acestuia, fie ca rezervorul de ulei să se monteze deasupra cilindrului hidraulici.

## 6. Determinări experimentale ale energiei recuperate la anduranța mașinilor volumice

### 6.1. Modul experimental demonstrativ

Schema hidraulică de principiu a unui mic stand demonstrativ este prezentată în figura 21 și conține: o pompă volumică fixă, cu capacitatea de  $6 \text{ cm}^3/\text{rot}$  (2) și un motor volumic fix (3), cu capacitatea de  $4 \text{ cm}^3/\text{rot}$ , ambele cuplate la un motor electric (1), de 0,37 kW, cu turație constantă de 1375 rot/min; o supapă de reglare a presiunii (4); un distribuitor hidraulic 4/3, cu comandă electrică (5), un manometru (6) și un rezervor de ulei (7).

Realizarea fizică a modulului experimental demonstrativ, care pentru cuplarea electromotorului la axele pompei și motorului hidraulic utilizează o transmisie cu roți dințate, cu raport de transmisie 1:1, este prezentată în figura 22.

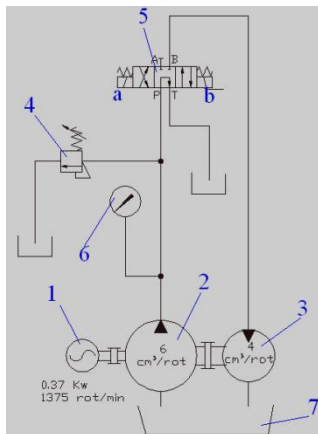


Fig.21. Schema hidraulică modul experimental demonstrativ

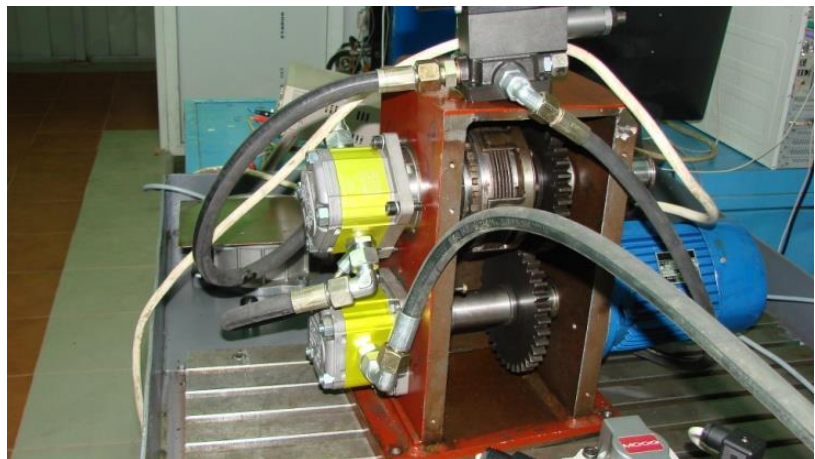


Fig.22. Realizare fizică modul experimental demonstrativ

Pentru testarea sistemului de recuperare a energiei se utilizează numai pozițiile extreme de comutare a sertarului distribuitorului hidraulic 4/3 (fără poziția de centru).

Cand electromagnetul „b” al distribuitorului se acționează, se realizează distribuția „P” la „A” (pe „A” s-a montat un dop) și „B” la „T”, întregul debit al pompei este refulat prin supapă la rezervorul de ulei, motorul hidraulic se alimentează din bazin, antrenat fiind simultan cu pompa de către motorul electric, dar acesta nu generează moment mecanic și nu „ajută” motorul electric de antrenare a celor două mașini volumice.

Cand electromagnetul „a” al distribuitorului se acționează, se realizează distribuția „P” la „B” și „A” la „T”, (pe „A” rămâne montat dopul). Debitul refulat al pompei se împarte în: 5,5 l/min, care intră în motorul hidraulic și 2,75 l/min, care sunt trecuți prin supapa de reglare a presiunii. Motorul hidraulic este alimentat de pompă și antrenat, simultan cu pompa, de electromotor. În această situație motorul hidraulic contribuie la producerea unei părți din momentul mecanic necesar antrenării pompei volumice.

### 6.2. Rezultate experimentale

**Pe standul din figura 22 s-au măsurat:** presiunea pe refularea pompei-  $p$  (bar); intensitatea curentului electric pe o fază, absorbit de motor-  $I$  (A) și turația motorului electric-  $n_{me} = n_p = n$  (rot/min).

**Pentru trasarea caracteristicilor experimentale (fig.23.-fig.26.) s-au calculat:** puterea hidraulică generată de pompă-  $P_h$  (W); puterea absorbită de motorul electric-  $P_a$

(W); puterea utilă generată de motorul electric-  $P_u$  (W) și puterea mecanică generată de motorul hidraulic-  $P_{mh}$  (W).

S-au utilizat următoarele relații de calcul:

$$P_h = \frac{V_p \cdot n_p \cdot p}{\eta_p \cdot 612} \quad (24)$$

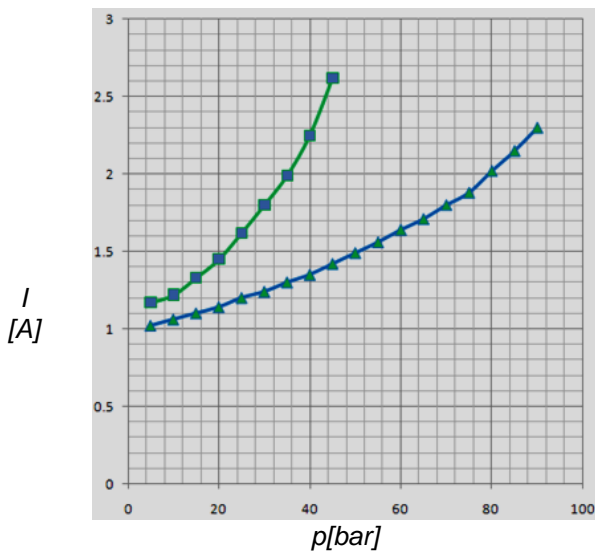
în care:  $P_h$  – puterea hidraulică (W);  $V_p$  - capacitatea pompei ( $cm^3/rot$ );  $n_p$  – turația pompei, care este egală cu turația motorului hidraulic  $n_{mh}$  ( $rot/min$ );  $p$  – presiunea de refulare a pompei (bar);  $\eta_p$  – randamentul total al pompei (-); 612 – factor adimensional (-).

$$P_a = 3U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (25)$$

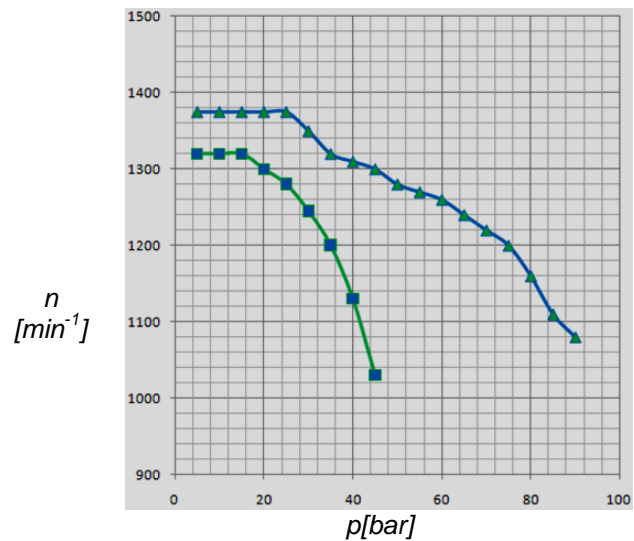
în care:  $P_a$  – puterea absorbită de motorul electric (W);  $U$  – tensiunea de fază (V);  $I$  – intensitatea curentului electric (A);  $\cos \varphi = 0,71$ .

$$P_u = P_a \cdot \eta_{me} \quad (26)$$

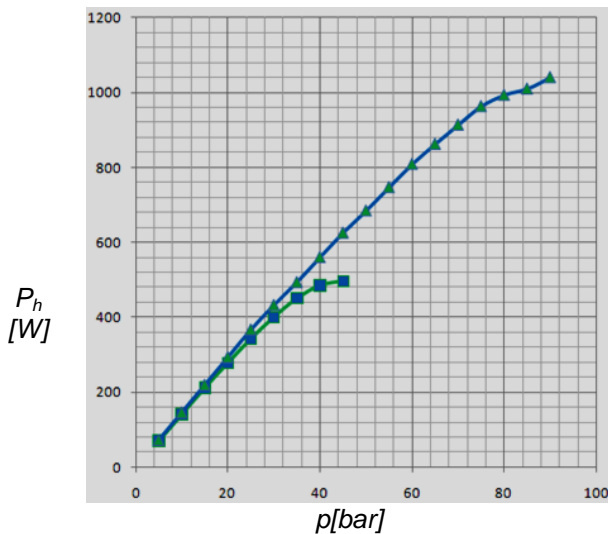
în care:  $P_u$  – puterea utilă generată de motorul electric (W);  $\eta_{me}$  – randamentul motorului electric (-).



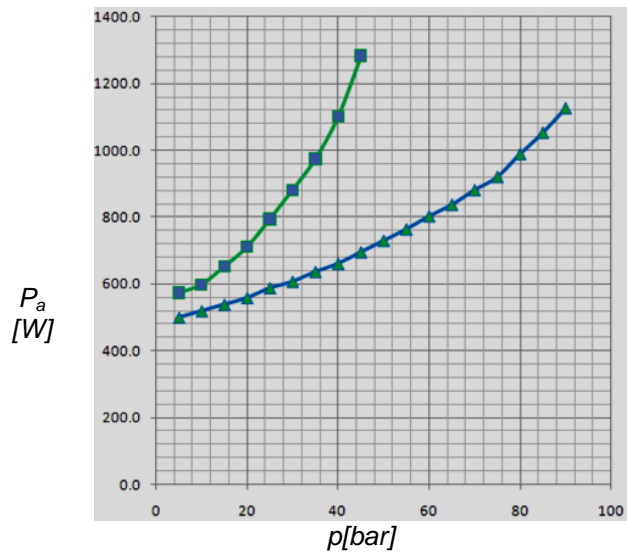
**Fig.23.** Caracteristica  $I=f(p)$   
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B



**Fig.24.** Caracteristica  $n=f(p)$   
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B



**Fig.25.** Caracteristica  $P_h=f(p)$   
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B



**Fig.26.** Caracteristica  $P_a=f(p)$   
 —■— Seria 1: P la A; —▲— Seria 2: P la B

$$P_{mh} = \frac{V_{mh} \cdot n_{mh} \cdot p \cdot \eta_{mh}}{612} \quad (27)$$

în care:  $P_h$  – puterea hidraulică (W);  $V_{mh}$  - capacitatea motorului hidraulic ( $cm^3/rot$ );  $n_{mh}$  –

turația motorului hidraulic  $n_{mh}$  (rot/min);  $p$  – presiunea pe admisia motorului hidraulic (bar);  $\eta_{mh}$  – randamentul total al motorului hidraulic (-); 612 – factor adimensional (-).

În figurile 5...8 sunt reprezentate patru caracteristici determinate experimental, respectiv variația curentului absorbit de motorul electric  $I$  [A] (fig.5), variația turației motorului electric  $n$  [rot/min] (fig.5), variația puterii hidraulice generate de pompă  $P_h$  [W] (fig.7), variația puterii absorbite de motorul electric  $P_a$  [W] (fig.8), toate funcție de presiunea de refulare a pompei  $p$  [bar].

Încercările experimentale, efectuate asupra modului demonstrativ din fig.22., au demonstrat eficiența recuperării de energie, bazată pe compensarea mecanică a pierderilor de putere, respectiv:

- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru același curent absorbit de motorul electric. De exemplu, pentru  $I=2A$ , rezultă  $p=36$  bar, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv  $p=80$  bar, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.23.);
- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru aceeași turație a motorului electric. De exemplu, pentru  $n=1300$  rpm, rezultă  $p=20$  bar, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv  $p=40$  bar, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.24.);
- puterea hidraulică maximă a pompei și presiunea maximă realizată de stand sunt:  $P_h=480$  W ;  $p=48$  bar, pentru motor hidraulic nealimentat, respectiv  $P_h=1040$  W ;  $p=90$  bar, pentru motor hidraulic alimentat (fig.25.);
- alimentarea motorului hidraulic, cuplat la motorul electric, conduce la dublarea presiunii realizate de standul demonstrativ, pentru aceeași putere absorbită de motorul electric. De exemplu, pentru  $P_a=800$  W, rezultă  $p=25$  bar, pentru motor hidraulic nealimentat de pompă, respectiv  $p=60$  bar, pentru motor hidraulic alimentat de pompă (fig.26.).

## 7. Simulări numerice privind recuperarea energiei la anduranța mașinilor volumice

### 7.1. Modelul de simulare în AMESim

Pentru studiul dinamicii modului experimental demonstrativ al recuperării de energie s-a utilizat modelul de simulare în AMESim, din figura 9.

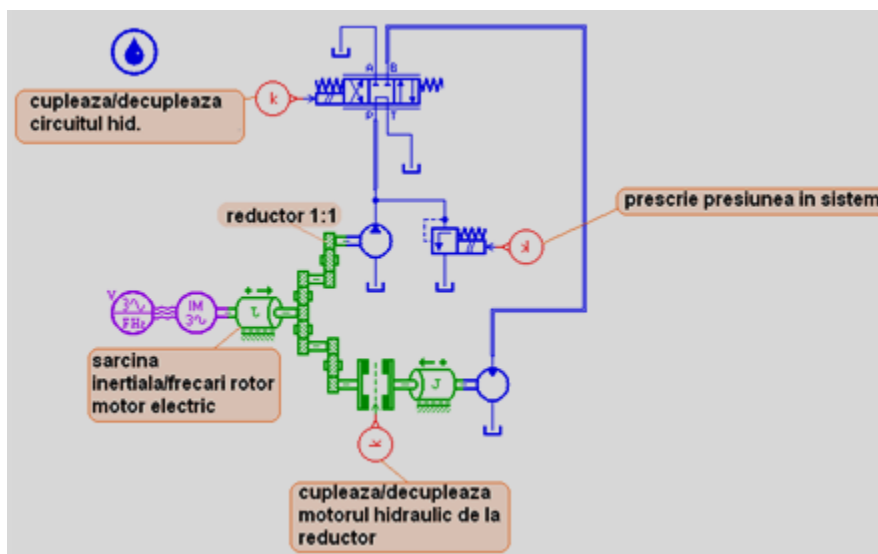


Fig.27. Modelul de simulare în AMESim

Modelul AMESim conține un motor electric inductiv, la care s-a introdus o sarcină pentru simularea momentului inerțial al rotorului și frecărilor din mașina electrică. Pentru

simularea funcționării sistemului, în variantele cu și fără recuperare de energie, s-a introdus un cuplaj cu fricțiune, care poate fi deschis sau închis, în funcție de valoarea semnalului de excitație (0, respectiv 1).

Pentru motorul hidraulic există, de asemenea, posibilitatea modificării valorii sarcinii, prin modificarea parametrilor masei inerțiale atașată arborelui acestuia.

Cuplarea și decuplarea circuitului hidraulic al motorului volumic rotativ se realizează prin intermediul distribuitorului hidraulic, iar presiunea în sistem se prescrie din supapă.

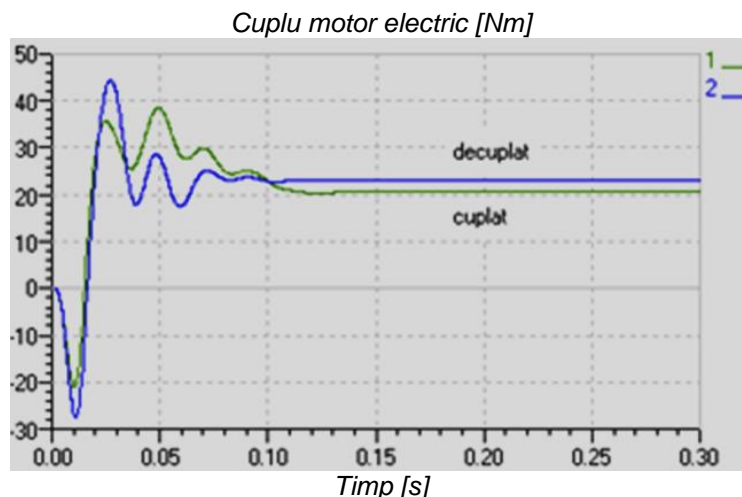
Cele două regimuri de funcționare a sistemului sunt cu motorul hidraulic cuplat (cu recuperare de energie) și cu motorul hidraulic decuplat (fără recuperare de energie).

În modul de lucru "cuplat" se dă semnal "1" la cuplaj și se setează supapa normal închisă pentru valoarea de 30 bar.

În modul de lucru "decuplat" se setează semnalul de excitație al cuplajului la valoarea "0", pentru întreruperea legăturii mecanice dintre motorul electric și motorul hidraulic. Se crește apoi presiunea în sistem astfel încât să se obțină la arborele motorului hidraulic aceeași viteză de rotație ca în cazul motorului hidraulic "cuplat". Astfel se pot compara cuplurile la arborele motorului electric, în cele două regimuri de funcționare, în aceleași condiții de încărcare a mașinilor volumice consumatoare.

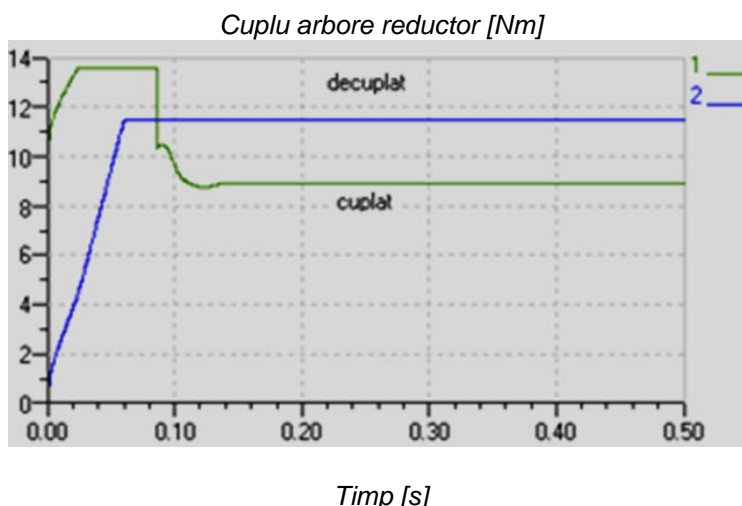
## 7.2. Rezultatele simulărilor numerice

În graficul din figura 28 se observă că momentul motorului electric scade după ce ce turația motorului hidraulic devine egală cu turația motorului electric (întârziere 0,1 s).



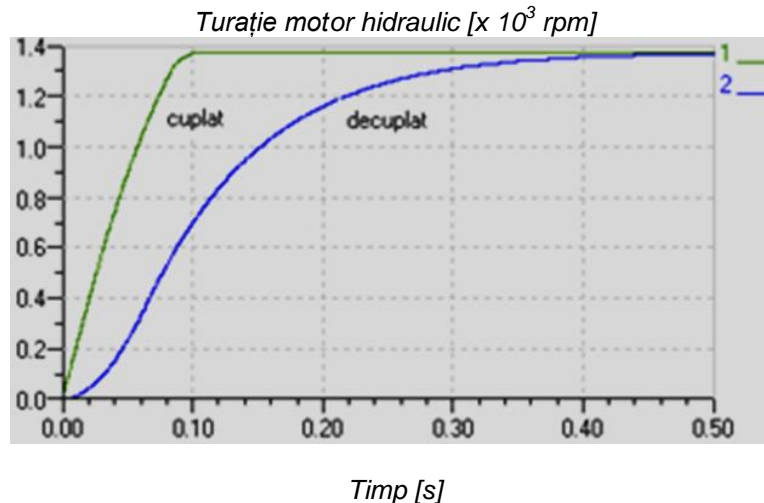
**Fig.28.** Variația în timp a cuplului motorului electric, decuplat (1) /cuplat (2) la motorul hidraulic

În graficul din figura 29 se observă ca momentul la arborele atașat reductorului scade după ce turația motorului hidraulic devine egală cu turația motorului electric (întârziere 0,1 s).



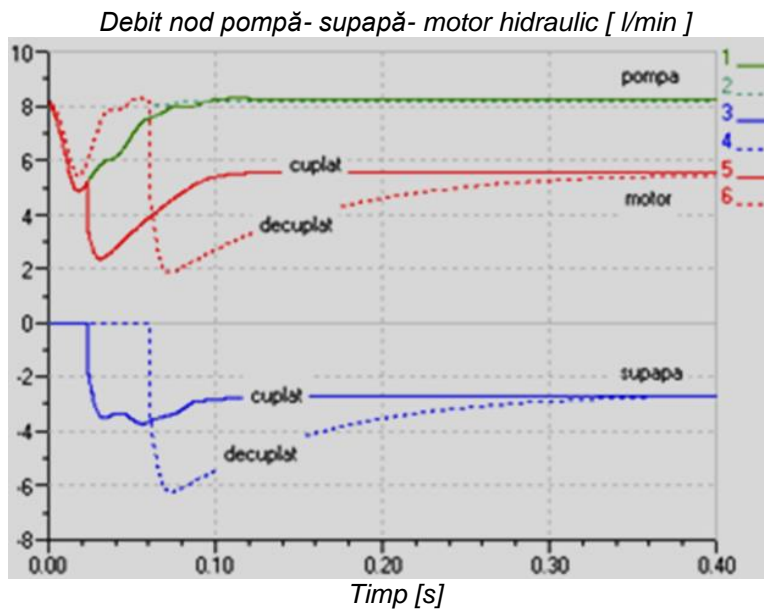
**Fig.29.** Variația în timp a cuplului la arborele reductorului; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH

În graficul din figura 30 se identifică timpul după care turația motorului hidraulic devine egală cu turația motorului electric (0,1 s, "cuplat", respectiv 0,4 s, "decuplat" la motorul electric).



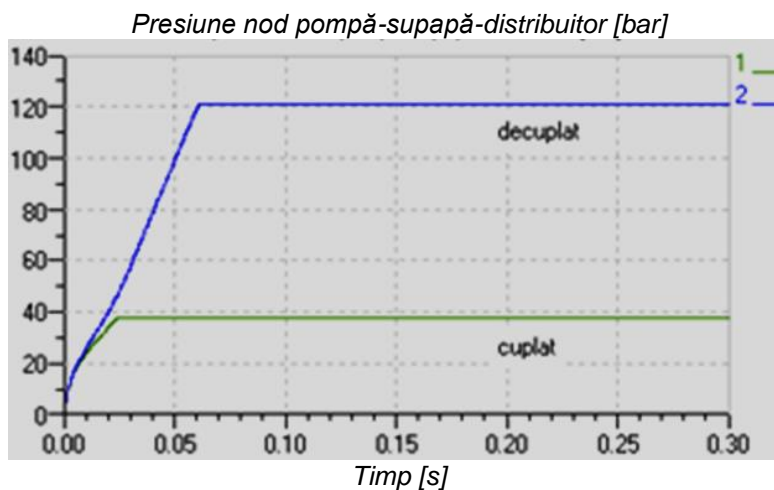
**Fig.30.** Variația în timp a turației motorului hidraulic; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH

În figura 31 se observă variația debitului prin pompă, motorul hidraulic și supapa normal închisă.



**Fig.31.** Variația debitului în nodul pompă (1,2)-supapă (3,4)-motor hidraulic (5,6)

În figura 32 se observă variația presiunii în nodul pompă-supapă-distribuitor.



**Fig.32.** Variația presiunii în nodul pompă-supapă –distribuitor; ME decuplat (1) /cuplat (2) la MH



Simulările numerice, efectuate pe modelul AMESim din fig.27., au demonstrat performanțele dinamice ale sistemului de recuperare a energiei prin compensarea mecanică a pierderilor de putere, respectiv:

- cuplarea motorului hidraulic la axul reductorului (cu raport de transmisie 1:1) conduce la scăderea momentului dezvoltat de motorul electric, după o întârziere de 0,1 s (fig.28.);
- cuplarea motorului hidraulic la axul reductorului conduce la scăderea momentului dezvoltat de motorul electric, după momentul egalării turațiilor celor două motoare, cu o întârziere de 0,1s (fig.29.);
- timpul în care turația motorului hidraulic egalează turația motorului electric este de 0,1 s, când motorul hidraulic este cuplat la motorul electric, respectiv 0,4 s, când motorul hidraulic este decuplat de motorul electric (fig.30.);
- după 0,3 s de la cuplarea motorului hidraulic la motorul electric debitul pompei este egal cu suma dintre debitul prin motorul hidraulic și debitul prin supapa de reglare a presiunii (fig.31.);
- turația atinsă de motorul hidraulic, la presiunea de 40 bar, când acesta este cuplat mecanic la motorul electric este egală cu turația motorului hidraulic, la presiunea de 120 bar, când acesta este decuplat mecanic de la motorul electric (fig.32.).

**Toate concluziile enumerate, în urma testării modulului experimental (cap.6) și simulărilor numerice (cap.7), care demonstrează avantajele recuperării de energie prin compensarea mecanică a pierderilor de putere, își găsesc aplicabilitate pe standurile de duranță a mașinilor volumice rotative și liniare (pompe, motoare hidraulice, cilindri hidraulici).**

## 8. Stand universal pentru duranța mașinilor volumice liniare și rotative

Încercările de duranță ale mașinilor volumice (pompe, motoare liniare și motoare rotative), utilizate în sistemele de acționări hidraulice sunt încercări prin care **se determină durata de funcționare și se realizează la puterea nominală** (debit nominal și presiune nominală), deci implică un consum mare de energie.

Sunt cunoscute standuri de duranță a cilindrilor hidraulici **dezavantajoase din punctul de vedere al consumului de energie** pentru că:

- prezintă două pompe, antrenate fiecare de câte un motor electric, deci conțin un grup de pompare pentru cilindrul probat și un grup de pompare pentru cilindrul de sarcină;
- prezintă două distribuitoare electrohidraulice de comandă a celor doi cilindri;
- întreg debitul aspirat de fiecare din cele două pompe, mai puțin debitul de pierderi interne, este descărcat la rezervor prin câte o supapă de presiune normal închisă, ceea ce implică mari disipări de energie hidraulică în căldură;
- necesită utilizarea unor sisteme de răcire a uleiului hidraulic, de tipul schimbătoarelor de căldură ulei-apă, cu consum energetic ridicat;
- nu au caracter universal, din cauză că nu permit și testarea la duranță a mașinilor volumice rotative (pompe și motoare hidraulice rotative), cu același grup de pompare și recuperare de energie.

Brevetul de invenție **RO 127042 B1**, cu titlul "Stand cu recirculare de putere pentru duranța cilindrilor hidraulici", care a stat la baza realizării acestui proiect, prezintă următoarele **avantaje**:

- are un singur grup de pompare pentru cilindrul de probare, iar pentru cilindrul de sarcină alimentarea cu ulei hidraulic se realizează pe baza funcționării acestuia în regim de pompă;
- are un singur distribuitor electrohidraulic pentru comanda deplasării celor doi cilindri, de testare și de sarcină (rezistent);
- funcționează pe baza "recirculării puterii hidromecanice";
- disipările de energie în căldură sunt reduse, datorită deversării la rezervor a unui debit mult mai mic, printr-o singură supapă de presiune normal închisă;
- necesită răcitoare de ulei cu suprafețe mici de transfer de căldură.

Brevetul **RO 127042 B1**, care are aceiași autori ca și prezentul proiect, prezintă însă **dezavantajul lipsei caracterului universal**.

În consecință autorii acestui brevet, care au participat la și realizarea prezentului proiect, au depus o nouă cerere de brevet, pentru un alt stand de anduranță, realizat conform fig.33., fig.34., și fig.35, care prezintă următoarele **avantaje**:

- toate avantajele standului prezentat în brevetul de invenție **RO 127042 B1**;
- permite racordarea la modulul de testare la anduranță a cilindrilor hidraulici, fig.33, modulul de testare la anduranță a pompelor volumice, fig.34, sau modulul de testare a motoarelor volumice rotative, fig.35;
- permite realizarea probei de anduranță a cilindrilor / pompelor / motoarelor volumice rotative, **utilizând același grup de pompare și recuperare de energie**, format dintr-un motor electric cu turație constantă, echipat cu convertizor de frecvență, o pompă volumică și un motor volumic rotativ, cu capacitatea pompei mai mare cu cel puțin 10% față de capacitatea motorului ( $V_p \geq 1,1 V_m$ ).

### 8.1. Exemplu de realizare a standului universal pentru anduranța mașinilor volumice

Se dă în continuare un exemplu de realizare a standului, în legătură cu fig.33., fig.34. și fig.35., care reprezintă:

- **fig.33.:** schema de principiu **modulul I**- stand pentru anduranța cilindrilor hidraulici;
- **fig.34.:** schemă de principiu **modulul II**- stand pentru anduranța pompelor volumice;
- **fig.35.:** schemă de principiu **modulul III**- stand pentru anduranța motoarelor volumice rotative.

**Modulul I**, pentru anduranța cilindrilor hidraulici, **fig.33.**, se compune din: **grupul de pompare și recuperare de energie**, format dintr-un electromotor de turație constantă **2**, echipat cu convertizor de frecvență **3**, electromotorul având două capete de antrenare, la care sunt cuplate o pompă volumică fixă **1**, care aspiră dintr-un rezervor de ulei **15**, un motor hidraulic fix **4** și o supapa de siguranță a pompei **5**; **doi cilindri hidraulici identici**, dintre care unul de probare **9.1** și altul de sarcină **9.2**, care au tijele fixate în cuplajul **10**, prevăzut cu traductor de forță (conectat la sistemul de achiziție a datelor- nefigurat în desen) și se pot deplasa dreapta-stânga, între două limitatoare de cursă (nefigurate în desen), în funcție de comanda electrică aplicată unuia dintre electromagneții **a** sau **b** ai distribuitorului hidraulic 4/3 (4 racorduri și 3 poziții de lucru), cu comandă electrohidraulică **8**; o supapă de sens **12.5**, care permite alimentarea cu ulei din rezervor a motorului hidraulic în poziția neacționată a distribuitorului hidraulic (poziția de centru închis); supapele de sens **12.3** și **12.2**, care permit, în faza de anclanșare a electromagnetului **a** alimentarea cu ulei a camerei tijei cilindrului de sarcină, respectiv evacuarea uleiului din camera pistonului cilindrului de sarcină; supapele de sens **12.4** și **12.1**, care permit, în faza de anclanșare a electromagnetului **b** alimentarea cu ulei a camerei pistonului cilindrului de sarcină, respectiv evacuarea uleiului din camera tijei cilindrului de sarcină; supapa de reglare a presiunii de probare **13**; manometrele **6.1**, care măsoară presiunea pompei și **6.2**, pe care se poate citi presiunea de probare reglată; traductoarele de presiune (racordate la un sistem de achiziție a datelor, nefigurat în desen) **7.1** și **7.2**, montate pe racordurile cilindrului de probare, respectiv **7.3**, montat pe refularea pompei; traductorul de debit **11.1**(racordat la același sistem de achiziție a datelor, nefigurat în desen), care măsoară debitul de probare al cilindrului testat; răcitorul ulei-apă **14**; semicuplele rapide **A** și **B**, necesare **racordării modulului 1 la modulele II sau III**.

Cu electromotorul **3** pornit și distribuitorul **14** neacționat, pompa fixă **2** este antrenată în gol, cilindrii hidraulici **9.1** și **9.2** nu se deplasează, motorul hidraulic **4** este deasemenea antrenat de electromotor și alimentat prin supapa de sens **12.5**, care se deschide.

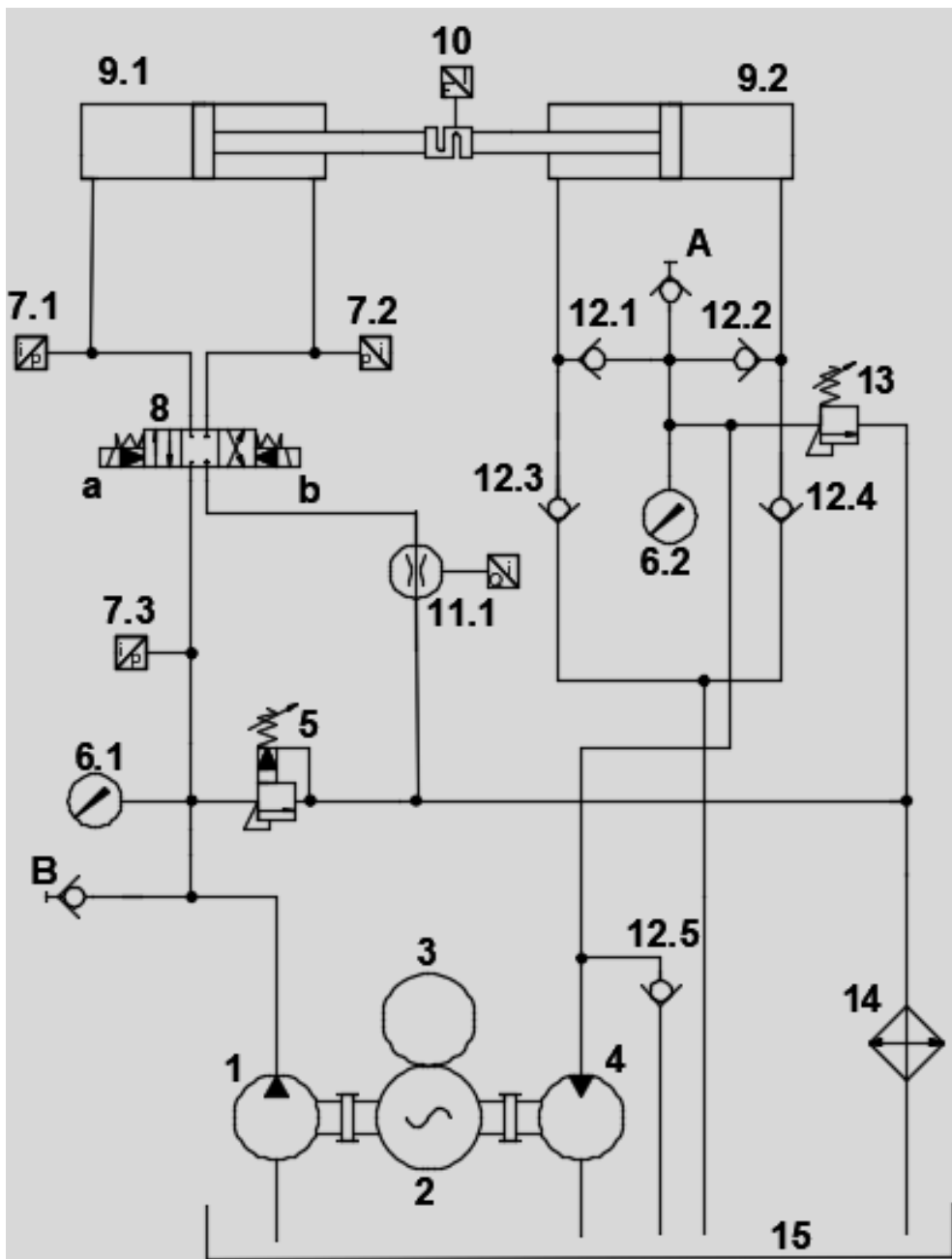


Fig.33. Schemă hidraulică **modul I** stand universal de anduranță

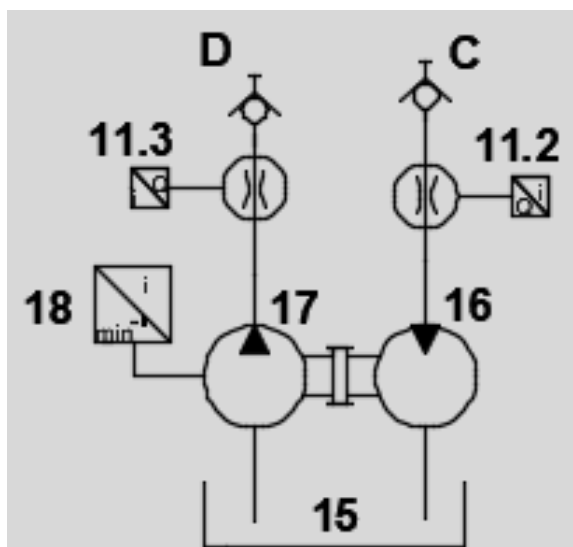


Fig.34. Schemă hidraulică **modul II** stand universal de anduranță

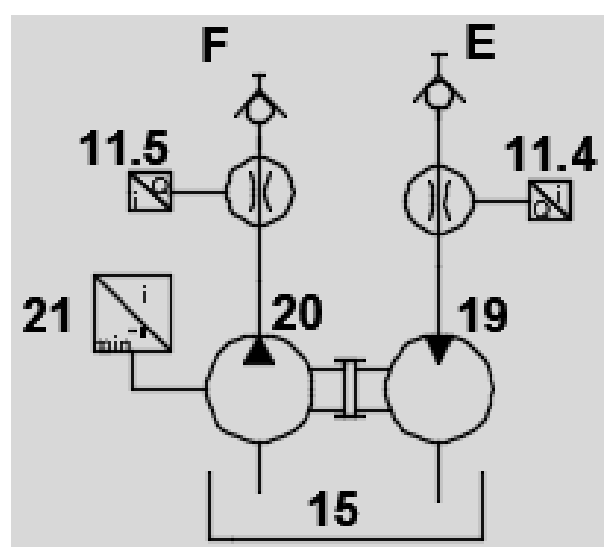


Fig.35. Schemă hidraulică **modul III** stand universal de anduranță

**Modulul II**, pentru anduranța pompelor volumice, **fig.34.**, se compune din: **grupul motor volumic rotativ-pompă volumică**, cu arborii celor două mașini volumice rotative cuplați (cuplajul nepoziționat în desen), format din motorul volumic rotativ **16**, pe post de mașină volumică de sarcină (rezistentă) și pompa volumică **17**, pe post de mașină volumică rotativă de probare; **sistemul de traductoare**, racordat la un sistem de achiziție de date (nefigurat în desen) format din traductorul de turație **18**, care măsoară turația grupului de mașini volumice rotative, traductorul de debit **11.2**, care măsoară debitul de ulei pe admisia motorului și traductorul de debit **11.3**, care măsoară debitul pe refularea pompei; **sistemul de semicuple rapide**, care asigură cuplarea hidraulică a acestui modul la **modulul I**, format din semicupla rapidă **C**, de pe admisia motorului volumic, care se montează în semicupla rapidă **B**, de pe **modulul I** și semicupla rapidă **D**, de pe refularea pompei, care se montează în semicupla rapidă **A**, de pe **modulul I**.

**Modulul III**, pentru anduranța motoarelor volumice rotative, **fig.35.**, se compune din: **grupul motor volumic rotativ-pompă volumică**, cu arborii celor două mașini volumice rotative cuplați (cuplajul nepoziționat în desen), format din motorul volumic rotativ **19**, pe post de mașină volumică de probare și pompa volumică **20**, pe post de mașină volumică de sarcină (rezistentă); **sistemul de traductoare**, racordat la un sistem de achiziție de date (nefigurat în desen) format din traductorul de turație **21**, care măsoară turația grupului de mașini volumice rotative, traductorul de debit **11.4**, care măsoară debitul de ulei pe admisia motorului și traductorul de debit **11.5**, care măsoară debitul pe refularea pompei; **sistemul de semicuple rapide**, care asigură cuplarea hidraulică a acestui modul la **modulul I**, format din semicupla rapidă **E**, de pe admisia motorului volumic, care se montează în cupla rapidă **B**, de pe **modulul I** și semicupla rapidă **F**, de pe refularea pompei, care se montează în semicupla rapidă **A**, de pe **modulul I**.

## **8.2. Funcționarea standului universal de anduranță**

### **8.2.1. Funcționarea modulul I- proba de anduranță a cilindrilor hidraulici**

Condiția de recuperare unei părți din energia disipată în căldură, în timpul funcționării **modulului I** al standului, stabilită între capacitățile celor două mașini volumice ale grupului de pompare-recuperare, respectiv capacitatea pompei ( $V_p$ ) și capacitatea motorului ( $V_m$ ) este  $V_p \geq 1,1 V_m$

Standul poate funcționa în două regimuri: **regimul manual**, în care se aerisesc / umplu cu ulei circuitele hidraulice și se reglează parametrii hidraulici de probare; **regimul automat**, în care se realizează proba de anduranță, la parametrii hidraulici reglați (presiune și debit), perechea de cilindri hidraulici deplasându-se între doi limitatori de cursă și se înregistrează evoluția în timp a parametrilor reglați, printr-un sistem de achiziție a datelor, racordat la sistemul de senzori (presiune, debit, forță).

Pornirea pompei **1** se face cu supapa de siguranță **5** slăbită la maximum și distribuitorul hidraulic **8** neacționat (este activ câmpul central de legături între racordurile hidraulice). Pompa **1** aspiră din rezervorul de ulei **15** și refulează prin supapa de siguranță **5** și răcitorul ulei-apă **14** în același rezervor. În această fază electromotorul **2** antrenează atât pompa **1**, cât și motorul volumic rotativ **4**, care funcționează în regim de pompă, aspirând din rezervorul **15**, prin supapa de sens **12.5**, în sensul permis de curgere și refulând în același rezervor de ulei.

Pentru aerisirea și umplerea cu ulei a circuitelor hidraulice se slăbește la maximum supapa de reglare a presiunii de probare **13**, se comandă electric distribuitorul hidraulic **8**, prin alimentarea alternativă a electromagneților **a** și **b**, respectiv activarea alternativă a câmpurilor de legături hidraulice din partea stângă sau dreaptă a schemei distribuitorului, se strânge puțin supapa de siguranță, toate aceste operațiuni având ca efect deplasarea perechii de cilindri hidraulici spre dreapta, respectiv spre stânga. După ce se constată o deplasare uniformă a cilindrilor, tot în timpul deplasării acestora, se reglează valoarea debitului de probare, prin reglarea frecvenței curentului de alimentare a electromotorului **2**, respectiv a turației acestuia, cu ajutorul convertizorului de frecvență **3**.

După reglarea debitului de probare, se sistează comanda electrică alternativă a celor doi electromagneți ai distribuitorului hidraulic **8**, sertarul acestuia revenind pe poziția centrală a schemei sale hidraulice, în care cele patru racorduri nu comunică între ele. În această poziție, se reglează valoarea presiunii de deschidere a supapei de siguranță **5**, prin strângerea acesteia până când, pe manometrul **6.1**, se citește o valoare cu 15...20 bar mai mare decât valoarea presiunii de probare.

După reglarea presiunii de probare, se comandă electric, alternativ, distribuitorul hidraulic **8**, iar în timpul deplasării cilindrilor hidraulici **9.1** și **9.2**, se reglează presiunea de probare la anduranță, prin strângerea supapei de reglare **13**, valoarea presiunii reglate citindu-se pe manometrul **6.2**.

Proba de anduranță a cilindrului **9.1** se realizează la valorile reglate ale debitului și presiunii, în regim automat de funcționare a standului. Cei doi cilindri se deplasează automat, spre dreapta și spre stânga, între doi limitatori de cursă (nefigurați în desen), cu contacte electrice, care dau comanda automată distribuitorului hidraulic **8**, prin alimentarea alternativă a electromagnetului **a**, respectiv **b**, schimbând sensul de deplasare al cilindrilor, funcție de apropierea față de unul sau altul din cei doi limitatori.

### **Faza de deplasare spre dreapta a cilindrilor hidraulici din fig.33.**

Când o camă (nefigurată în desen), fixată pe cuplajul **10**, închide contactul limitatorului din stânga, se alimentează electromagnetul **a** și se sistează alimentarea electromagnetului **b**. Distribuitorul hidraulic **8** comută pe câmpul de legături cu săgeți paralele, din schema sa hidraulică, iar cei doi cilindri se deplasează spre **dreapta**.

La deplasarea spre dreapta a cilindrilor, camera pistonului cilindrului de probare **9.1** își mărește volumul și primește ulei, livrat de pompa **1**, care aspiră din rezervorul **15**, pe circuitul aspirație-refulare pompa **1**-săgeată în sus distribuitor **8**- cameră piston cilindru **9.1**. Camera tijei cilindrului de probare **9.1** își micșorează volumul și evacuează uleiul către rezervor pe circuitul cameră tijă-săgeată în jos distribuitor hidraulic **8**- traductor de debit **11.1**-răcitor **14**-rezervor **15**.

La deplasarea spre dreapta a cilindrilor, camera tijei cilindrului de sarcină **9.2**, care funcționează în regim de pompă, se mărește în volum și se alimentează cu ulei, pe circuitul rezervor **15**- supapa de sens **12.3**- cameră tijă. Camera pistonului cilindrului de sarcină **9.2** se micșorează în volum și se golește de ulei, pe circuitul cameră piston-supapă de sens **12.2**, după care circuitul se împarte în două ramuri: cea mai mare parte a debitului, care asigură recircularea de putere, alimentează motorul volumic rotativ **4**, pe circuitul admisie-evacuare motor **4**-rezervor **15**, iar o parte mai mică se îndreaptă către același rezervor, pe circuitul supapă de reglare presiune **13**-răcitor apă-ulei **14**-rezervor **15**. Presiunea pe acest circuit se citește pe manometrul **6.2**.

### **Faza de deplasare spre stânga a cilindrilor hidraulici din fig.33.**

Când aceeași camă (nefigurată în desen), fixată pe cuplajul **10**, închide contactul limitatorului din dreapta, se alimentează electromagnetul **b** și se sistează alimentarea electromagnetului **a**. Distribuitorul hidraulic **8** comută pe câmpul de legături cu săgeți în cruce, din schema sa hidraulică, iar cei doi cilindri se deplasează spre **stânga**.

La deplasarea spre stânga a cilindrilor, camera tijei cilindrului de probare **9.1** își mărește volumul și primește ulei, livrat de pompa **1**, care aspiră din rezervorul **15**, pe circuitul aspirație-refulare pompa **1**-săgeată în sus înclinată spre dreapta distribuitor **8**- cameră tijă cilindru **9.1**. Camera pistonului cilindrului de probare **9.1** își micșorează volumul și evacuează uleiul către rezervor, pe circuitul cameră piston-săgeată în jos înclinată spre dreapta distribuitor hidraulic **8**- traductor de debit **11.1**-răcitor **14**-rezervor **15**.

La deplasarea spre stânga a cilindrilor, camera pistonului cilindrului de sarcină **9.2**, care funcționează în regim de pompă, se mărește în volum și se alimentează cu ulei pe circuitul rezervor **15**- supapa de sens **12.4**- cameră tijă. Camera tijei cilindrului de sarcină **9.2** se micșorează în volum și se golește de ulei, pe circuitul cameră tijă-supapă de sens **12.1**, după care circuitul se împarte în două ramuri: cea mai mare parte a debitului, care asigură recircularea de putere, alimentează motorul volumic rotativ **4**, pe circuitul admisie-evacuare motor **4**- rezervor **15**, iar o parte mai mică se îndreaptă către același rezervor pe

circuitul supapă de reglare presiune **13**-răcitor apă-ulei **14**-rezervor **15**. Presiunea pe acest circuit se citește pe manometrul **6.2**.

### 8.2.2. Funcționarea modulul II- proba de anduranță a pompelor volumice

Condiția de recuperare unei părți din energia disipată în căldură, în timpul funcționării **modulului II** al standului, stabilită între capacitățile celor două mașini volumice ale grupului motor **16**-pompa **17**, respectiv capacitatea pompei ( $V_p$ ) și capacitatea motorului ( $V_m$ ) este următoarea:  $V_p \geq 1,1 V_m$

**Grupul motor volumic rotativ-pompă volumică** conține motorul **16**, pe post de mașină volumică rotativă rezistentă (de sarcină) și pompa **17**, pe post de mașină volumică de probare. Acest modul se cuplează la **modulul I** prin două cuple rapide, **B-C** și **A-D**.

Condiția de recuperare unei părți din energia disipată în căldură, în timpul funcționării standului, stabilită între capacitățile celor două mașini volumice, respectiv capacitatea pompei **17** ( $V_p$ ) și capacitatea motorului **16** ( $V_m$ ) este  $V_p \geq 1,1 V_m$

Proba de anduranță a pompei **17**, cu arborele cuplat la arborele motorului hidraulic rezistent **16**, se desfășoară cu distribuitorul hidraulic **8** neacționat (schema centrala de legături între racorduri), situație în care cilindrii hidraulici **9.1** și **9.2** nu se deplasează.

Pompa grupului de pompare-recuperare energie **1** aspiră din rezervorul **15** și refulează în admisia motorului **16**, pe circuitul aspirație-refulare pompă **1**-cupla rapidă **B-C**-traductor de debit **11.2**-admisie-evacuare motor **16**-rezervor **15**. Efectul alimentării cu ulei a motorului **16** este transformarea energiei hidraulice, debit x presiune, în energie mecanică la arborele său, turație x moment. Prin urmare, motorul **16** antrenează pompa **17**, care convertește energia mecanică în energie hidraulică, aspirând ulei din rezervorul **15**, pe care îl refulează pe circuitul traductor de debit **11.3**-cupla rapidă **D-A**, după care debitul se împarte pe două circuite, respectiv un debit mai mare, care asigură recircularea de putere, pe circuitul admisie-evacuare motor **4**-rezervor **15** și un debit mai mic, pe circuitul supapă de reglare presiune **13**-răcitor apă-ulei **14**-rezervor **15**.

Presiunea de probare a pompei **17** se reglează din supapa **13** și se citește pe manometrul **6.2**; debitul pompei **17** și al motorului **16** se reglează din convertizorul de frecvență **3** și se citește pe traductoarele de debit **11.3**, respectiv **11.2**; traductorul de turație **18** măsoară turația grupului pompa **17**-motor **16**. Proba se desfășoară în regim automat, cu achiziția datelor măsurate de cele două traductoare de debit și de traductorul de turație.

### 8.2.3. Funcționarea modulul III- proba de anduranță a pompelor volumice

Condiția de recuperare unei părți din energia disipată în căldură, în timpul funcționării **modulului III** al standului, stabilită între capacitățile celor două mașini volumice ale grupului motor **19**-pompa **20**, respectiv capacitatea pompei ( $V_p$ ) și capacitatea motorului ( $V_m$ ) este următoarea:  $V_p \geq 1,1 V_m$

**Grupul motor volumic rotativ-pompă volumică** conține motorul **19**, pe post de mașină volumică rotativă de probare și pompa **20**, pe post de mașină volumică de rezistentă (de sarcină). Acest modul se cuplează la **modulul I** prin două cuple rapide, **B-E** și **A-F**.

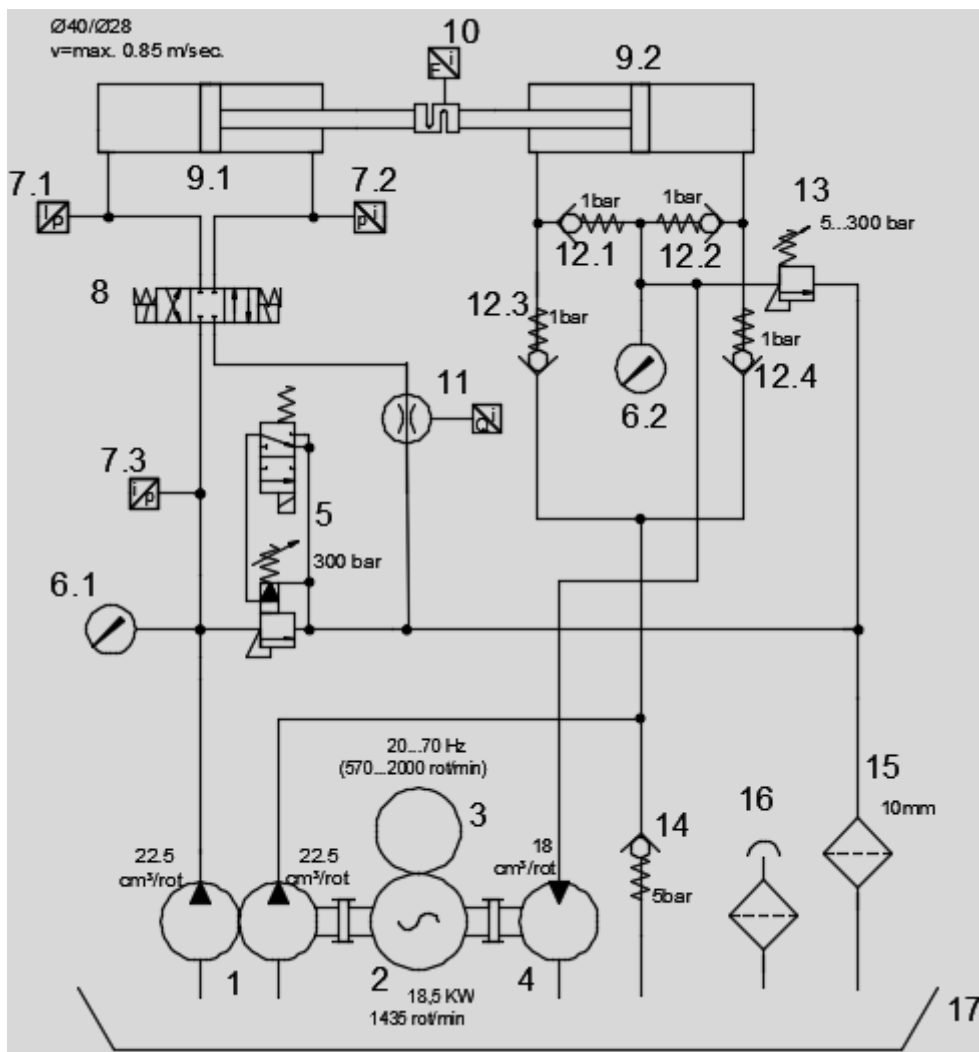
Proba de anduranță a motorului hidraulic **19**, cu arborele cuplat la arborele pompei rezistente **20**, se desfășoară cu distribuitorul hidraulic **8** neacționat (schema centrala de legături între racorduri), situație în care cilindrii hidraulici **9.1** și **9.2** nu se deplasează.

Pompa grupului de pompare-recuperare energie **1** aspiră din rezervorul **15** și refulează în admisia motorului **19**, pe circuitul aspirație-refulare pompă **1**-cupla rapidă **B-E**-traductor de debit **11.4**-admisie-evacuare motor **19**-rezervor **15**. Efectul alimentării cu ulei a motorului **19** este transformarea energiei hidraulice, debit x presiune, în energie mecanică la arborele său, turație x moment. Prin urmare, motorul **19** antrenează pompa **20**, care convertește energia mecanică în energie hidraulică, aspirând ulei din rezervorul **15**, pe care îl refulează pe circuitul traductor de debit **11.5**-cupla rapidă **F-A**, după care debitul se împarte pe două circuite, respectiv un debit mai mare, care asigură recircularea de putere, pe circuitul admisie-evacuare motor **4**-rezervor **15** și un debit mai mic, pe circuitul supapă de reglare presiune **13**-răcitor apă-ulei **14**-rezervor **15**.

Presiunea de probare a motorului 19 se reglează din supapa 13 și se citește pe manometrul 6.2; debitul motorului 19 și al pompei 20 se reglează din convertizorul de frecvență 3 și se citește pe traductoarele de debit 11.4, respectiv 11.5; traductorul de turație 21 măsoară turația grupului pompa 20-motor 19. Proba se desfășoară în regim automat, cu achiziția datelor măsurate de cele două traductoare de debit și de traductorul de turație.

### 9. Stand cu recirculare de putere pentru testarea cilindrilor hidraulici (CH)-soluția adoptată

Din toate variantele analizate, pentru acest proiect s-a adoptat soluția cu schema hidraulică prezentată în figura 36.



**Fig.36.** Schemă hidraulică a standului cu recirculare de putere pentru testarea CH

Semnificația notațiilor din fig.36. este următoarea:

- 1 = pompă cublă cu roți dințate, cu capacitatea de  $22,5 \text{ cm}^3/\text{rot}$  pe fiecare secțiune (o secțiune pentru alimentarea cilindrului de probare 9.1 și cealaltă pentru alimentarea cilindrului de sarcină 9.2);
- 2 = motor electric trifazic, cu turația constantă, cu puterea de  $18,5 \text{ kW}$  și turația  $1435 \text{ rot/min}$ ;
- 3 = convertizor de frecvență,  $20 \dots 70 \text{ Hz}$ , pentru variația turației motorului electric în intervalul  $570 \dots 2000 \text{ rot/min}$ ;
- 4 = motor hidraulic rotativ, cu capacitatea de  $18 \text{ cm}^3/\text{rot}$ , pentru recircularea de putere;
- 5 = supapă de siguranță pilotată, cu distribuitor 3/2, cu comandă electrică, pentru scurtcircuitarea supapei la pornirea pompei, pentru protecția pompei duble;
- 6.1 = manometru măsurare presiune pompă alimentare cilindru de probare;
- 6.2 = manometru măsurare presiune pompă alimentare cilindru de sarcină;

**7.1; 7.2** = traductoare de presiune pe consumatorii cilindrului de probare;  
**7.3** = traductor de presiune pe orificiul **P** al distribuitorului hidraulic **8**;  
**8** = distribuitor hidraulic 4/3, cu comandă electrică, pentru inversarea sensului de deplasare al cilindrului hidraulic;  
**9.1; 9.2** = cilindrii hidraulici, de probare și de sarcină, identici ca dimensiuni, cu diametre maxime de 40 mm, pentru piston, respectiv de 28 mm, pentru tijă și cu viteză maximă de 0,85 m/s;  
**10** = traductor de forță, pentru măsurarea forței cilindrului de probare și cuplaj tije cilindrului hidraulic;  
**11** = traductor de debit, pentru măsurarea debitului de probare al cilindrului hidraulic;  
**12.1; 12.2; 12.3; 12.4** = supape de sens unic, pe alimentarea cu ulei / evacuația uleiului a/din cilindrul de sarcină și pentru alimentarea cu ulei a motorului hidraulic rotativ care recirculă puterea hidraulică;  
**13** = supapă de reglare a presiunii de probare 5...300 bar;  
**14** = supapă de sens unic anticavitatională, care asigură minim 5 bar pe alimentarea cilindrului de sarcină;  
**15** = filtru de retur, cu finețea de filtrare a uleiului de 10 μm;  
**16** = filtru de umplere și aerisire a rezervorului de ulei;  
**17** = rezervor de ulei cu volum de 300 l.

Specificația furniturii acestui stand este prezentată în tabelul 4, iar desenul de ansamblu al standului în figura 37.

**Tabel 4.** Specificație tehnică stand cu recirculare de putere pentru testarea CH

<b>17</b>	Rezervor de ulei	HKBSK300	1	V=300 l	HANSAFLEX
<b>16</b>	Filtru de umplere si aerisire	HKTA80B101	1	Finete 80μm	HANSAFLEX
<b>15</b>	Filtru de retur	FI RL 225 P10 N V G1	1	56l/min; 10μm	HANSAFLEX
<b>14</b>	Supapa de sens	S10A5.0	1	Dn.8 P des.=5 bar	Rexroth
<b>13</b>	Supapa de presiune NI	DBDH10G1X/100	1	Dn.10 Pnom=100 bar	Rexroth
<b>12</b>	Supapa de sens	S10A1.0	4	Dn.8 P des.=1 bar	Rexroth
<b>11</b>	Debitmetru cu turbina	RT-020AK-008T	1	13... 133 l/min	Honsberg
<b>10</b>	Traductor de forta	K-25/N420	1	±20000 N 4...20mA	Lorenz
<b>9</b>	Cilindrii hidr. de testat	-	2	-	-
<b>8</b>	Distribuitor hidraulic Dn10 4/3	HK4232030302C1Q	1	P=315 bar 24Vcc	Hansa-Flex
<b>7</b>	Traductor de presiune	EPS2-04000 R K 008 S	3	Pnom=315 bar 4...20mA	Honsberg
<b>6</b>	Manometru	GMM400-160	2	Ø100; G 1/2	HANSA-FLEX
<b>5</b>	Supapa de presiune NI	DBW10BG 15X/3156EG24K4R12	1	Dn.10 Pnom=315 bar	Rexroth
<b>4</b>	Motor hidraulic	HM2-19-2133A	1	19cmc/rot 280bar	Hesper
<b>3</b>	Panou cda. cu convertizor freqv.	VLT3522	1	-	Danfoss
<b>2</b>	Motor electric	ATF 180M-4 18,5/1500 B35 230/400V IP55	1	7,5 KW 1500 rot/min	BEGA TIMISOARA
<b>1</b>	Pompa dubla cu roti dintate	PRD 22-2188 D	1	cilindr. 22,5/22,5 Pnom. 140 bar	U.M. Plopeni
Poz.	Denumire aparat	Cod	Buc.	Caracteristici	Furnizor



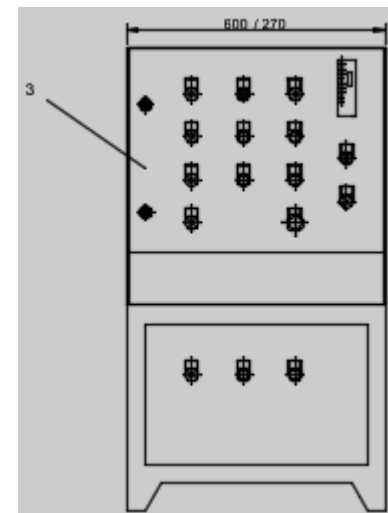
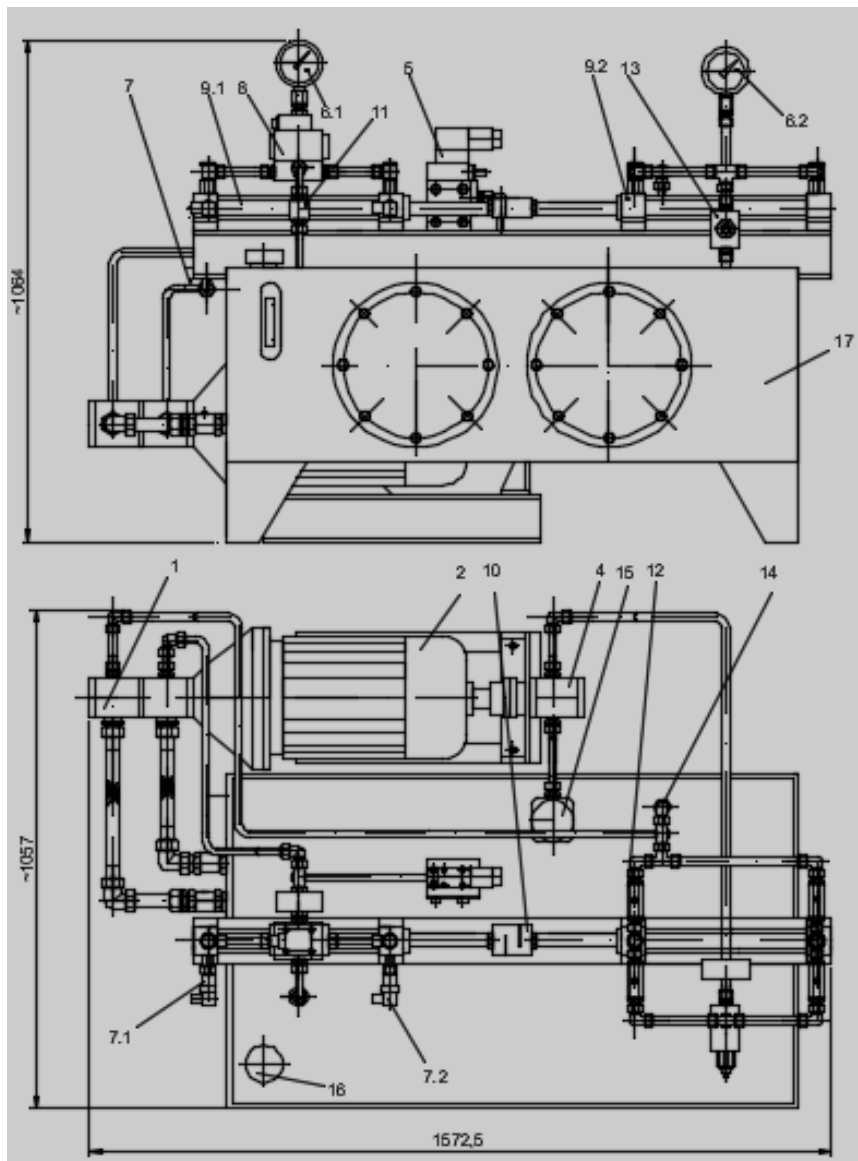


Fig.37. Desen de ansamblu stand cu recirculare de putere pentru testarea CH

### Caracteristici tehnice stand:

- Turația** motorului electric: reglabilă 570...2000 rot/min;
- Frecvența** curentului electric: reglabilă 20...70 Hz;
- Debitul** de probare: reglabil 13...45 l/min;
- Presiunea** de probare: reglabilă 5...200 bar;
- Volumul** rezervorului de ulei 300 l

**Notă:**

- a) Din suma prevăzută în proiect s-au achiziționat:
  - 2 bucăți traductoare de presiune, poz.7;
  - 1 bucată debitmetru cu turbină, poz.11;
  - 3 bucăți indicatoare digitale universale, pentru traductoarele de presiune și pentru debitmetru;
  - 3 bucăți cablu cu mufă pentru cele 3 indicatoare digitale universale;
  - 1 bucată filtru retur, poz.15.
- b) Celelalte furnituri din specificația tehnică au fost puse la dispoziție de către beneficiar.