

ELEMENTE DE EXECUȚIE

Titular disciplină: conf. dr. ing. Sanda Mihalache

Autor material: prof. dr. ing. Cristian Pătrășcioiu

Corecții și formatare: șef lucr. dr. ing. Marian Popescu

CUPRINS

1. Rolul și locul elementelor de execuție în sistemele de reglare.....	4
Obiective.....	4
1.1. Locul elementului de execuție în sistemul de reglare automată.....	4
1.2. Tipuri de elemente de execuție.....	5
1.3. Structura elementelor de execuție tip robinet de reglare.....	8
2. Modelarea sistemului hidraulic.....	11
Obiective.....	11
2.1. Modelul sursei de presiune.....	12
2.2. Modelul conductei.....	14
3. Modelarea matematică a robinetului de reglare.....	18
Obiective.....	18
3.1. Robinetul de reglare – rezistor hidraulic variabil.....	18
3.2. Caracteristica intrinsecă a organului de reglare.....	21
3.3. Caracteristica de lucru a organului de reglare.....	23
4. Tipuri constructive de robinete de reglare.....	28
Obiective.....	28
4.1. Clasificarea robinetelor de reglare.....	28
4.2. Sisteme de obturare.....	29
4.3. Tipuri de robinete industriale.....	32
4.3.1. Robinete de reglare cu ventil profilat.....	32
4.3.2. Robinete de reglare tip fluture (butterfly).....	35
4.3.3. Robinete de reglare cu trei căi.....	37
5. Dimensionarea robinetelor de reglare.....	42
Obiective.....	42
5.1. Relații clasice de dimensionare.....	43
5.1.1. Relații clasice pentru calculul K_v	43
5.1.2. Tipuri de presiuni măsurabile.....	45
5.1.3. Consumul energetic al robinetului de reglare.....	46
5.1.4. Aplicații numerice.....	46
5.2. Relații moderne pentru calculul K_v	48
6. Criterii pentru alegerea elementelor de execuție.....	51
Obiective.....	51
6.1. Criterii constructive în alegerea robinetelor de reglare.....	51
6.2. Criteriul debitului specific standardizat.....	52
6.3. Criteriul caracteristicii intrinseci și de lucru a organului de reglare.....	57
7. Dimensionarea și alegerea robinetelor de reglare utilizând programul CONVAL.....	59
Obiective.....	59
7.1. Lansarea în execuție și principalele meniuri.....	59
7.2. Introducerea datelor de operare.....	61
7.3. Calcule asociate robinetului de reglare.....	63
7.4. Alegerea robinetului de reglare.....	64
7.5. Caracteristici ale robinetului de reglare ales.....	67
8. Poziționare.....	71
Obiective.....	71
8.1. Principiul de funcționare.....	71

8.2. Caracteristicile poziționerelor.....	73
8.3. Clasificarea poziționerelor.....	74
9. Introducere în acționările pneumatice I.....	76
Obiective.....	76
9.1. Avantajele și dezavantajele acționărilor pneumatice.....	76
9.2. Producerea aerului comprimat.....	77
9.2.1. Compresoarele volumice.....	78
9.2.2. Turbocompresoare.....	81
9.2.3. Echipamente pentru producerea aerului comprimat.....	82
10. Introducere în acționările pneumatice II.....	86
Obiective.....	86
10.1. Condiționarea aerului comprimat.....	86
10.1.1. Filtrarea aerului.....	86
10.1.2. Răcirea aerului comprimat.....	88
10.1.3. Uscarea aerului comprimat.....	89
10.1.4. Ungerea aerului.....	93
10.2. Rețele de alimentare și distribuție.....	95
11. Distribuitoare.....	97
Obiective.....	97
11.1. Simbolizare.....	97
11.2. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu cilindric.....	99
11.3. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu plan.....	100
11.4. Construcția distribuitorului cu sertar rotativ plan.....	101
11.5. Distribuitor 3/2 normal închis acționat mecanic cu rolă, pilotat pneumatic.....	102
12. Cilindri pneumatice.....	104
Obiective.....	104
12.1. Cilindri pneumatice cu piston.....	104
12.2. Cilindri cu membrană.....	107
13. Simulatorul FluidSim.....	108
Obiective.....	108
13.1. Prezentare generală.....	108
13.2. Utilizarea simulatorului FluidSim.....	112
14. Proiectarea schemelor pneumatice simple.....	114
Obiective.....	114
14.1. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu simplu efect.....	114
14.2. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu dublu efect.....	117
14.3. Comanda indirectă a cilindrului cu simplu efect.....	118
14.4. Comanda indirectă a cilindrului cu dublu efect.....	120
14.5. Comanda indirectă a unui cilindru cu simplu efect utilizând funcția de auto-menținere.....	122
14.6. Comanda de retragere automată a unui cilindru cu dublu efect utilizând un distribuitor limitator de cursă cu rolă.....	125
14.7. Mișcarea continuă alternativă a unui cilindru cu dublă acțiune utilizând limitatoare de cursă cu rolă.....	128

1. Rolul și locul elementelor de execuție în sistemele de reglare

Cuprins

Obiective.....	4
1.1. Locul elementului de execuție în sistemul de reglare automată.....	4
1.2. Tipuri de elemente de execuție.....	5
1.3. Structura elementelor de execuție tip robinet de reglare.....	8

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- identificarea locului și rolului elementelor de execuție în cadrul sistemelor de reglare automată;
- familiarizarea cu tipurile de elemente de execuție;
- familiarizarea cu structura elementelor de execuție tip robinet de reglare.

În cadrul structurii sistemelor automate de reglare este inclus elementul de execuție definit ca subsistemul care realizează fizic implementarea comenzii elaborate de către regulator. Practic, elementul de execuție primește comanda elaborată de un regulator sau dispozitiv de comandă și, în funcție de valoarea acesteia, modifică un debit de fluid, un flux de energie electrică, o poziție etc.

1.1. Locul elementului de execuție în sistemul de reglare automată

În figura 1.1 este prezentată schema bloc a unui sistem de reglare automată cu acțiune după abatere. Elementul de execuție *EE* primește de la regulatorul *C* semnalul de comandă *c* și modifică valoarea mărimii de execuție *u*.

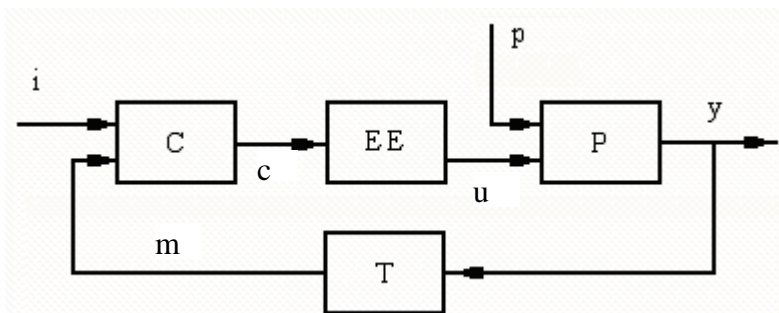


Fig. 1.1. Locul elementului de execuție în cadrul sistemului automat de reglare:

P - proces; *T* - traductor; *C* - regulator; *EE* - element de execuție;
i – mărime de intrare (prescriere); *m* – mărime de reacție (măsură); *c* – mărime de comandă;
u – mărime de execuție; *p* – perturbații; *y* – mărime de ieșire (mărime reglată).

Semnalul de comandă c elaborat de regulator este un curent în gama 4...20 mA, iar mărimea de execuție u este specifică procesului reglat. Pentru a putea modifica mărimea u , elementul de execuție primește energie din exterior, sub formă de energie electrică, pneumatică, hidraulică sau mecanică. Acest fapt transformă elementul de execuție într-un consumator de energie, cu implicații directe asupra cheltuielilor de operare ale instalațiilor industriale. În afara energiei de acționare, elementul de execuție mai poate consuma energie din proces. În acest context trebuie subliniat consumul apreciabil de energie hidraulică a robinetelor de reglare. Energia hidraulică disipată pe robinetul de reglare este produsă de pompele centrifuge, cheltuielile de operare ale robinetelor de reglare conținând contravaloarea energiei electrice consumate suplimentar pentru acționarea pompelor.

1.2. Tipuri de elemente de execuție

Diversele sisteme automate utilizează o mare varietate de elemente de execuție. Criteriile generale utilizate pentru clasificarea elementelor de execuție sunt:

- a) dispozitivul acționat;
- b) servomotorul utilizat.

Din punctul de vedere al dispozitivului acționat, elementele de execuție se împart în robinete (de reglare sau de izolare), motoare electrice, relee, dispozitive de deplasare, rotire etc.

Criteriul servomotorului clasifică elementele de execuție după tipul mișcării și după energia utilizată. În funcție de tipul mișcării, elementele de execuție pot fi de translație sau de rotație. După energia utilizată, elementele de execuție pot fi pneumatice, hidraulice, electrice.

În cele ce urmează, sunt prezentate două exemple de sisteme automate prevăzute cu elementele de execuție enumerate anterior. În figura 1.2 este prezentat un sistem de reglare a temperaturii pentru un cuptor tubular. Sistemul de reglare este alcătuit din procesul tehnologic (cuptorul tubular în care au loc fenomenele de ardere și transfer termic), traductorul de temperatură (compus din elementul sensibil termocuplu TE și un adaptor tensiune-curent TT), regulatorul de temperatură TC (prevăzut cu un algoritm de reglare proporțional-integrator-derivator) și elementul de execuție tip robinet de reglare.

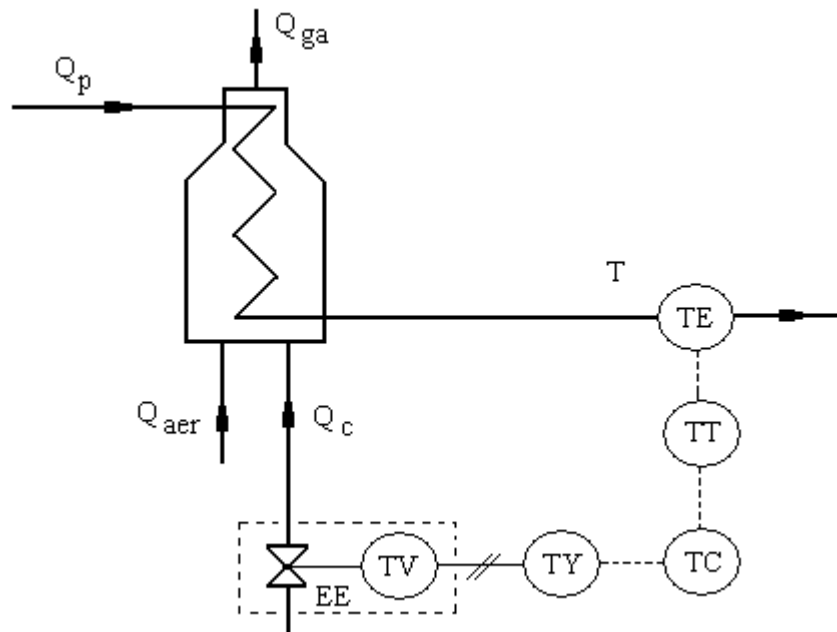


Fig. 1.2. Sistemul de reglare a temperaturii la un cuptor tubular prevăzut cu element de execuție tip robinet de reglare: *TE* – element sensibil tip termocuplu; *TT* – adaptor tensiune-curent; *TC* – regulator; *TY* – convertor electro-pneumatic; *TV* – servomotor pneumatic cu membrană.

Elementul de execuție *EE* este alcătuit din convertorul electro-pneumatic *TY* și un robinet de reglare. În structura robinetului de reglare se găsește servomotorul pneumatic cu membrană *TV* și organul de reglare tip robinet cu ventil și un scaun. În figura 1.3 este prezentă o secțiune prin robinetul de reglare din cadrul sistemului de reglare automată a temperaturii.

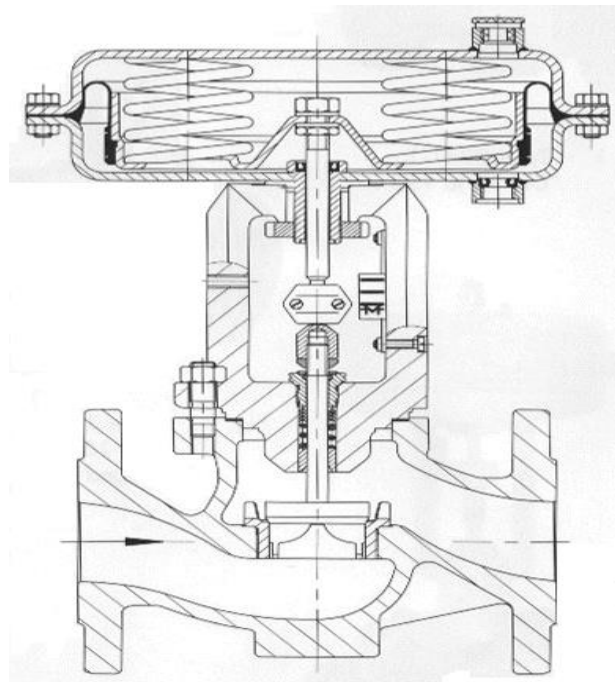


Fig. 1.3. Elementul de execuție tip robinet de reglare, cu un scaun și servomotor pneumatic cu membrană.

Cel de al doilea exemplu se referă la un sistem de deplasarea elementului mobil al unei mașini unelte, figura 1.4.

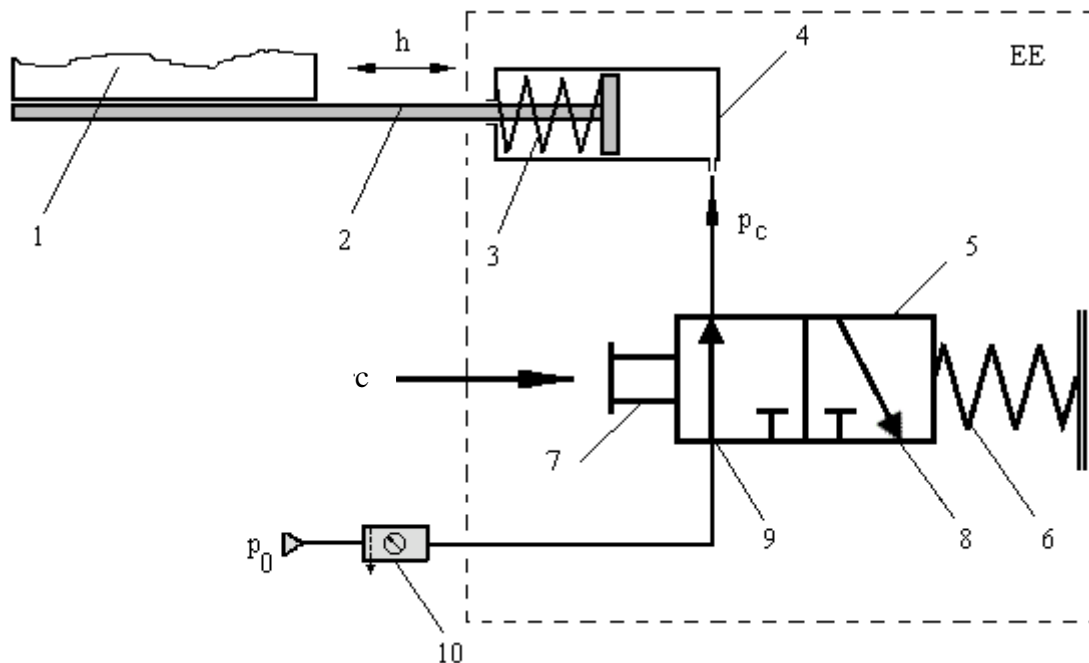


Fig. 1.4. Sistem automat de deplasare a unei platforme mobile prevăzut cu element de execuție tip piston pneumatic: 1 – platformă mobilă; 2 – tija pistonului; 3 – arcul pistonului; 4 - cilindru servomotor; 5 – distribuitor cu trei valve; 6 – arcul distribuitorului; 7 – butonul de acționare al distribuitorului; 8 – valva de evacuare a aerului; 9 – valva de introducere a aerului; 10 – reductor cu filtru de aer.

Sistemul este utilizat pentru deplasarea comandată a unei platforme mobile a unei mașini unelte. Elementul de execuție este un piston mobil, cu simplu efect, prevăzut cu arc pentru asigurarea deplasării inverse a pistonului. Presiunea de comandă pentru servomotor, p_c , este asigurată de către un subsistem specific acestui tip de element de execuție, respectiv un distribuitor. Acesta are rolul de a transmite presiunea de comandă către piston atunci când valoarea semnalului de comandă c impune acest lucru. În mod concret, dacă comanda c semnifică apăsarea butonului 7, distribuitorul se deplasează comprimând arcul 6, valva de admisie a aerului fiind poziționată astfel încât aerul să pătrundă prin valva 9 în servomotor. Dacă comanda c revine la valoarea inițială, respectiv butonul 7 este liber, arcul 6 va re poziționa distribuitorul astfel încât aerul din pistonul servomotorului să fie evacuat prin valva 8 în atmosferă acest mod, platforma mobilă va fi deplasată longitudinal, în funcție de starea butonului 7.

Ultimul exemplu este un sistem automat este destinat reglării nivelului într-un vas deschis, utilizând ca element de execuție ansamblul motor electric-pompă centrifugă, figura 1.5.

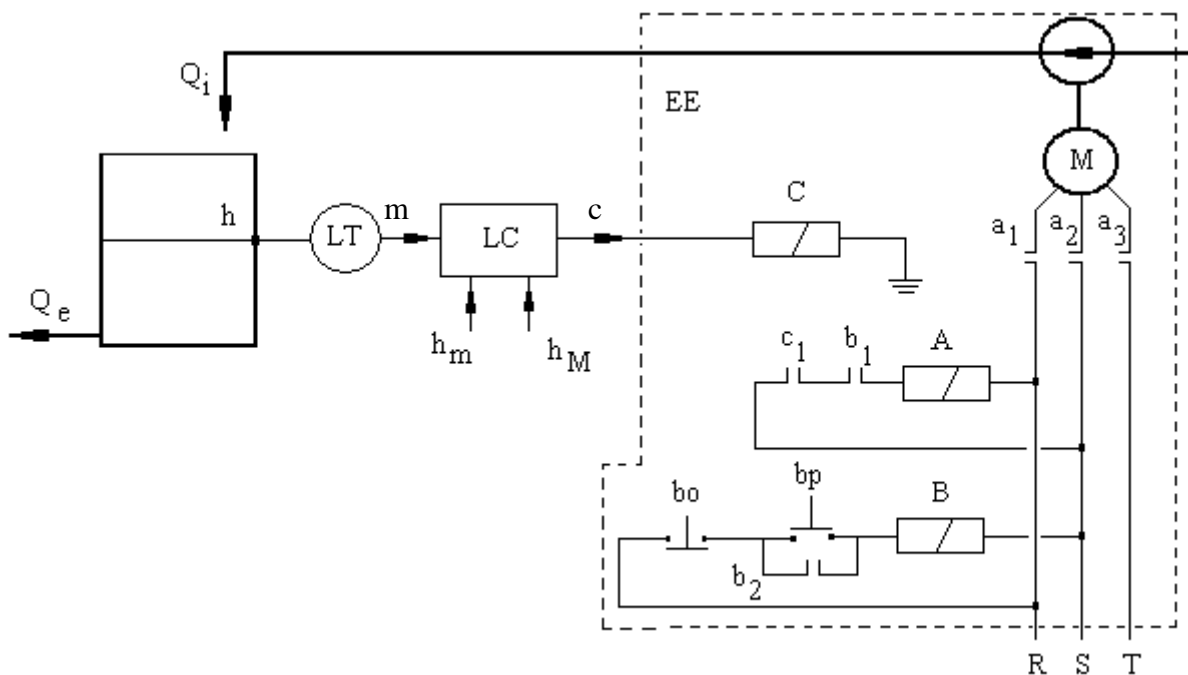


Fig. 5. Sistemul automat de reglare a nivelului prevăzut cu element de execuție tip releu-motor electric-pompă centrifugă: LT – traductor de nivel; LC – regulator logic de nivel; M – motor electric; h – nivelul în vas; m – semnalul de reacție; h_m , h_M – valoare minimă/ maximă a nivelului; c - semnalul de comandă; b_p – buton de pornire a pompei; b_o – buton de oprire a pompei; A, B, C – relee; a_1 , a_2 , a_3 – contacte ale releului A; b_1 , b_2 – contacte ale releului B; c_1 – contact al releului C.

Sistemul de reglare urmărește menținerea nivelului h din vas între limita minimă h_m și limita maximă h_M . Regulatorul LC este un regulator logic programabil (PLC), comanda c a acestuia având valorile logice $c = \{0; 1\}$. Când comanda c are valoarea logică 0, releul C nu este alimentat, contactul c_1 este deschis, releul A este nealimentat, contactele a_1 , a_2 , a_3 sunt deschise și pompa este oprită. Modificarea comenzii regulatorului la valoarea 1 logic va conduce la închiderea contactului c_1 , la alimentarea releului A, închiderea contactelor a_1 , a_2 , a_3 și implicit la pornirea pompei. Butonul de pornire b_p asigură alimentarea cu energie a circuitului de comandă. Activarea acestuia pune sub tensiune releul B, iar acesta va închide contactul b_2 , destinat menținerii sub tensiune a releului B și a contactului b_1 , destinat închiderii circuitului de comandă. Butonul b_o este destinat opririi manuale a pompei, activarea acestuia deschizând circuitul de comandă, nealimentarea releului B și implicit dezactivarea circuitului de comandă și implicit oprirea pompei.

1.3. Structura elementelor de execuție tip robinet de reglare

Robinetele de reglare sunt elementele de execuție cele mai răspândite din cadrul industriei chimice, de petrol etc. Pentru aceste cazuri, elementul de execuție este considerat un sistem monovariabil, mărimea de intrare fiind comanda c a regulatorului, mărimea de ieșire fiind identificată cu mărimea de execuție u , asociată procesului, figura 1.6.

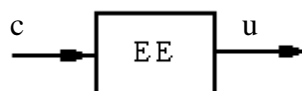


Fig. 1.6. Schema bloc a unui element de execuție.

Având în vedere faptul că semnalul de comandă c este un curent în gama $[4...20]$ mA, deci o mărime electrică purtătoare de informație, iar acționarea elementului de execuție necesită energie apreciabilă în raport cu energia semnalului de comandă, structura elementului de execuție trebuie să conțină un convertor de semnal prevăzut cu un amplificator de putere, un servomotor și un organ de reglare specific procesului și sistemului automat. În figura 1.7 este prezentată structura unui element de execuție tip robinet de reglare. Acesta este alcătuit dintr-un convertor electro-pneumatic, un servomotor pneumatic cu membrană și un organ de reglare cu un scaun.

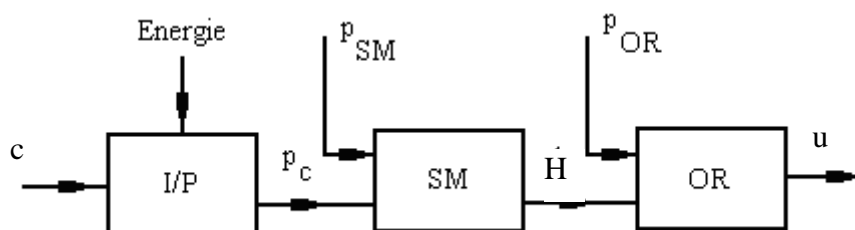


Fig. 1.7. Elementele componente ale unui element de execuție tip robinet de reglare:
 I/P – convertor electro-pneumatic; SM – servomotor; OR – organ de reglare;
 c – semnal electric de comandă; p_c – semnal pneumatic de comandă; H – cursa servomotorului;
 p_{SM} – perturbații asociate servomotorului; p_{OR} – perturbații asociate organului de reglare.

Convertorul electro-pneumatic transformă semnalul electric u , purtător de informație, într-un semnal pneumatic de putere p_c . Structura tipică a acestui subsistem este prezentată în figura 1.8. Acesta conține un electromagnet (1) și un magnet permanent (3), un senzor deplasare-presiune (2), un amplificator de putere (4) și un burduf de reacție (5). Un sistem de pârghii asigură transmiterea informației și a reacției negative în sistem.

Celelalte două subsisteme, servomotorul și organul de reglare, sunt interdependente, legătura acestora fiind atât de natură fizică cât și informațională. Elementul de legătură între cele două subsisteme îl constituie tija (3). Aceasta transmite mișcarea servomotorului, exprimată prin deplasarea H a tije, către organul de reglare. În imaginea din figura 1.9 este prezentat un servomotor cu membrană, servomotor care asigură o stare **normal închisă** a robinetului de reglare. Presiunea de comandă a servomotorului, p_c , reprezintă mărimea de ieșire a convertorului electro-pneumatic.

Organul de reglare reprezintă subsistemul cel mai complex din cadrul robinetului de reglare. Acesta va modifica poziția cursei H a servomotorului și implicit poziția obturatorului față de scaun în interiorul organului de reglare. Modificarea secțiunii și condițiilor de curgere în organul de reglare va conduce la modificarea corespunzătoare a debitului asociat mărimii de execuție u .

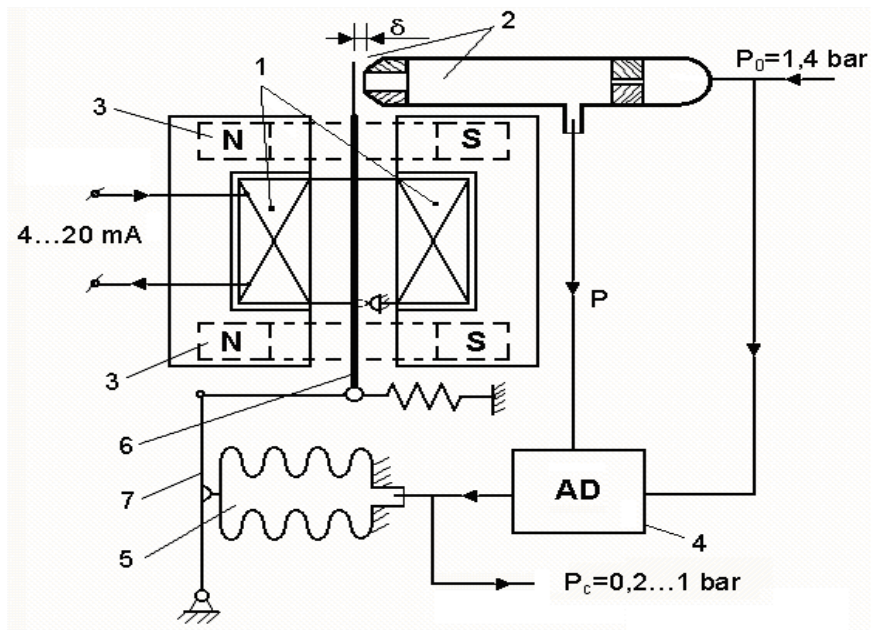


Fig. 1.8. Convertorul electro-pneumatic:

1 - circuit electromagnetic; 2 - senzorul deplasare-presiune; 3 - magneți permanenți;
4 - amplificator de debit; 5 - burdun de reacție; 6 - armătură articulată; 7 - pârghie.

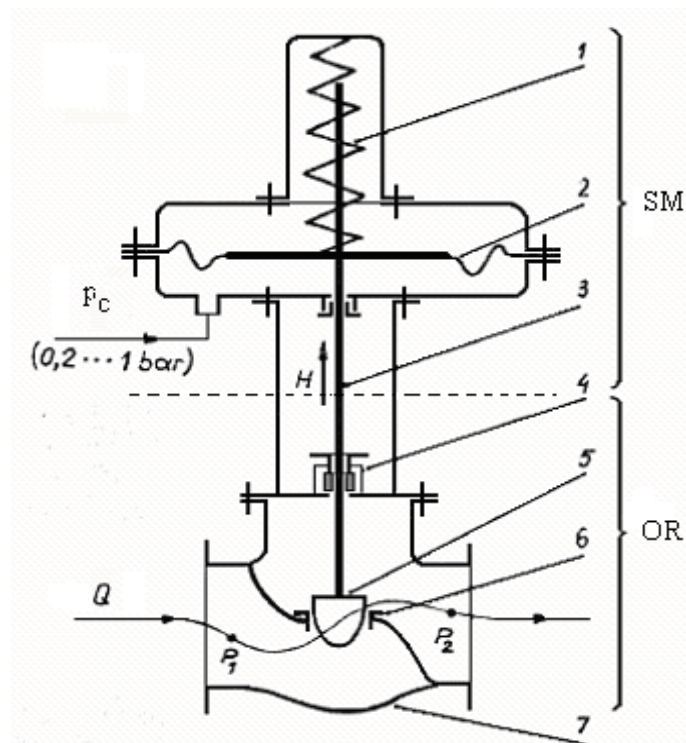


Fig. 9. Subsistemul servomotor-organ de reglare: SM – servomotor; OR – organ de reglare;
1 – resort; 2 – membrană rigidizată; 3 – tijă; 4 – sistem etanșare; 5 – obturator; 6 – scaun; 7 – corp.

2. Modelarea sistemului hidraulic

Cuprins

Obiective.....	11
2.1. Modelul sursei de presiune.....	12
2.2. Modelul conductei.....	14

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea modelării matematice a sursei de presiune dintr-un sistem hidraulic;
- înțelegerea modelării matematice a conductei.

Modelarea elementelor de execuție tip robinet de reglare reprezintă o problemă delicată, datorită complexității construcției robinetelor de reglare, a fenomenelor hidraulice precum și a conexiunii elementului de execuție cu celelalte două componente ale sistemului automat de reglare, respectiv regulatorul și procesul. În acest paragraf se va studia modelul sistemului hidraulic de transport al fluidului.

Exemplul de sistem de reglare automată prezentat în figura 1.2 evidențiază faptul că robinetul de reglare este amplasat într-un sistem hidraulic de transport al unui fluid. Deși există o varietate mare a structurii acestor sisteme hidraulice de transport, în principal acestea sunt alcătuite din sursă de presiune, conductă de transport și rezistențe hidraulice locale, figura 2.1.

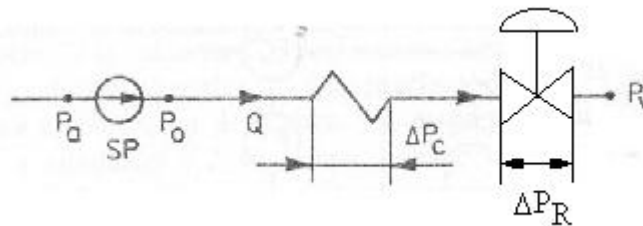


Fig. 2.1. Sistemul hidraulic de transport al unui fluid: P_a –presiunea de aspirație;

P_o – presiunea de refulare; P_v – presiunea la capătul conductei;

ΔP_c - pierderea de presiune pe conductă; ΔP_R - căderea de presiune pe robinetul de reglare; Q – debitul.

Structura sistemului hidraulic și fenomenele care au loc în acesta influențează direct valoarea debitului de fluid atunci când regulatorul comandă modificarea gradului de deschidere/închidere al robinetului de reglare.

2.1. Modelul sursei de presiune

Sursele de presiune sunt reprezentate de pompele centrifugale și volumice. În industria chimică, petrochimică și de prelucrare a petrolului, ponderea pompelor centrifugale este net mai mare decât a pompelor volumice. Din această cauză, în cele ce urmează vor fi tratate numai pompele centrifugale. În figura 2.2 sunt prezentate calitativ caracteristicile principale ale unei pompe centrifugale operate la turație constantă. Acestea exprimă variațiile, în funcție de debit, ale presiunii la refulare $P(Q)$, ale puterii $N(Q)$ și ale randamentului $\eta(Q)$, zona hașurată evidențind domeniul rațional de funcționare, caracterizat prin valori convenabile ale randamentului.

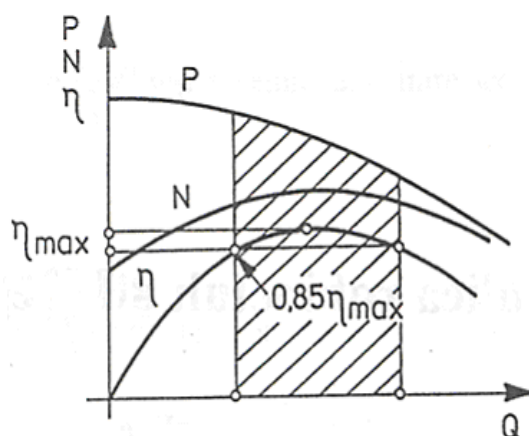


Fig. 2.2. Caracteristicile unei pompe centrifugale pentru turație constantă:
 P – presiune la refulare; N – puterea; η – randamentul.

Pentru industria de petrol și de rafinare a petrolului, cea mai importantă sursă de presiune este pompa centrifugă. În figura 2.3 este prezentată o pompă centrifugă și caracteristica presiune+debit asociată.

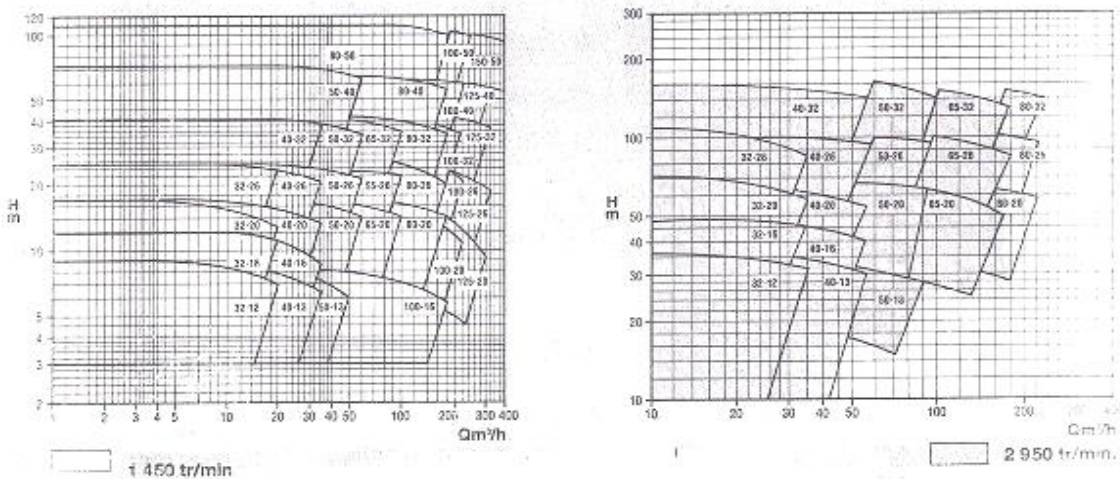
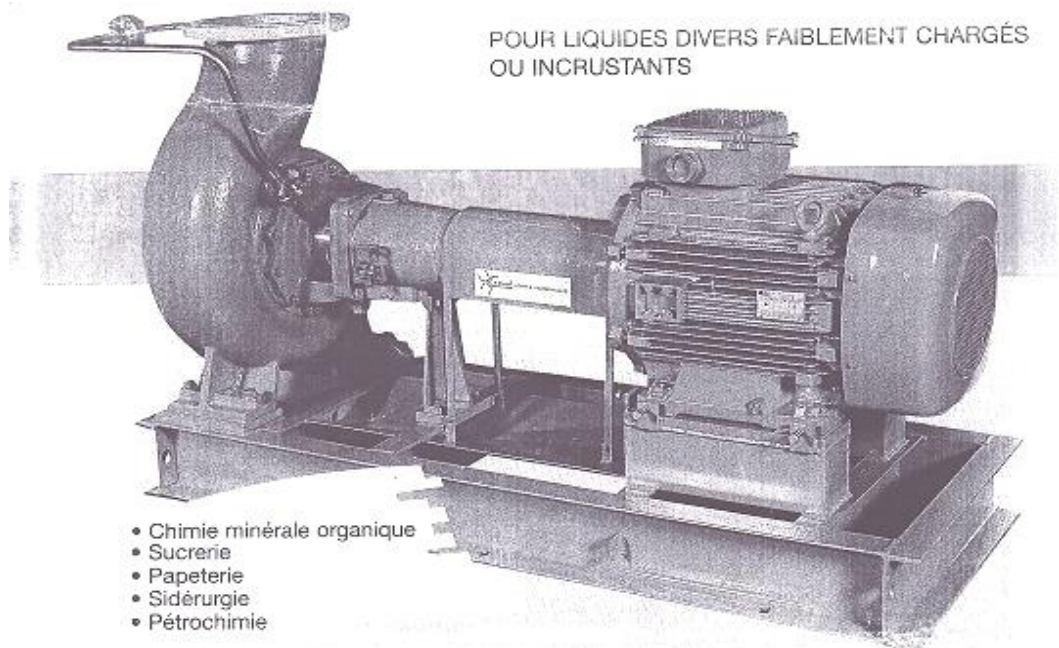


Fig. 2.3. Pompă centrifugă și caracteristicile presiune-debit.

Modelul matematic al unei pompe centrifugale poate fi aproximat prin relația

$$P = a_0 + a_1Q + a_2Q^2. \quad (2.1)$$

Utilizând regresia polinomială au fost calculați coeficienții numerici ai modelului pompei centrifuge ale căror caracteristici au fost prezentate în figura 2.3. Coeficienții modelului matematic al pompei sunt prezentați în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1. Coeficienții numerici ai modelului matematic al pompei centrifuge

Tipul pompei	Valorile coeficienților			Abaterea standard [m H ₂ O]
	a_0	a_1	a_2	
32-13	6.614213E+00	4.727929E-02	-3.938231E-02	6.621437E-02
32-16	8.851658E+00	7.501579E-01	-1.081358E-01	3.631092E-01
50-20*	1.418321E+01	-2.746576E-02	-1.080953E-03	2.887783E-01
150-26	2.037071E+01	-7.850898E-03	-3.007388E-05	4.614905E-01
32-12	9.351883E+00	-1.262669E-01	3.939355E-04	1.890947E-01
50-13	8.227606E+00	-4.412075E-02	-1.679803E-05	1.578524E-01
40-16	1.258403E+01	-9.795947E-02	7.796262E-05	5.434285E-01
32-20	1.781198E+01	-2.755295E-01	1.361482E-03	3.952989E-01
40-20	1.742569E+01	-1.339487E-01	2.504382E-04	2.826216E-01

*pompa selectată pentru simulare

În figura 2.4 este prezentată caracteristica statică a pompei 50-20, calculată cu modelul matematic (2.1) și coeficienții din tabelul 2.1.

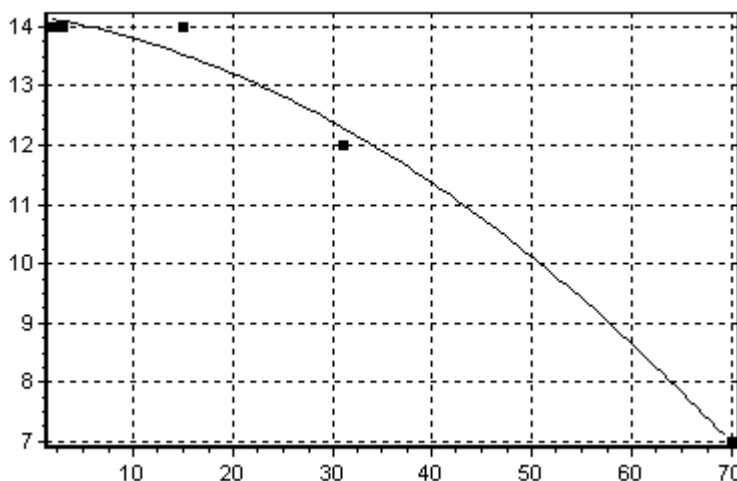


Fig. 2.4. Caracteristica statică a pompei selectate pentru simulare.

2.2. Modelul conductei

Conducta de transport a fluidului reprezintă o rezistență în cadrul sistemului hidraulic. Regimul de curgere printr-o conductă este determinat de viteza fluidului w , viscozitatea cinematică ν și diametrul interior al conductei D . Acești parametri sunt corelați într-o expresie adimensională denumită numărul Reynolds

$$\text{Re} = \frac{D w}{\nu} \quad (2.2)$$

În tabelul 2.2 sunt prezentate valorile numărului (criteriului) Reynolds asociate tipurilor de curgere. În figura 2.5 este prezentat profilul vitezelor la curgerea unui fluid printr-o conductă circulară.

Tabelul 2.2. Valorile criteriului Re pentru diferite tipuri de curgere

Valoare criteriului Reynolds	Tipul de curgere	Particularitățile curgerii
$Re \leq 2300$	Laminar	Datorită vitezelor mici ale fluidului, vâscozitatea poate amortiza perturbațiile curgerii
$2300 \leq Re \leq 3000$	Intermediar	
$Re > 3000$	Turbulent	Vâscozitatea fluidului nu poate amortiza perturbațiile curgerii generate de rugozitatea pereților, de contactul a două straturi de fluid care se deplasează cu viteze diferite, de schimbările de secțiune.

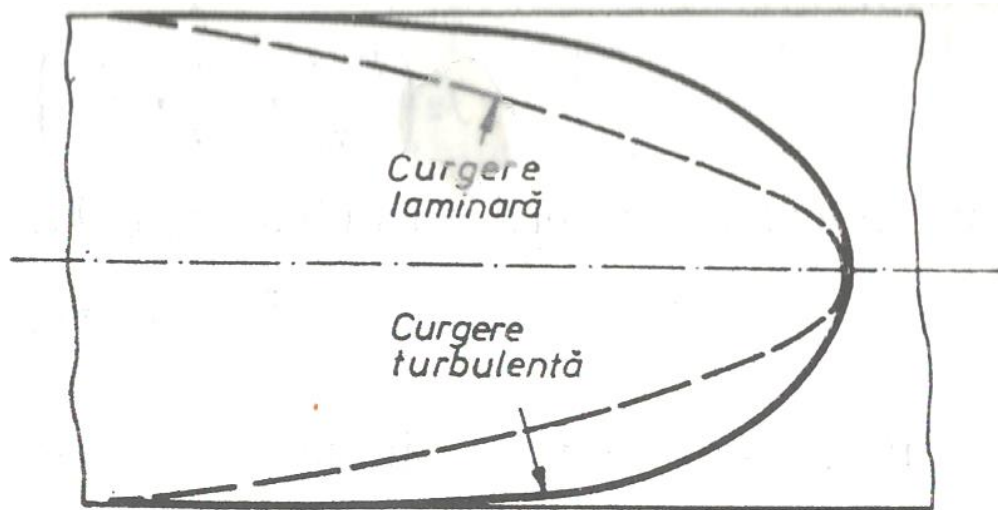


Fig. 2.5. Distribuția vitezelor la curgerea laminară și turbulentă.

La curgerea turbulentă a unui fluid printr-o conductă s-a constatat experimental că pierderea de presiune este influențată de înălțimea asperităților pereților, parametru denumit rugozitate. Pentru curgerea turbulentă, căderea de presiune prin conductă este definită de relația

$$\Delta P_p = \lambda \frac{8L}{\pi^2 D^5} Q^2 \left[\frac{N}{m^2} \right], \quad (2.3)$$

în care λ este factorul de frecare; L – lungimea conductei, în m; D – diametrul conductei, în m; Q – debitul volumic, în m^3/s .

Studiile experimentale au arătat că la conductele tehnice, la valori ridicate ale numărului Reynolds, coeficientul pierderii de sarcină liniară λ devine independent de Re . În figura 2.6 este prezentată corelația Moody pentru estimarea coeficientului pierderii de sarcină.

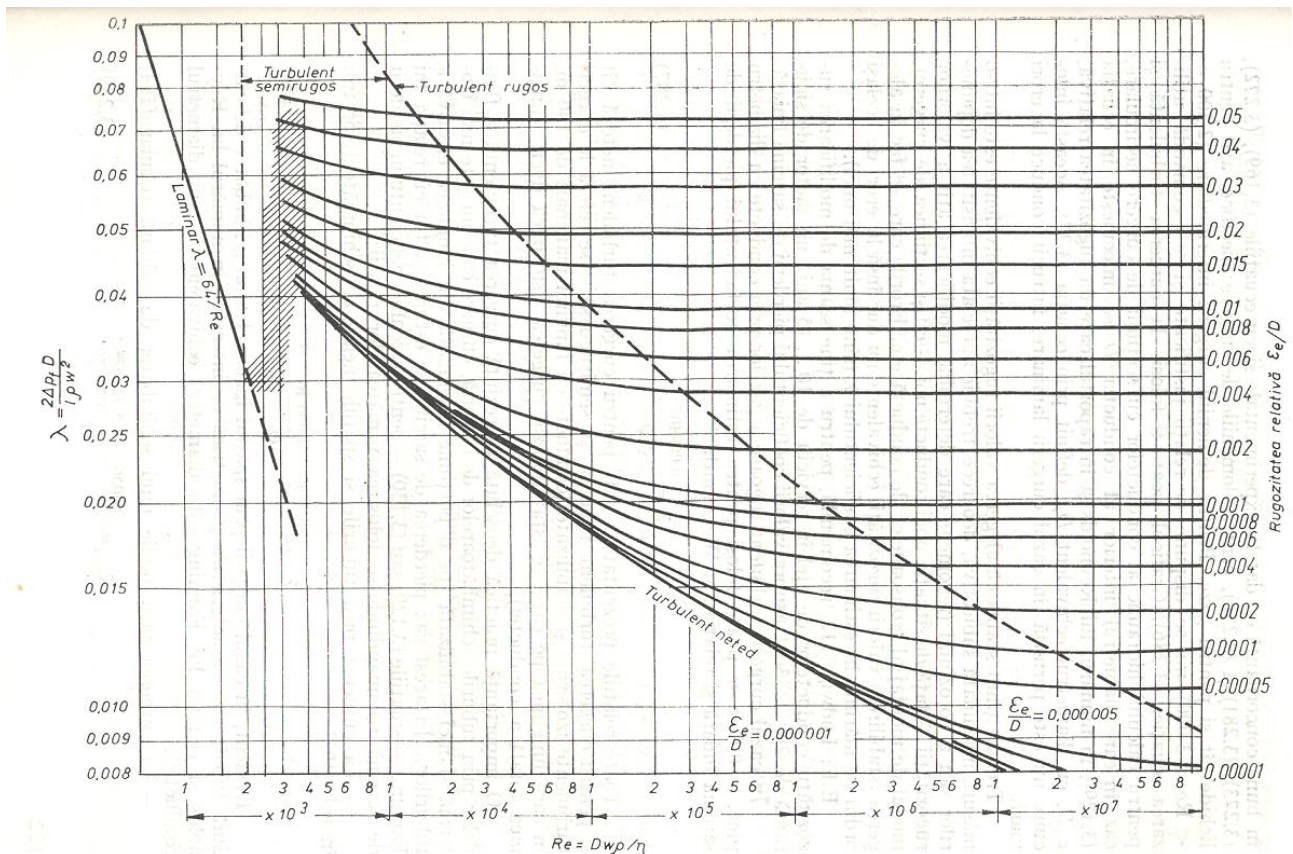


Fig. 2.6. Graficul Moody.

Coeficientul de frecare λ poate fi calculate numeric cu ajutorul relațiilor prezentate în tabelul 2.3.

Tabelul 2.3. Relații de calcul pentru coeficientul de frecare

Regimul de curgere	Relația de calcul	Soluția numerică
Laminar	$\lambda = \frac{64}{Re}$	
Intermediar	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.74 - 2 \lg \left(2 \frac{\epsilon}{D} + \frac{18.7}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$	$f(\lambda) = 1.74 - 2 \lg \left(\frac{2\epsilon}{D} + \frac{18.7}{Re \sqrt{\lambda}} \right) - \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0$
Turbulent	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{D}{3.7\epsilon} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$	$f(\lambda) = -2 \lg \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) - \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0$

În figura 2.7 este prezentată dependența teoretică dintre căderea de presiune pe conductă și gradul de deschidere a unei rezistențe hidraulice (debit). Se observă variația neliniară a căderii de presiune datorată modelului neliniar al conductei. Figura 2.8 indică modul în care se modifică factorul de frecare în raport cu viteza fluidului (debit volumic, criteriul Reynolds).

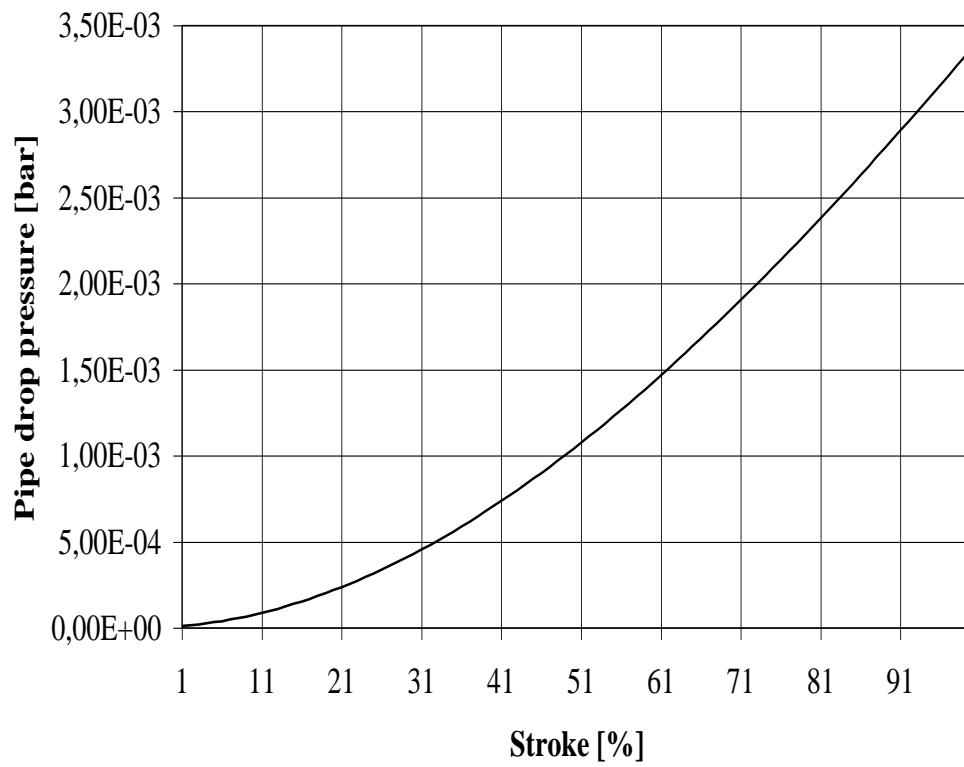


Fig. 2.7. Dependența cădere de presiune – debit.

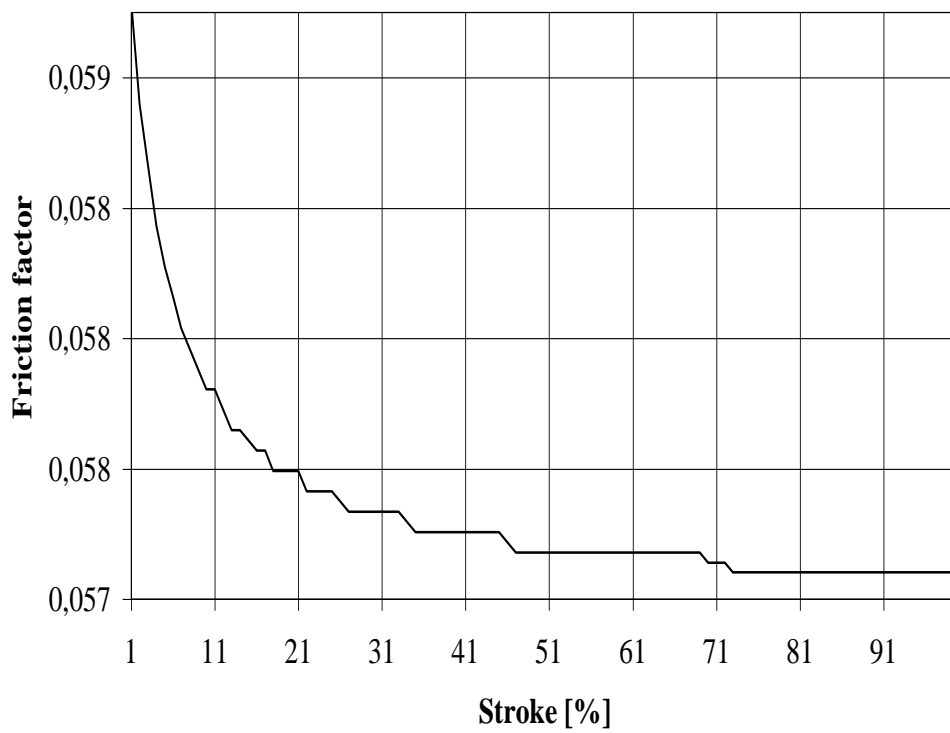


Fig. 2.8. Dependența factor de frecare – debit.

3. Modelarea matematică a robinetului de reglare

Cuprins

Obiective.....	18
3.1. Robinetul de reglare – rezistor hidraulic variabil.....	18
3.2. Caracteristica intrinsecă a organului de reglare.....	21
3.3. Caracteristica de lucru a organului de reglare.....	23

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea proprietății de rezistor hidraulic variabil a robinetului de reglare;
- înțelegerea modelului matematic ce reprezintă caracteristica statică intrinsecă a organului de reglare;
- înțelegerea modelului matematic ce reprezintă caracteristica statică de lucru a organului de reglare.

3.1. Robinetul de reglare – rezistor hidraulic variabil

Robinetul de reglare reprezintă un exemplu de rezistor hidraulic, cu o rezistență hidraulică variabilă, datorată în primul rând, modificării secțiunii de trecere a acestuia. O privire globală a unui robinet de reglare, împreună cu principalele mărimi asociate, este prezentată în figura 3.1. La modificarea deplasării H a obturatorului sistemului de strangulare rezultă o variație a debitului Q , cât și a căderii de presiune ΔP_r .

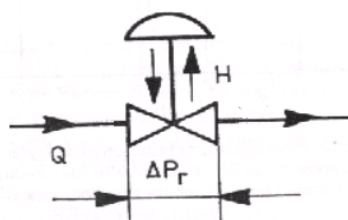


Fig. 3.1. Imaginea de ansamblu a unui robinet de reglare:
 H - deplasarea (cursa) obturatorului sistemului de strangulare;
 Q - debitul fluidului; ΔP_r - căderea de presiune pe robinetul de reglare.

La modificarea deplasării H a obturatorului sistemului de strangulare rezultă o variație a debitului Q , cât și a căderii de presiune ΔP_r . Dacă se notează cu ξ coeficientul de pierdere al robinetului de reglare, se poate scrie relația

$$\Delta P_r = f(\xi, Q). \quad (3.1)$$

Elementele specifice curgerii și aspectele constructive ale robinetului de reglare influențează direct forma concretă a relației (3.1). O imagine principială a acestor aspecte, din punct de vedere fenomenologic, este prezentată cu ajutorul figurii 3.2 și 3.3.

La pierderi mari de presiune pe robinet, în zona de strangulare maximă are loc o scădere a presiunii încât se atinge presiunea de vaporizare P_v (figura 3.2, b). După trecerea de *vena contracta* are loc fenomenul de recuperare a presiunii, astfel încât se ajunge la niveluri de presiune P_2 superioare presiunii de vapori P_v , fapt pentru care bulele de vapori formate în zona venei contracta sunt condensate brusc, sub forma unor implozii, a unor colapsuri. Acest mecanism numit *cavitație* este compus din două etape: vaporizare în vena contracta și condensarea bruscă. Fenomenul produce zgomot și vibrații care conduc la distrugerii fizice ale robinetului și ale conductei din aval.

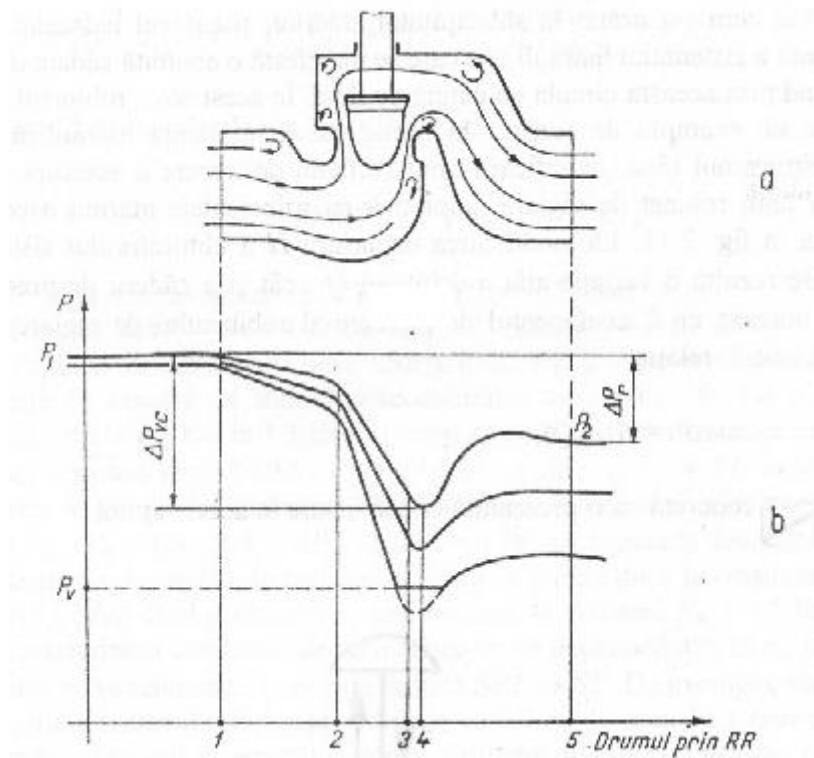


Fig. 3.2. Procesul de curgere printr-un robinet de reglare (RR):
a – schema RR; b – variația presiunii în RR; 1 – intrarea în RR;
2 – intrarea în sistemul de obturare; 3 – ieșirea din sistemul de obturare;
4 – vena contracta; 5 – ieșirea din RR.

Figura 3.3 descrie dependența debit - căderea de presiune pe robinetului de reglare. Conform acestei diagrame, în funcție de $\sqrt{\Delta P_R}$ există cinci tipuri (zone) de curgere prin robinetului de reglare.

Zona 1. La căderi mici presiune pe robinet, vâscozități mari sau secțiuni de trecere mici, curgerea are loc în *regim laminar*, caracterizat prin dependența liniară între debit și căderea de presiune. Această dependență corespunde zonei I din graficul reprezentat în figura 3.3.

Zona 2. La aceeași deschidere a robinetului de reglare, pe măsură ce căderea de presiune crește, se obține o creștere a debitului, respectiv a vitezei de curgere, astfel încât la o anumită valoare a căderii de presiune se ajunge la o curgere în *regim de trecere* (zona II din figura 3.3).

Zona 3. Dacă pierderea de presiune pe robinet este crescută în continuare, se atinge *regimul de curgere turbulent*, cunoscut sub numele de *curgere normală* (zona III din figura 3.3).

Zona 4. Deoarece a fost atinsă presiunea de vapori a lichidului transportat, începe procesul de vaporizare, zona IV – figura 3.3. Curgerea cavitațională corespunde zonei IV din figura 3.3, zonă în care nu se mai respectă dependența pătratică dintre debit și căderea de presiune.

Zona 5. Bulele de vapori care se formează în zona *vene contracta* ocupă un volum mai mare decât lichidul din care s-au format. Dacă diferența de presiune pe robinet este crescută în continuare, ponderea bulelor de vapori crește până când volumul amestecului devine așa de mare, încât robinetul nu mai permite trecerea unui debit superior de fluid. Aceasta stare este numită *curgere sugrumată*, debitul de fluid având valoarea maximă Q_{max} , figura 3.3.

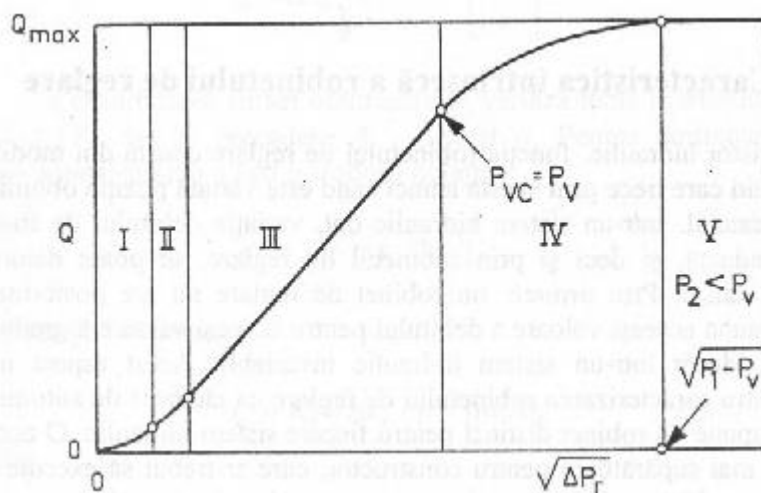


Fig. 3.3. Dependența debit - căderea de presiune pe robinetul de reglare:
 I – curgere laminară; II – curgere în regim de trecere ; III – curgere turbulentă;
 IV – curgere cavitațională ; V – curgere total sugrumată.

În cazul gazelor, la scăderea presiunii în aval, crește volumul specific, ceea ce are ca urmare creșterea vitezei în secțiunea *vene contracta* datorită creșterii volumului gazului. Când viteza atinge viteza sunetului (1 Mach), orice încercare de creștere a căderii de presiune nu mai conduce la o creștere a debitului, curgerea fiind sugrumată. Punctul în care a fost atins debitul maxim Q_{max} , datorită curgerii sugrumate, desemnează *căderea de presiune de sugrumare*.

Robinetul de reglare este utilizat, în majoritatea aplicațiilor industriale, în regim de curgere turbulent, numit și *regim normal*, marcat în figura 3.3 prin zona III. Varietatea mare a proceselor industriale, însoțită de creșterea complexității acestora și uneori de alegere necorespunzătoare a robinetelor de reglare, face ca unele din robinete să funcționeze în celelalte zone, adică I, II sau IV sau chiar V. Regimurile asociate curgerilor cavitațională și critică sunt de evitat, deoarece sunt însoțite de fenomene mecanice nedorite, în primul rând de vibrații, care conduc în cele mai multe cazuri la uzura rapidă a robinetului de reglare și la poluarea sonoră a mediului înconjurător.

3.2. Caracteristica intrinsecă a organului de reglare (CSI)

Aceasta reprezintă un model matematic al organului de reglare care permite stabilirea, în condiții etalon, a unor caracteristici hidraulice proprii robinetului de reglare, indiferent de sistemul hidraulic în care va fi montat. Un robinet de reglare nu are posibilitatea să asigure întotdeauna aceeași valoare a debitului Q pentru aceeași valoare a cursei H , decât într-un sistem hidraulic invariabil. Acest aspect nu este convenabil pentru modelarea robinetului de reglare ca element de automatizare, pentru că presupune un robinet distinct pentru fiecare sistem hidraulic. O asemenea soluție este inacceptabilă pentru constructor, care ar trebui să execute pentru fiecare sistem hidraulic dat un robinet de reglare. Caracteristica intrinsecă reprezintă dependența dintre debitul specific al organului de reglare și cursa acestuia

$$K_v = f(H) . \quad (3.2)$$

Debitul specific K_v reprezintă o mărime introdusă special pentru caracterizarea hidraulică a robinetelor de reglare, mărime introdusă de Früh, expresia acesteia fiind

$$K_v = \sqrt{2}\alpha A_r \quad [m^2], \quad (3.3)$$

unde A_r – aria secțiunii de curgere dintre obturator și scaun; α – coeficient de debit.

Modul în care a fost introdusă mărimea K_v prin relația (3.2) arată că aceasta depinde numai de caracteristicile proprii ale organului de reglare, exprimate în funcție de deschiderea acestuia, deci de cursa H a obturatorului. Menținând constantă căderea de presiune pe robinet se elimină influența conductei asupra curgerii prin robinetul de reglare, iar dependența dintre debit și cursă este funcție numai de interiorul robinetului.

Caracteristicile intrinseci depind și de construcția geometrică a organului de reglare. Din punct de vedere geometric, organul de reglare poate fi cu obturator de tip ventil cu un scaun, obturator de tip ventil cu două scaune, obturator tip ventil cu trei căi, obturator tip ventil de colț, obturator tip clapetă, obturator tip sferic etc. Din această cauză, modele matematice ale caracteristicilor intrinseci sunt specifice fiecărui tip de obturator. În cele ce urmează vor fi exemplificate modelele matematice ale caracteristicii intrinseci asociate organelor de reglare tip ventil cu un scaun, figura 3.4 și 3.5.

Pentru acest tip de obturatoare sunt utilizate două modele matematice, denumite *caracteristică liniară* și *caracteristică logaritmică*, modele definite prin relațiile:

- caracteristica liniară

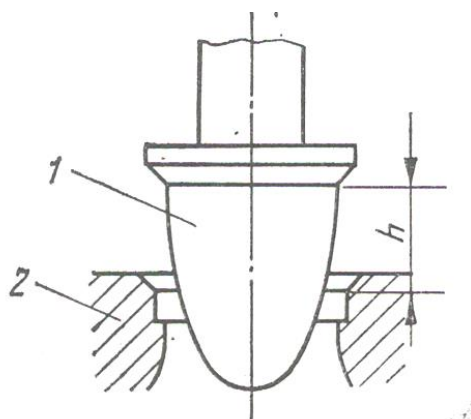


Fig. 3.4. Obturator liniar.

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{K_{v0}}{K_{vs}} + \left(1 - \frac{K_{v0}}{K_{vs}}\right) \frac{H}{H_{100}} ; \quad (3.4)$$

- caracteristica logaritmică

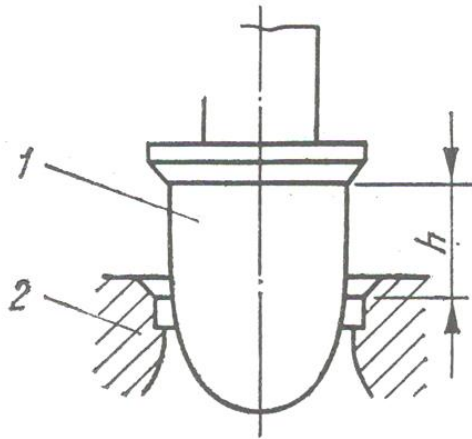


Fig. 3.5. Obturator logaritmic

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{K_{v0}}{K_{vs}} \exp\left(\frac{H}{H_{100}} \ln \frac{K_{vs}}{K_{v0}}\right), \quad (3.5)$$

unde H este cursa obturatorului în raport cu scaunul; H_{100} – valoarea nominală (maximă) a cursei obturatorului; K_{v0} – valoarea lui K_v pentru $H = 0$; K_{vs} – valoarea lui K_v la cursa nominala H_{100} .

În figura 3.6 sunt prezentate dependențele grafice pentru cele două modele matematice ale caracteristicii intrinseci ale organului de reglare tip ventil cu un scaun.

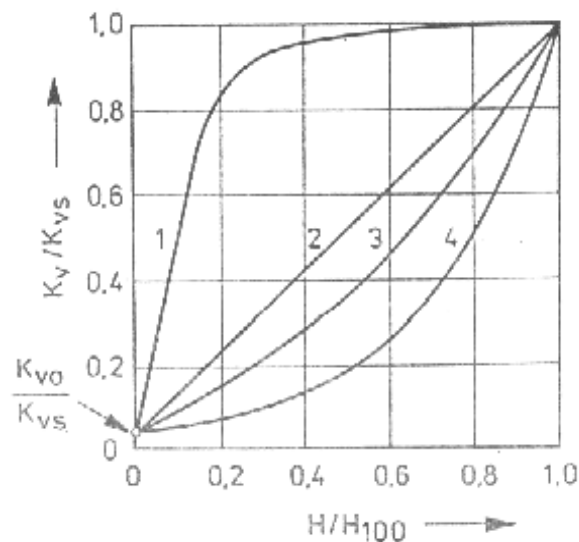


Fig. 3.6. Tipuri de caracteristici intrinseci asociate organului de reglare tip ventil cu un scaun:
 1 – cu deschidere rapidă; 2 – caracteristică liniară; 3 – de procentaj egal modificat;
 4 – caracteristică logaritmică.

Observații. Mărimea K_v , utilizată în cadrul modelului matematic al caracteristicii intrinseci și la dimensionarea hidraulică a robinetelor de reglare, a fost introdusă de Fröh în 1957. Deși relația (3.3) arată că mărimea K_v are dimensiunea unei arii, din motive practice s-a convenit să se atribuie lui K_v o semnificație fizică, cu ajutorul căreia să se lucreze mai eficient. Aceasta nouă semnificație are la bază relația

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P_r}{\rho}}} \quad [\text{m}^2], \quad (3.6)$$

și are următoarea interpretare:

K_v este numeric egal cu debitul unui fluid de densitate $\rho = 1 \text{ kg/dm}^3$ care trece prin robinetul de reglare, atunci când pe acesta are loc o cădere de presiune $\Delta P_r = 1 \text{ bar}$. Valorile numerice ale lui K_v se exprimă în m^3/h .

În SUA, în locul lui mărimii K_v este definită mărimea C_v , ca fiind debitul de apă exprimat în gallon/min care, la trecerea prin robinetul de reglare, produce o cădere de presiune de 1 psi. Relațiile de transformare sunt următoarele:

$$C_v = 1,156 K_v; \quad K_v = 0,865 C_v. \quad (3.7)$$

Debitul specific și caracteristica intrinsecă sunt utilizate la dimensionarea și alegerea robinetelor de reglare.

3.3. Caracteristica de lucru a organului de reglare (CSL)

Aceasta reprezintă dependența dintre debitul Q și cursa H a obturatorului

$$Q = Q(H). \quad (3.8)$$

În definirea caracteristicii statice de lucru nu mai apare condiția restrictivă privind constanța căderii de presiune pe robinet, așa cum era cazul caracteristicii intrinseci, ci debitul ia valori funcție de sistemul hidraulic în care este amplasat, de mărimea, tipul și deschiderea robinetului de reglare. Din punct de vedere al sistemului hidraulic, caracteristicile de lucru pot fi asociate următoarelor sisteme:

- a) sisteme fără ramificații;
- b) sisteme hidraulice cu ramificații;
- c) sisteme hidraulice prevăzute cu robinete cu trei căi;
- d) sisteme hidraulice cu ocolirea sursei de presiune.

Din cauza complexității fenomenelor, pentru modelarea matematică a caracteristicii de lucru a organului de reglare sunt introduse următoarele ipoteze simplificatoare:

- este tratat numai cazul fluidelor incompresibile în regim de curgere turbulent;
- sunt modelate numai sistemele hidraulice fără ramificații;
- pierderea de presiune pe conductă se consideră o mărime concentrată, sub forma unui rezistor hidraulic local.

Schema principală a unui sistem hidraulic fără ramificații este prezentată în figura 3.7. Sistemul este caracterizat prin pierderea de presiune pe robinetul de reglare ΔP_r , pierderea de presiune pe conductă ΔP_c , și pierderea de presiune în interiorul sursei de presiune ΔP_{st} .

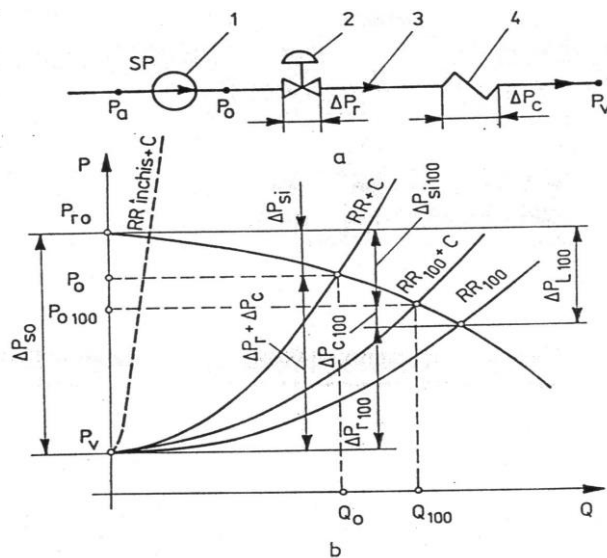


Fig. 3.7. Sistem hidraulic fără ramificații: *a* - sistemul hidraulic propriu - zis; *b* - caracteristicile sursei de presiune și conductei; 1 - sursa de presiune; 2 - robinetul de reglare (RR); 3 - conducta; 4 - rezistența hidraulică "concentrată" a conductei; RR_{100} - în sistemul hidraulic există numai RR, complet deschis; $RR_{100} + C$ - în sistemul hidraulic există RR complet deschis și conductă.

Pentru modelarea caracteristicii de lucru a organului de reglare sunt definite următoarele mărimi:

- Debitul care trece prin robinetul de reglare

$$Q = K_V \sqrt{\frac{\Delta P_r}{\rho}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]. \quad (3.9)$$

- pierderea de presiune pe linie, ΔP_L

$$\Delta P_L = \Delta P_C + \Delta P_{SI} \quad [\text{bar}]. \quad (3.10)$$

- pierderea de presiune pe sistemul hidraulic, ΔP_{S0}

$$\Delta P_{S0} = \Delta P_L + \Delta P_r \quad [\text{bar}]. \quad (3.11)$$

Modelul matematic al caracteristicii de lucru a organului de reglare este definit prin schema bloc prezentată în figura 3.8. În cadrul modelului matematic, mărimea de intrare este cursa H a servomotorului și implicit a organului de reglare, iar mărimea de ieșire este debitul Q care trece prin robinet.

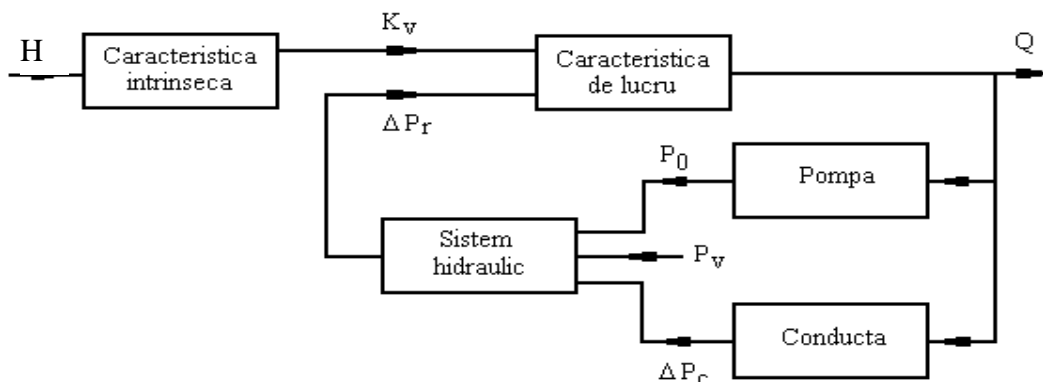


Fig. 3.8. Schema bloc a modelului caracteristicii de lucru a organului de reglare.

Pornind de la schema prezentată în figura 3.8 a fost elaborat un program de calcul care determină caracteristica de lucru a robinetului de reglare. Debitul care trece prin robinetul de reglare reprezintă soluția ecuației

$$f(Q) = Q - K_v \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\rho}} = 0. \quad (3.12)$$

Programul calculează debitul corespunzător cursei robinetului de reglare pentru domeniul $H/H_{100} \in [1 \dots 100] \%$.

Soluțiile asociate caracteristicii de lucru a organului de reglare pot fi determinate în două moduri:

- rezolvând numeric modelul prezentat în figura 3.8;
- introducând ipoteza simplificatoare prin care se consideră că debitul specific asociat conductei nu se modifică, respectiv $K_L = ct$.

Caracteristicile de lucru ale robinetelor de reglare sunt utile la alegerea tipului de obturator al robinetului de reglare. Caracteristica robinetului trebuie aleasă în concordanță cu cerința de liniaritate a sistemului de reglare automată.

Soluția rezultată prin rezolvarea numerică a modelului matematic este obținută cu ajutorul unui program de calcul. Un exemplu de calcul este prezentat în continuare. Variabilele de intrare au valorile prezentate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Variabilele de intrare ale exemplului de calcul

Variabila	UM	Valoare
Conductă		
Diametru	m	0.05
Lungime	m	20
Rugozitate	-	0.03
Fluid		
Vâscozitate	$m^2 s^{-1}$	0.92e-6
Densitate	$Kg m^{-3}$	476
Robinet reglare		
Tip obturator	Linear	
K_{vs}	$m^3 h^{-1}$	25
K_{v0}	$m^3 h^{-1}$	1
Pompă		
Tipe 50-20	Coeficienții modelului sunt prezentați în tabelul 1	

În figurile 3.9 și 3.10 sunt prezentate soluțiile grafice ale caracteristicii intrinseci și de lucru ale robinetului de reglare simulat.

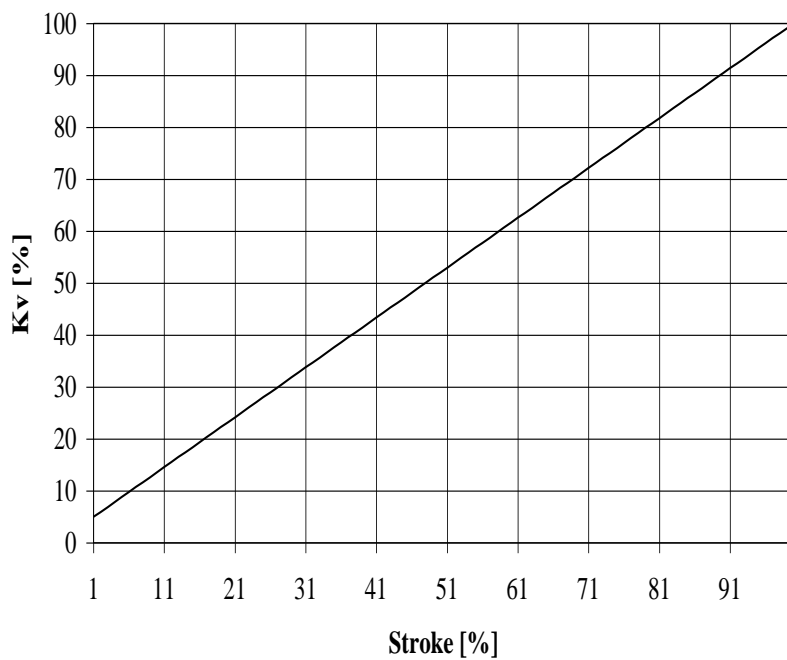


Fig. 3.9. Caracteristica intrinsecă a robinetului de reglare.

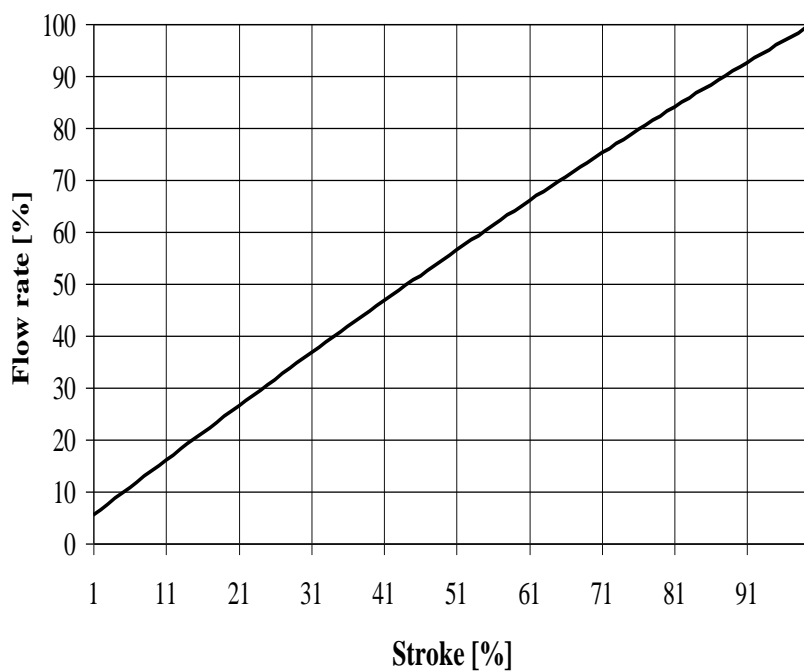


Fig. 3.10. Caracteristica de lucru a robinetului de reglare.

Rezultatele numerice confirmă, prin caracteristica intrinsecă, apartenența robinetului de reglare la tipul LINIAR. Caracteristica de lucru demonstrează o pondere mare a robinetului de reglare în cadrul sistemului hidraulic, fapt ce determină un consum foarte mare de energie pe robinetul de reglare.

Soluția rezultată prin considerarea ipotezei simplificatoare este prezentată în diverse surse bibliografice și reprezintă modalitatea clasică de rezolvare a caracteristicii de lucru a organului de reglare. Soluția obținută este de forma

$$q = \frac{1}{\sqrt{1 + \Psi \left(\frac{1}{k_v^2} - 1 \right)}}, \quad (3.13)$$

în care $q = Q/Q_{100}$ reprezintă debitul relativ ce trece prin robinetul de reglare; $k_v = K_v/K_{v100}$ - debitul specific în coordonate adimensionale; $\Psi = \Delta P_{r100}/\Delta P_{s0}$ - raportul între căderea de presiune pe robinetul de reglare la cursă maximă și căderea de presiune pe sistemul hydraulic.

Relația (3.13) sau variante ale acesteia au fost obținute în deceniul al 7-lea al secolului 20. Soluția caracteristicii de lucru a organului de reglare în forma (3.12) a fost stabilită în România în 1967. În figura 3.11 sunt prezentate soluțiile grafice ale caracteristicilor de lucru ale organelor de reglare pentru tipul de obturator cu caracteristică intrinsecă liniară și caracteristică intrinsecă logaritmică.

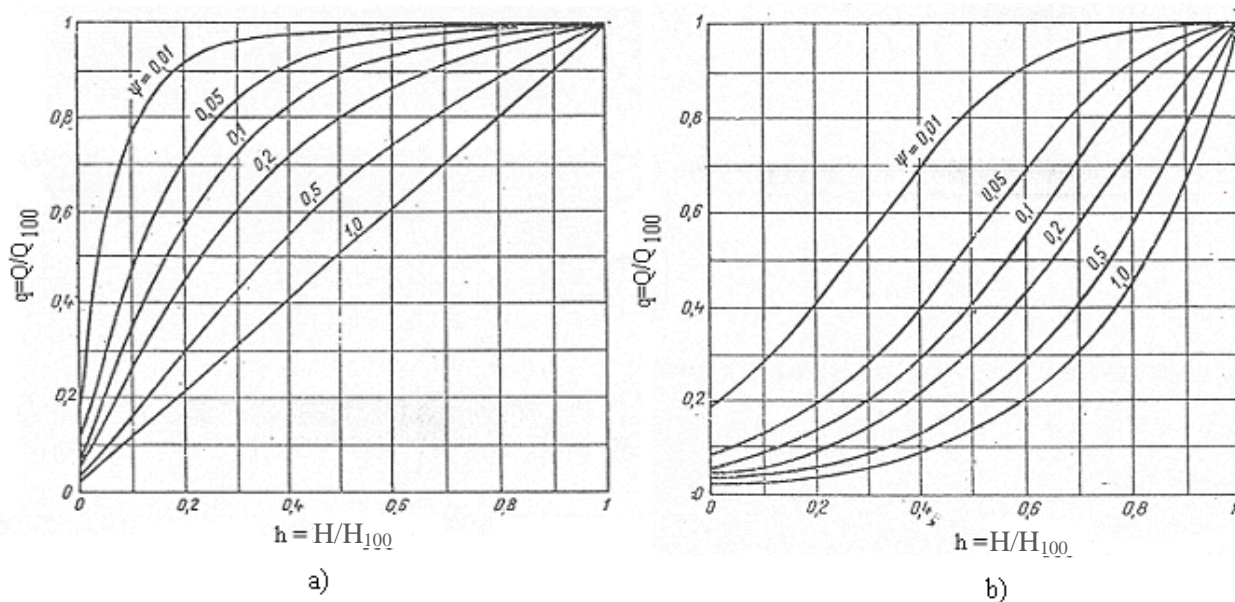


Fig. 3.11. Caracteristicile de lucru ale organelor de reglare calculate pe baza ipotezei simplificatoare:
a) tip ventil de reglare cu caracteristică intrinsecă liniară;
b) tip ventil de reglare cu caracteristică intrinsecă logaritmică.

4. Tipuri constructive de robinete de reglare

Cuprins

Obiective.....	28
4.1. Clasificarea robinetelor de reglare.....	28
4.2. Sisteme de obturare.....	29
4.3. Tipuri de robinete industriale.....	32
4.3.1. Robinete de reglare cu ventil profilat.....	32
4.3.2. Robinete de reglare tip fluture (butterfly).....	35
4.3.3. Robinete de reglare cu trei căi.....	37

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- familiarizarea cu principalele criterii de clasificare a tipurilor de robinete de reglare;
- înțelegerea tipurilor principale de sisteme de obturare;
- familiarizarea cu diverse tipuri de robinete de reglare industriale.

În cele ce urmează sunt prezentate elemente descriptive privind tipurile de robinete de reglare.

4.1. Clasificarea robinetelor de reglare

În prezent, producătorii realizează o mare diversitate de tipuri de robinete de reglare. Principalele criterii de clasificare a tipurilor de robinete de reglare sunt următoarele:

- a) Sistemul de obturare:
 - ventil profilat;
 - ventil fustă profilată sau cu orificii multiple;
 - colivie cu ferestre în V;
 - colivie cu orificii multiple;
 - clapă;
 - sferă;
 - cep;
 - Camflex;
 - sisteme de obturare speciale (reducere în trepte a presiunii, sisteme labirint);
 - fără sisteme de obturare.
- b) Modul de circulație a fluidului prin organul de reglare:
 - circulație dreaptă;
 - circulație la 90° (robinete de colț);
 - circulație divizată (robinete cu trei căi).

- c) Numărul de scaune:
 - un scaun;
 - două scaune.
- d) Soluția constructivă impusă de natura, temperatura și condițiile de curgere:
 - normală;
 - cu capac cu nervuri de răcire;
 - cu burduf de etanșare;
 - cu țeavă intermediară;
 - cu manta de încălzire.

În figura 4.1 este prezentată o schematizare a tipurilor de robinetelor de reglare realizată de Marinoiu.

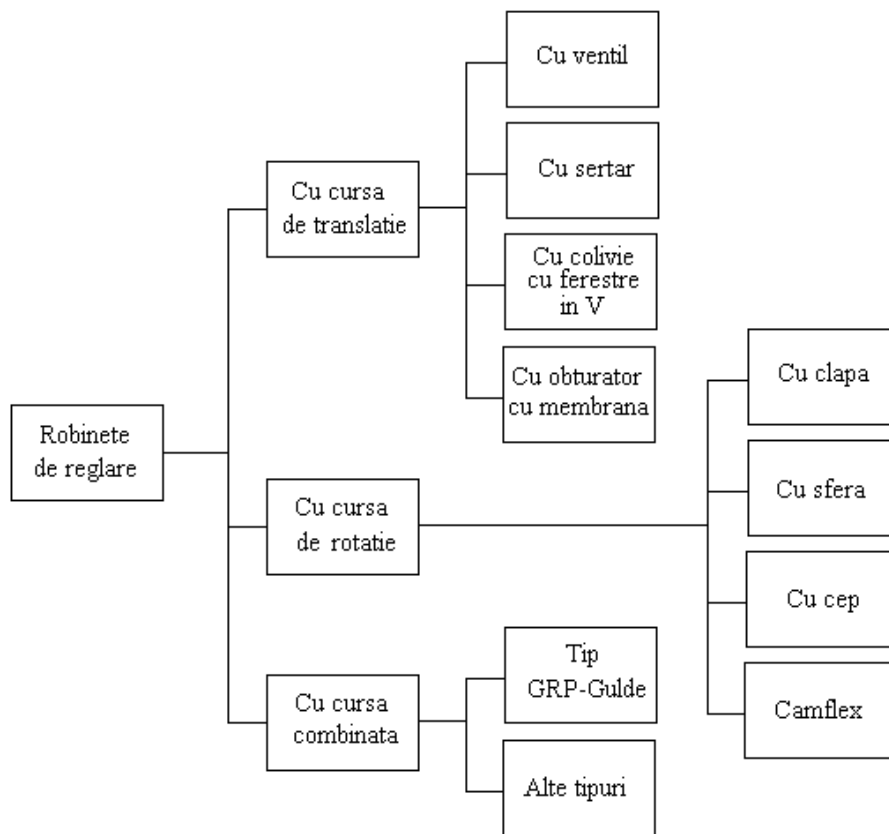


Fig. 4.1. Clasificarea robinetelor de reglare.

4.2. Sisteme de obturare

Din punctul de vedere al caracteristicii intrinseci, sistemul de obturare (SO) al robinetului de reglare are o importanță aparte. Complexitatea proceselor de curgere, cum sunt cele de cavitație și curgere critică, a determinat o continuă investigație pentru dezvoltarea unor sisteme de obturare tot mai performante. Din mulțimea sistemelor de obturare se desprind în primul rând cele clasice, cu mișcare rectilinie, prezentate principal în figura 4.2.

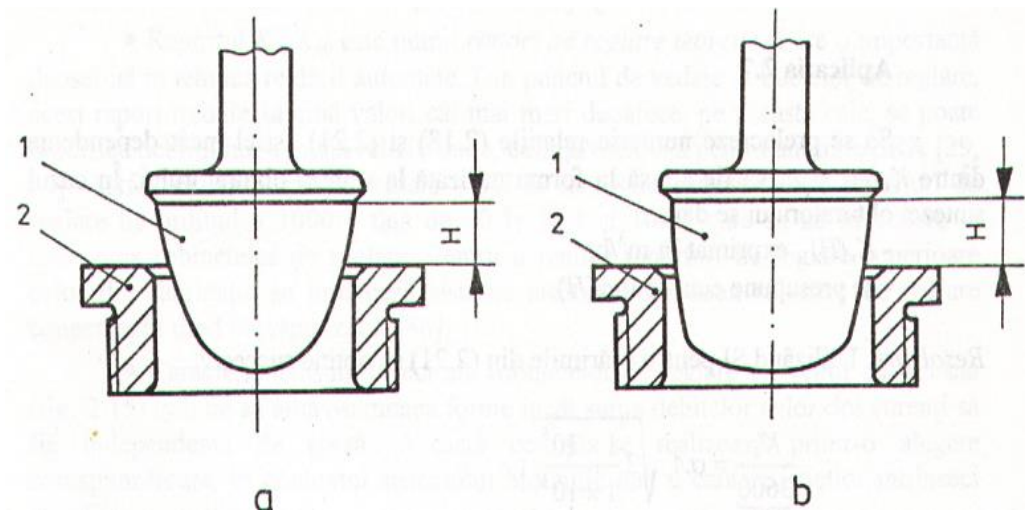


Fig. 4.2. Sisteme de obturare clasice: a – liniar; b - logaritmic.

Elementele de baza ale sistemului de obturare sunt obturatorul 1 și scaunul 2. Deoarece valorile coeficientului de debit sunt situate în domeniul $0,37...0,99$, rezultă că variația ariei minime de trecere A în raport cu cursa H este foarte asemănătoare cu variația lui K_v în funcție de H . Cu sistemele de obturare din figura 4.2 se realizează curent robinete de reglare cu un scaun, de colț, cu două scaune și cu trei căi.

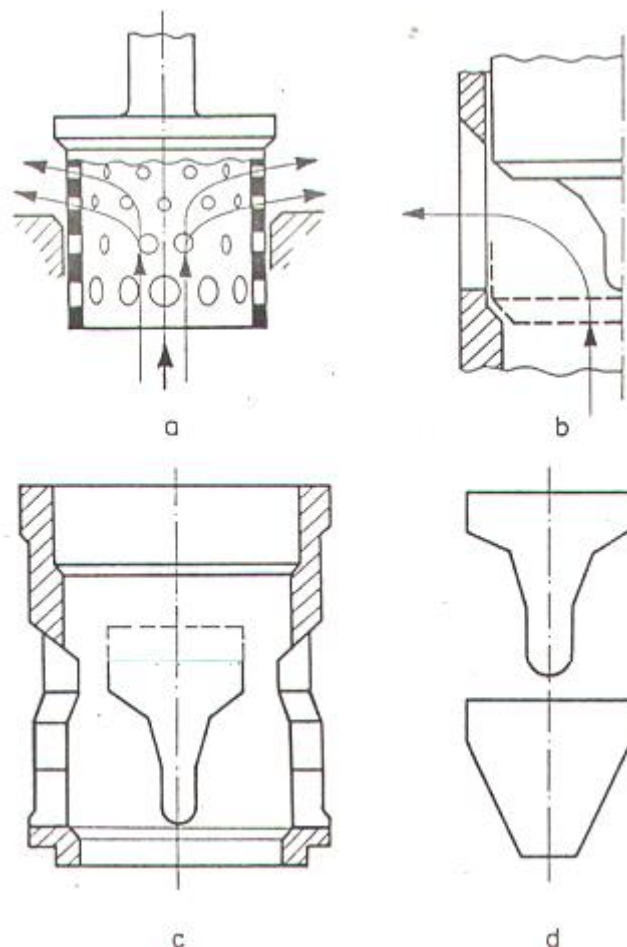


Fig. 4.3. Sisteme de obturare cu orificii: a - clopot cu orificii cilindrice ; b - colivie prevăzută cu ferestre; c,d - colivie cu ferestre.

O subclasă importantă a sistemelor de obturare cu mișcare rectilinie este aceea la care obturatorul este cilindric, acesta sau colivia care îl înconjoară având orificii sau ferestre cu diferite forme geometrice, figura 4.3. În figura 4.3-a este prezentat un sistem de obturare la care obturatorul are forma unui clopot cu orificii cilindrice de diferite diametre, iar în figura 4.3-b este redat principal sistemul de obturare cu colivie prevăzută cu ferestre. În figura 4.3-c și d sunt prezentate o colivie cu ferestre și forme geometrice utilizate curent pentru robinetele logaritmice și liniare.

O altă clasă importantă a sistemelor de obturare are ca trăsătură de bază mișcarea de rotație a obturatorului. O privire generală asupra acestei clase este prezentată cu ajutorul figurii 4.4, care conține schițe pentru cele mai importante sisteme de obturare: cu clapă, Camflex – Masoneilan, cu sferă și cu segment de sferă. Caracteristicile intrinseci ale acestor sisteme de obturare sunt prezentate sumar în figura 4.5.

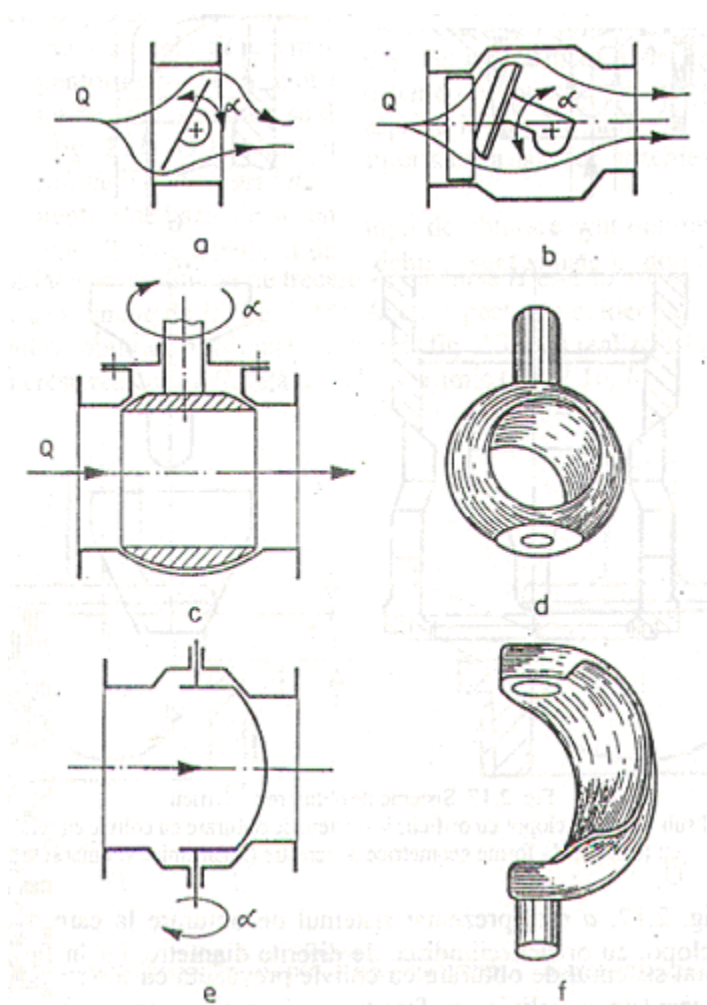


Fig. 4.4. Sisteme de obturare cu mișcare de rotație : a – cu clapă; b – Camflex-Masoneilan; c, d – sferic; e, f – segment de sferă.

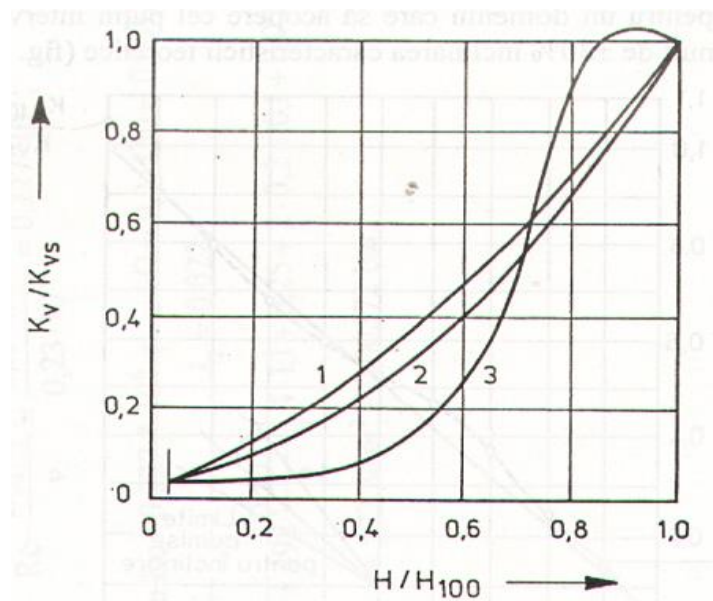


Fig. 4.5. Caracteristici intrinseci ale unor sisteme de obturare rotative:
1 – Camflex-Masoneilan; 2 – cu clapă; 2 – cu sferă.

4.3. Tipuri de robinete industriale

4.3.1. Robinete de reglare cu ventil profilat

Din categoria robinetelor de reglare cu ventil profilat fac parte cele mai multe robinete de reglare. Dintre acestea vor fi prezentate robinetele de reglare produse de firmele Fisher.

Robinete de reglare Fisher. Pentru acest tip de robinet, domeniul semnalului de intrare este dependent de structura sistemului de reglare. Conform tabelului 4.1, sistemul de reglare poate conține:

- structură split cu un singur robinet de reglare;
- structură two-way cu două robinete de reglare în regim divizat;
- structură three-way cu trei robinete de reglare în regim divizat.

În figura 4.6 este prezentată imaginea de ansamblu a unui robinet de reglare Fisher iar în figura 4.7 o secțiune prin robinet. În figura 4.8 sunt prezentate secțiuni prin tipurile de obturatoare Fisher.

Tabelul 4.1. Semnale de intrare pentru robinete de reglare Fisher

Robinet tip 3582 cu poziționar				
Structura sistemului de reglare	[bar]	[psig]	[bar]	[psig]
Split	0.2 to 1.0	3 to 15	0.4 to 2.0	6 to 30
Two-way	0.2 to 0.6	3 to 9	0.4 to 1.2	6 to 18
	0.6 to 1.0	9 to 15	1.2 to 2.0	18 to 30
Three-way	0.2 to 0.5	3 to 7	0.4 to 0.9	6 to 14
	0.5 to 0.7	7 to 11	0.9 to 1.5	14 to 22
	0.7 to 1.0	11 to 15	1.5 to 2.0	22 to 30
Robinet tip 3582i cu poziționar				
Structura sistemului de reglare	[mA]			
Split	4 to 20			
Two-way	4 to 12			
	12 to 20			
Three-way	4 to 9.3			
	9.3 to 14.7			
	14.7 to 20			

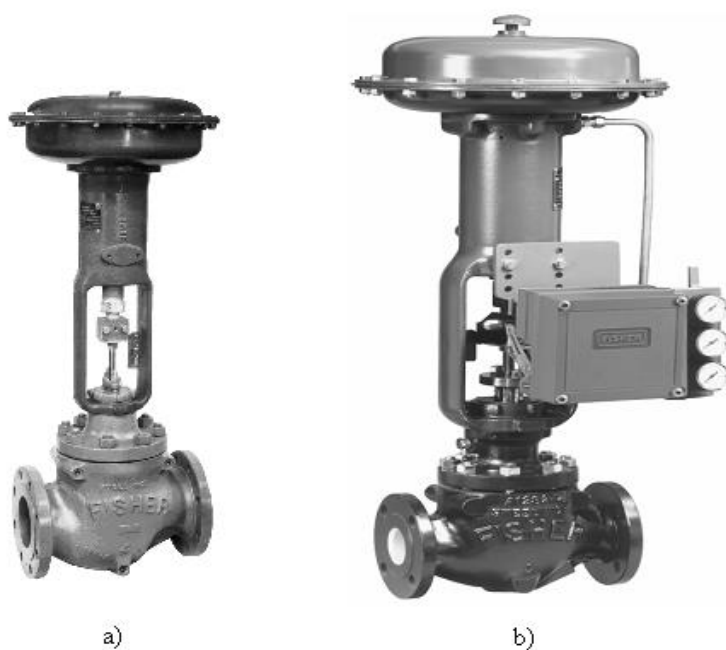


Fig. 4.6. Robinet de reglare Fisher: a) cu servomotor pneumatic;
b) cu servomotor pneumatic și poziționar.

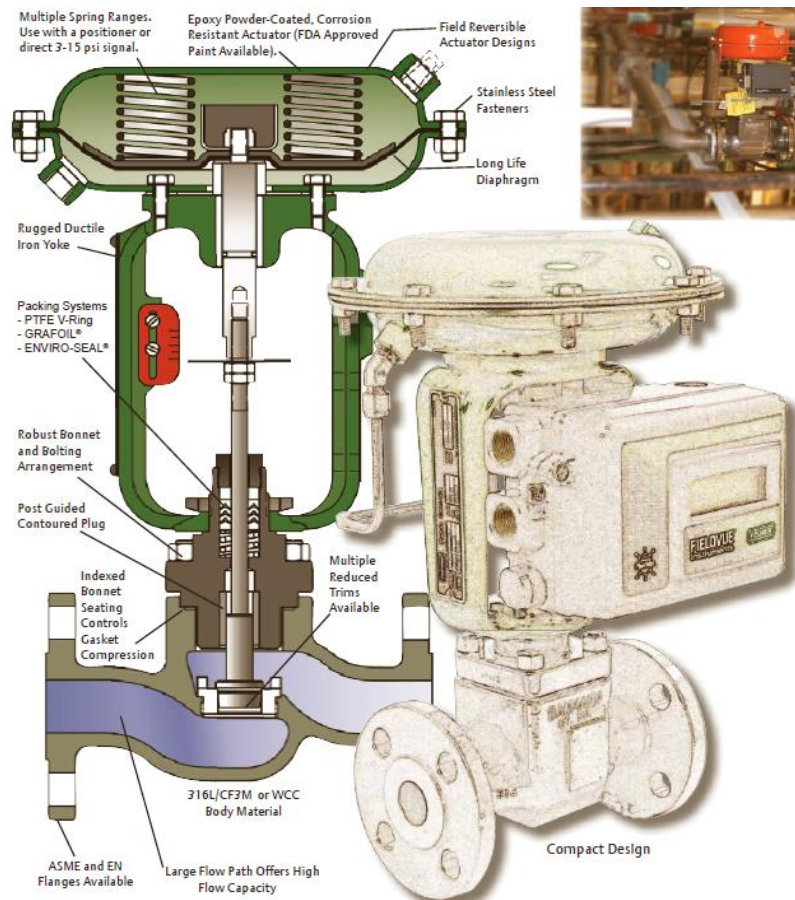


Fig. 4.7. Secțiune printr-un robinet de reglare Fisher.

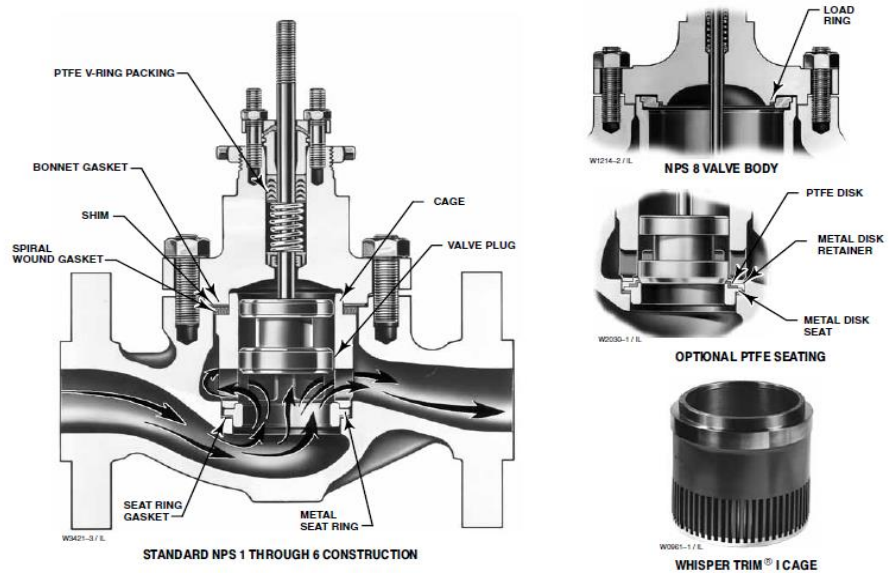


Figure 2. Design ES Sectional

Fig. 4.8. Secțiuni prin organul de reglare al robinetului Fisher.

Robinete de reglare Baumann.

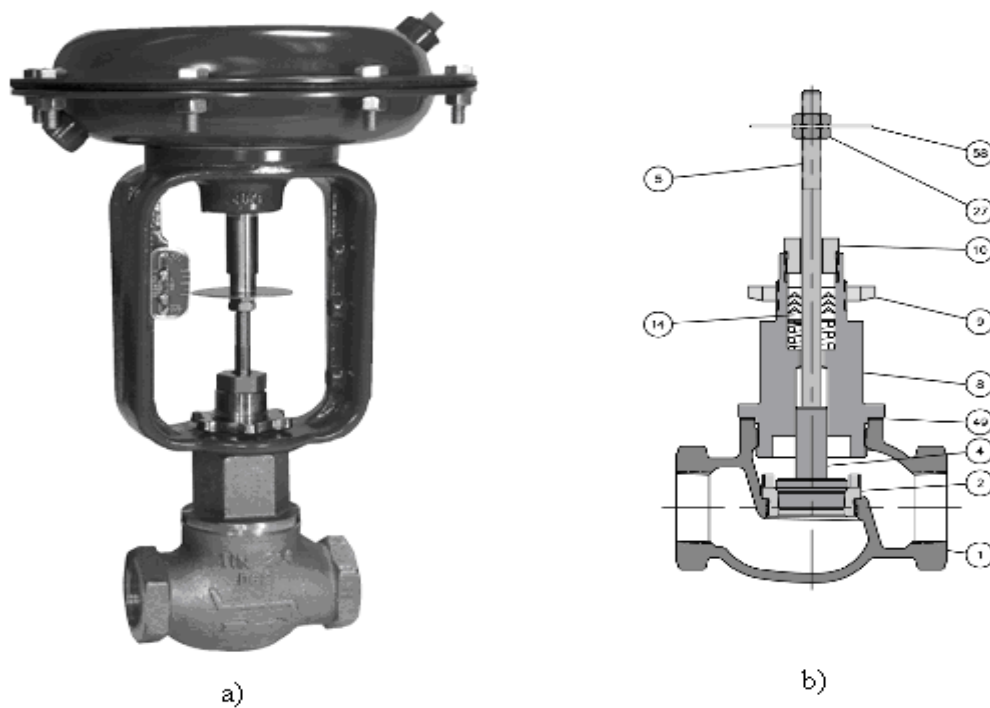
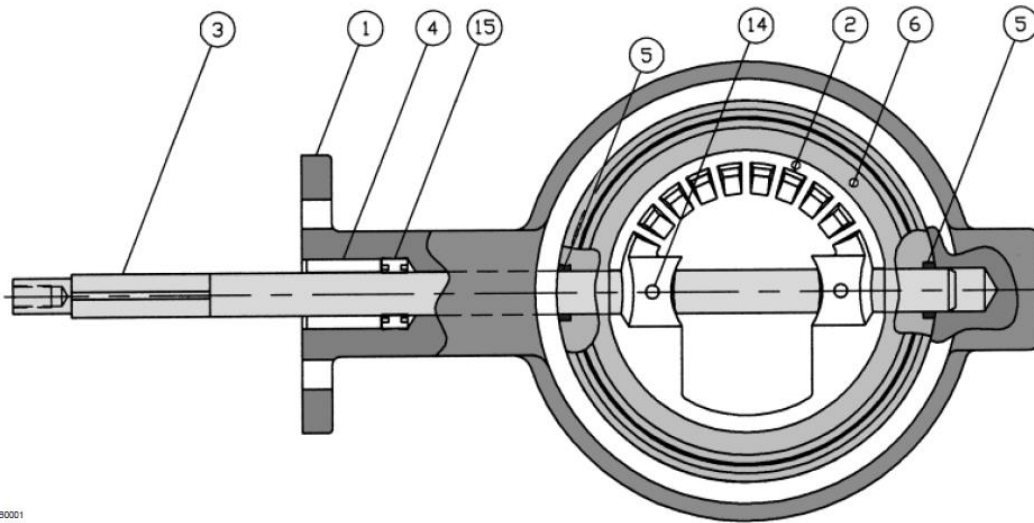


Fig. 4.9. Robinet de reglare cu ventil (Baumann):
a) vedere generală; b) secțiune prin robinetul de reglare

4.3.2. Robinete de reglare tip fluture (butterfly)



Fig. 4.10. Robinet de reglare tip fluture (Baumann).



EB0001

Figure 2. Valve Body

Fig. 4.11. Secțiune prin robinetul de reglare fluture (Baumann).

Tabelul 4.2. Valori ale debitului specific C_v pentru robinete tip fluture (Baumann)

21000 Butterfly Valve

Product Bulletin
21BV_BTN
October 2008

Table 3. DEGREE OF ROTATION AND FLOW CAPACITY (C_v)

DEGREE OF ROTATION		3	7	10	14	21	28	35	42	49	56	63	70	$F_p^{(4)}$		$F_d^{(5)}$
		% VALVE TRAVEL	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	D/d ⁽⁴⁾ 1.5	
$F_L^{(1)}$		0.72	0.75	0.80	0.82	0.81	0.80	0.76	0.74	0.71	0.67	0.66	0.65			
$K_c^{(2)}$		0.33	0.45	0.50	0.52	0.51	0.50	0.44	0.41	0.36	0.34	0.32	0.30			
$X_r^{(3)}$		0.44	0.47	0.54	0.56	0.55	0.54	0.49	0.46	0.42	0.38	0.37	0.35			
2 in (DN 50)	Cv	0.25	1.2	3.4	7	14	22	32	43	55	70	81	95	.88	.81	0.30
3 in (DN 80)	Cv	0.5	2.5	8	19	39	64	91	121	154	190	216	230	.87	.79	0.25
4 in (DN 100)	Cv	1.2	6	16	28	56	92	132	180	232	292	354	435	.85	.77	0.24
6 in (DN 150)	Cv	2.5	12.5	35	69	139	229	327	441	566	707	836	975	.85	.77	0.22

NOTES: (1) F_L = Pressure Recovery Factor.
 (2) K_c = Coefficient by incipient cavitation.
 (3) X_r = Rated pressure drop ratio factor, dimensionless.
 (4) F_p = Multiply valve rated C_v by F_p to compensate for reducer losses. (D=line size/d=valve size).
 (5) F_d = Valve style modifier.

Tabelul 4.3. Valori ale debitului specific K_v pentru robinete tip fluture (Baumann)

Table 5. K_v VALUES @ 100 PERCENT PLUG OPENING

VALVE SIZE, NPS	ORIFICE DIA.	PLUG TRAVEL	PLUG SERIES				
			102	577	548 / 588	677	648 / 688
DN	mm	mm	K_v	K_v	K_v	K_v	K_v
15, 20, & 25	6.3	12.7	0.017 0.04 0.09 0.17	---	0.17, 0.43, 0.86	---	0.43, 0.86
	9.5	12.7	---	0.86, 1.29, 2.15	1.29, 2.15	0.086, 0.17, 0.43, 0.86, 2.15	1.29, 2.15
15	20.6	12.7	---	3.4, 5.2	3.4, 5.2	4.3	3.4, 5.2
20	20.6	12.7	---	3.4, 6.5	3.4, 6.9	4.3	3.4, 6.9
25	20.6	12.7	---	3.4, 7.3	3.4, 7.7	4.3	3.4, 7.7
	27.0	12.7	---	11.2	11.2	---	11.2
40	31.8	19.1	---	17.2	8.6, 17.2	17.2	8.6, 17.2
	38.1	19.1	---	8.6, 14.6, 24.1	8.6, 14.6, 24.1	8.6, 14.6	8.6, 14.6, 24.1
50	38.1	19.1	---	8.6, 14.6, 24.1	8.6, 14.6, 24.1	8.6, 14.6	8.6, 14.6, 24.1
	50.8	19.1	---	25.8	25.8, 43	25.8, 43	25.8, 43

4.3.3. Robinete de reglare cu trei căi

Robinetul cu trei căi Baumann. În categoria robinetelor de reglare cu trei căi se înscrie robinetul produs de Baumann, figura 4.12. Robinetul este prevăzut cu trei orificii, notate cu C (intrare/ieșire), U (orificiu superior) și L (orificiu inferior). Robinetul poate fi utilizat atât la divizarea unui flux cât și la amestecarea a două fluide, tabelul 4.4.

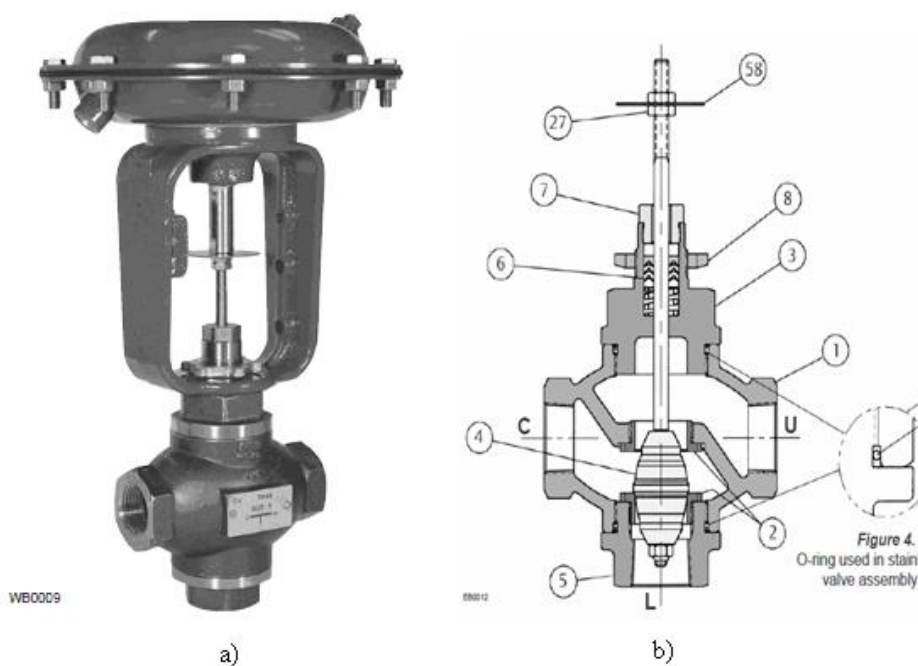


Fig. 4.12. Robinetul de reglare cu trei căi Baumann: a) vedere generală; b) secțiune verticală prin robinet.

Tabelul 4.4. Valori ale debitului specific C_v pentru robinetul cu trei căi Baumann

FLOW DIRECTION TABLE		
SERVICE	INLET	OUTLET
Diverting	C	U & L
Mixing	U & L	C

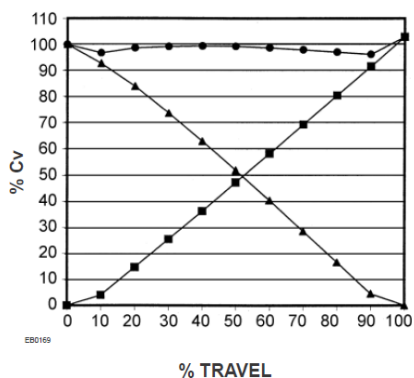
C = Common Port
U = Upper Port
L = Lower Port

În figura 4.12-b este prezentată o secțiune prin robinetul de reglare cu trei căi Baumann. Sunt puse în evidență cele trei orificii: C, U și L. În tabelul 4.5 sunt prezentate valorice ale lui C_v asociate cursei maxime a servomotorului. Figura 4.13 indică caracteristicile intrinseci ale robinetelor cu trei căi Baumann.

Tabelul 4.5. Valori ale debitului specific C_v pentru robinetul cu trei căi Baumann

MAXIMUM C_v VALUES @ 100% PLUG OPENING			
VALVE SIZE, NPS	ORIFICE DIAMETER	PLUG TRAVEL	RATED VALUES
in	in	in	C_v
1/2	0.626	0.56	1, 2
	0.876	0.56	4
1	0.876	0.56	4
	1.126	0.56	10
1-1/2	1.676	0.75	20
2	2.126	0.75	40

MIXING SERVICE FLOW CHARACTERISTICS
Flow into Ports U & L
Percentage of Maximum Rated C_v



DIVERTING SERVICE FLOW CHARACTERISTICS
Flow into Port C
Percentage of Maximum Rated C_v

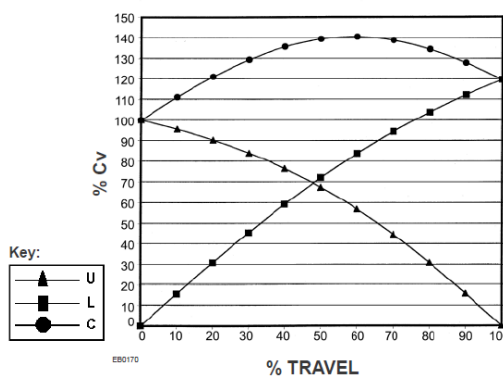


Fig. 4.13. Caracteristicile intrinseci ale robinetului de reglare cu trei căi:
a) robinet pentru amestecarea fluidelor;
b) robinet pentru divizarea unui fluid.

Robinetul cu trei căi Fisher. Firma Fisher produce robinete de reglare cu trei căi în două variante: YD – robinet de reglare cu acțiune continuă și YS – robinet de reglare cu acțiune discontinuă ON/OFF. În figura 4.14 este prezentată imaginea de ansamblu a robinetului de reglare cu trei căi, tip YD.



Figure 1. Fisher® YD Valve with 667 Actuator

Fig. 4.14. Fisher - Robinet de reglare cu trei căi, acțiune continuă.

În figura 4.15 sunt prezentate secțiuni prin cele două tipuri de robinete de reglare. Se observă diferențele constructive dintre cele două tipuri de robinete, diferențe impuse de modul de acționare (continuu/discontinuu) al acestora. Pentru robinetul tip YD, obturatorul are o formă profilată ce permite modificarea treptată a secțiunilor de curgere și implicit a debitelor de intrare sau de ieșire din robinet (în funcție de scopul tehnologic al robinetului).

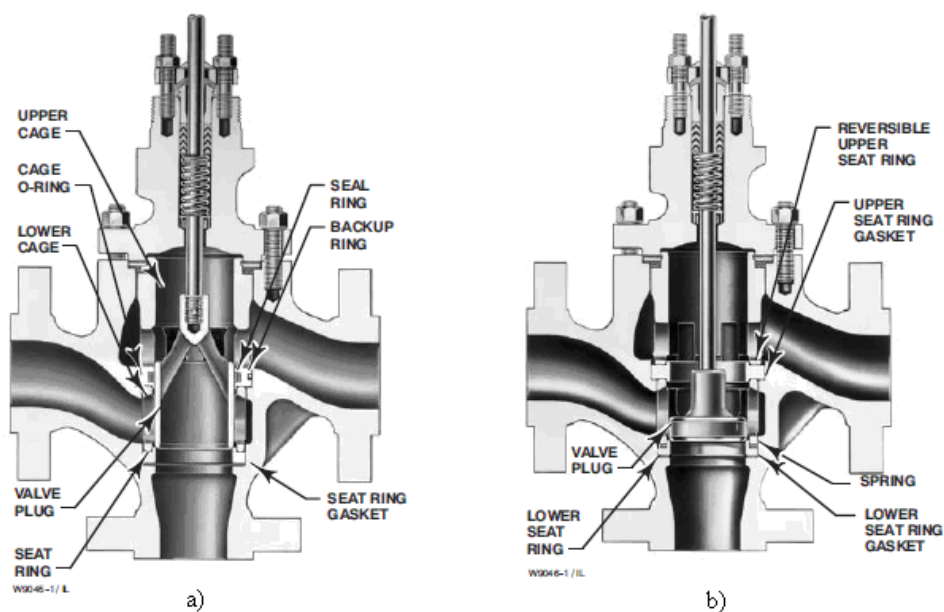


Fig. 4.15. Detalii constructive ale robinetelor de reglare cu trei căi – Fisher:
a) tip YD; b) tip YS.

Pentru robinetul cu trei căi tip YS, datorită necesității de a obtura una din căile de acces, obturatorul are o formă specifică, caracterizată prin posibilitatea etanșării complete a uneia dintre căile de evacuare. În acest scop, scaunul este prevăzut cu două părți active între care obturatorul, prevăzut și el cu două fețe de etanșare, se deplasează liniar, corespunzător comenzii ON, respectiv OFF. În figura 4.16 este prezentată comparativ funcționarea celor două tipuri de robinete de reglare cu trei căi în situația în care tija este în poziție jos și respectiv în poziție sus.

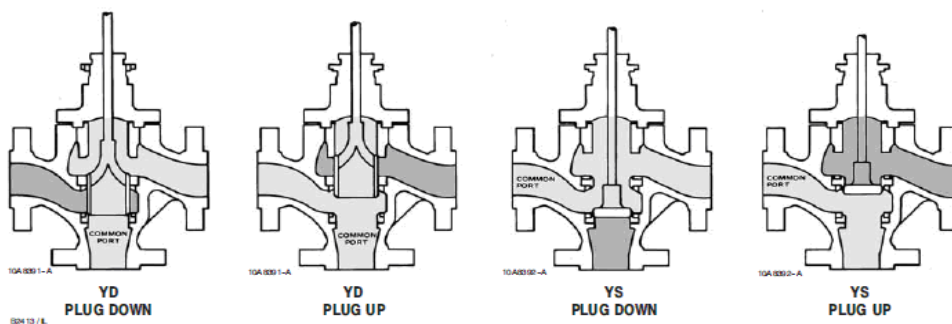


Fig. 4.16. Funcționarea robinetelor cu trei căi la valori extreme ale cursei servomotorului.

În tabelul 4.6 sunt prezentate valorile debitului specific K_v , a coeficientului C_v , pentru robinetele tip YD (cu reglare continuă). Valorile sunt determinate pentru curse ale servomotorului cuprinse între 0 și 100% cu incrementul de 10%.

Tabelul 4.6. Valori ale debitului specific K_v pentru robinetul cu trei căi Fisher

Converging Flow															Linear Characteristic			
Valve Size, NPS	Port Diameter		Maximum Travel		Flow Path ⁽¹⁾	Flow Coefficient	Valve Opening—Percent of Total Travel										$F_L^{(2)}$	
	mm	Inches	mm	Inches			0 (Plug Down)	10	20	30	40	50	60	70	80	90		100 (Plug Up)
1/2	33.3	1.3125	19	0.75	R to B L to B	C_v	8.37	7.10	6.68	5.94	4.97	4.03	3.10	2.15	1.49	1.30	0	0.81
						K_v	7.24	6.14	5.78	5.14	4.30	3.49	2.68	1.86	1.29	1.12	0.00	---
						X_T	0.562	0.452	0.432	0.442	0.456	0.473	0.494	0.504	0.529	0.574	---	---
						C_v	0	2.45	3.36	4.32	5.15	5.96	6.93	7.74	8.00	8.10	9.00	0.79
						K_v	0.00	2.12	2.91	3.74	4.45	5.16	5.99	6.70	6.92	7.01	7.79	---
X_T	---	0.522	0.476	0.452		0.449	0.456	0.446	0.442	0.473	0.487	0.494	---					
3/4	33.3	1.3125	19	0.75		C_v	12.3	10.7	10.1	8.94	7.42	5.83	4.24	2.77	1.85	1.59	0	0.77
						K_v	10.6	9.26	8.74	7.73	6.42	5.04	3.67	2.40	1.60	1.38	0.00	---
						X_T	0.494	0.466	0.446	0.442	0.446	0.452	0.469	0.490	0.551	0.616	---	---
						C_v	0	2.93	4.19	5.57	7.11	8.68	9.91	10.6	11.2	11.4	12.5	0.76
						K_v	0.00	2.53	3.62	4.82	6.15	7.51	8.57	9.17	9.69	9.86	10.8	---
X_T	---	0.466	0.432	0.429		0.413	0.429	0.466	0.459	0.459	0.483	---	---					
1	33.3	1.3125	19	0.75		C_v	19.4	17.1	15.3	12.6	9.70	6.82	4.34	2.48	1.46	1.14	0	0.91
						K_v	16.8	14.8	13.2	10.9	8.39	5.90	3.75	2.15	1.26	0.99	0.00	---
						X_T	0.655	0.656	0.681	0.714	0.745	0.768	0.717	0.682	0.751	0.848	---	---
					C_v	0	3.08	4.58	6.62	9.20	12.0	15.0	17.1	18.0	18.7	19.4	0.96	
					K_v	0.00	2.66	3.96	5.73	7.96	10.4	13.0	14.8	15.6	16.2	16.8	---	
X_T	---	0.572	0.609	0.623	0.627	0.614	0.629	0.642	0.681	0.687	0.717	---						
1-1/2	33.3	1.3125	19	0.75	C_v	22.2	19.7	17.6	14.5	11.1	7.82	5.97	2.85	1.68	1.30	0	0.87	
					K_v	19.2	17.0	15.2	12.5	9.60	6.76	5.16	2.47	1.45	1.12	0.00	---	
					X_T	0.552	0.545	0.566	0.621	0.629	0.644	0.590	0.569	0.624	0.719	---	---	
					C_v	0	3.54	5.28	7.61	10.6	13.8	17.2	19.6	20.7	21.5	22.3	0.94	
					K_v	0.00	3.06	4.57	6.58	9.17	11.9	14.9	17.0	17.9	18.6	19.3	---	
X_T	---	0.479	0.504	0.522	0.521	0.507	0.528	0.538	0.568	0.574	0.598	---						

5. Dimensionarea robinetelor de reglare

Cuprins

Obiective.....	42
5.1. Relații clasice de dimensionare.....	43
5.1.1. Relații clasice pentru calculul K_v	43
5.1.2. Tipuri de presiuni măsurabile.....	45
5.1.3. Consumul energetic al robinetului de reglare.....	46
5.1.4. Aplicații numerice.....	46
5.2. Relații moderne pentru calculul K_v	48

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea conceptelor asociate dimensionării robinetelor de reglare;
- familiarizarea cu relațiile clasice pentru calculul lui K_v precum și cu elementele asociate consumului energetic al robinetului de reglare;
- familiarizarea cu relațiile moderne pentru calculul lui K_v .

Dimensionarea elementelor de execuție reprezintă acțiunea de determinare a proprietăților constructive ale acestora, caracteristici care permit funcționarea sistemului automat în condiții impuse. Din punct de vedere constructiv, elementele de execuție sunt produse în serie pentru a avea prețuri de cost scăzute. În această situație, producătorii de elementele de execuție realizează standarde interne pentru aceste elemente ale dispozitivului de automatizare. Alegerea elementelor de execuție reprezintă activitatea de selectare a unui tip sau subtip al elementului de execuție dintr-o bază de date a unui producător, în funcție de unul sau mai multe criterii de selecție.

Una dintre cele mai laborioase și spectaculoase activități în domeniul elementelor de execuție o constituie dimensionarea și alegerea robinetelor de reglare. Dimensionarea robinetelor de reglare se referă la determinarea debitului specific K_v , necesar curgerii fluidului în sistemul hidraulic specificat. Alegerea robinetului de reglare implică selecția tipului constructiv al organului de reglare, a debitului specific standardizat de firma producătoare K_{vs} și a diametrului nominal D_n .

Dimensionarea robinetului de reglare, respectiv a organului de reglare, este realizată prin utilizarea conceptului de debit specific. Deși debitul specific reprezintă o secțiune de curgere prin robinet (3.3), relația (3.6) reflectă în mod direct legătura dintre caracteristica geometrică și cerințele impuse robinetului de reglare. Debitul specific poate fi calculat cu ajutorul unor relații derivate din (3.6), relații care țin cont de unitățile industriale de măsură a debitului pentru diverse tipuri de fluide, de parametrii din amonte și aval ai fluidului respectiv. Din punct de vedere al complexității calculului, relațiile utilizate pentru dimensionarea organului de reglare pot fi structurate în **relații clasice** și **relații moderne**.

5.1. Relații clasice de dimensionare

5.1.1. Relații clasice pentru calculul K_v

Relațiile de dimensionare au fost introduse de Fröhlich în 1975 și sunt prezentate în tabelul 4.1. Aceste relații sunt recomandate pentru calcule de dimensionare în sisteme hidraulice caracterizate printr-un regim de curgere turbulent, inexistența reducățiilor sau a altor rezistențe hidraulice sau pentru inițializarea calculelor în cazul folosirii altor algoritmi de dimensionare.

Relațiile sunt particularizate după tipul fluidului în relații pentru lichide, gaze, abur supraîncălzit și abur umed (saturat). Fiecare categorie de relații utilizează unități de măsură ingineresti specifice tipului de fluid. În cadrul fiecărui tip de fluid există o clasificare a relațiilor în funcție de tipul de curgere prin robinet, respectiv normală - $\Delta P_R < \frac{P_1}{2}$ și sugrumată - $\Delta P_R \geq \frac{P_1}{2}$. Pentru curgerea normală K_v este dependent de ΔP_R iar pentru curgerea sugrumată K_v este dependent de presiunea în amonte P_1 .

Tabelul 5.1. Relații clasice de calcul pentru K_v

Lichide		Gaze	Abur supraîncălzit	Abur saturat	Abur umed	
$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_r}}$	Tip curgere Cădere de presiune	Curgere turbulentă $\Delta P_R < \frac{P_1}{2}$	$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_r}}$	$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{v_2}{\Delta P_r}}$	pentru $P_2 \leq 100$ bar	
					$K_v = \frac{Q_m}{22,4} \frac{1}{\sqrt{P_2 \Delta P_r}}$	$K_v = \frac{Q_m \sqrt{x}}{22,4} \frac{1}{\sqrt{P_2 \Delta P_r}}$
					pentru $P_2 > 100$ bar	
					$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{v''_2}{\Delta P_r}}$	$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{v_f}{\Delta P_r}}$
		Curgere sugrumată $\Delta P_R \geq \frac{P_1}{2}$	$K_v = \frac{Q_N}{257} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_1}}$	$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{2v_2}{P_1}}$	pentru $P_2 \leq 100$ bar	
					$K_v = \frac{2Q_m}{22,4 P_1}$	$K_v = \frac{2Q_m \sqrt{x}}{22,4 P_1}$
					pentru $P_2 > 100$ bar	
					$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{2v''_2}{P_1}}$	$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{2v_f}{P_1}}$

Notațiile și unitățile de măsurat ale mărimilor din tabel:

Q – debit volumic, în m^3/h ; Q_N – debit de gaze la 760 mmHg și $0^\circ C$, în mN^3/h ; Q_m – debit masic, în kg/h ;

P_1 – presiunea din amonte, în bar absolut; P_2 – presiunea din aval, în bar absolut; ΔP_r – căderea de presiune pe robinet, în bar relativ;

ρ – densitatea lichidului, în kg/dm^3 ; ρ_N – densitatea gazului la 760 mm Hg și $0^\circ C$, în kg/mN^3 ; T_1 – temperatura absolută, în K;

v_2 – volumul specific al aburului la P_2 și T_1 , în m^3/kg ; v''_2 – volumul specific al aburului saturat la P_2 , în m^3/kg ;

v_f – volumul specific al aburului umed la P_2 , în m^3/kg ; v'_2 – volumul specific al lichidului la temperatura de fierbere și P_2 , în m^3/kg ;

x – titlul aburului.

5.1.2. Tipuri de presiuni măsurabile

Cele trei tipuri de măsurări ale presiunii sunt prezentate în figura 5.1.

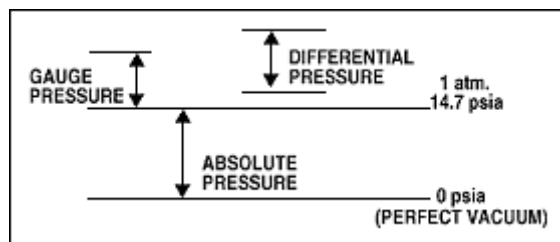


Fig. 5.1. Cele trei tipuri de măsurare a presiunii.

Presiunea absolută este măsurată relativ la vacuum, unitățile de măsură sunt:

- SI – N/m^2 (sau bar);
- sistemul anglo-saxon - psia (pounds per square inch absolute).

Presiunea diferențială este diferența de presiune între două puncte, unitățile de măsură sunt:

- SI - N/m^2 (sau bar);
- sistemul anglo-saxon - psid (pounds per square inch differential).

Presiunea gauge (presiunea relativă) este măsurată relativ la mediul ambiant. Unitățile de măsură sunt:

- SI – N/m^2 (sau bar);
- sistemul anglo-saxon - psig (pounds per square inch gauge).

Unitățile de măsură a presiunii sunt dependente de tipul aplicației tehnice. Conversia unităților de măsură a presiunii este prezentată în tabelul 5.2.

Tabelul 5.2. Conversia unităților de presiune

1 psi	51.714 mmHg
	2.0359 in. Hg
	27.680 in. H ₂ O
	6.8946 kPa
1 bar	14.504 psi
1 atm	14.696 psi

5.1.3. Consumul energetic al robinetului de reglare

Robinetul de reglare este un consumator de energie hidraulică, puterea consumată fiind definită de relația

$$W_{RR} = \Delta P_R * Q, \quad [W] \quad (5.1)$$

în care ΔP_R și Q sunt exprimate în SI.

Dacă sunt utilizate unitățile de măsură inginerești, ΔP_R în bar și Q în m^3/h , se obțin variantele următoare:

$$W_{RR} = 27,77 \Delta P_R * Q; \quad [W] \quad (5.2)$$

$$W_{RR} = 0,027 \Delta P_R * Q. \quad [kW] \quad (5.3)$$

Energia consumată pentru reglare este energia hidraulică a pompei disipată pe robinetul de reglare. Un calcul numeric evidențiază nivelul cheltuielilor generate de robinetul de reglare din cadrul sistemului de reglare al debitului. Elementele de calcul sunt următoarele: ΔP_R este 3 bar și Q este $10 m^3/h$. Aplicând relația (5.3) se obține $W_{RR} = 0,81 kW$. Pentru un an de funcționare, 8000 ore, și un preț de 0,5 lei/kWh, efortul financiar va fi $Z_{RR} = 0,027 * 3 * 10 * 8000 * 0,5 = 3200$ lei/an.

5.1.4. Aplicații numerice

Aplicația 1. Se cunosc datele:

Mediul - soluție de sare cu $\rho = 1,2 \text{ kg/dm}^3$;

$Q_{\max} = 340 \text{ m}^3/h$; $D_c = 200 \text{ mm}$;

$P_1 = 5,1 \text{ bar}$; $P_2 = 4,4 \text{ bar}$.

Se cere să se determine K_v .

Rezolvare. Presupunând curgerea turbulentă, din tabelul 5.1 se obține relația

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_r}}$$

Căderea de presiune este

$$\Delta P_R = P_1 - P_2 = 5,1 - 4,4 = 0,7 \text{ bar.}$$

Introducând valorile numerice, se obține

$$K_v = 340 \sqrt{1,2 / 0,72} = 445,16.$$

Puterea pierdută pe robinetul de reglare este data de relația (5.3)

$$W_{RR} = 0,027 \Delta P_R \times Q = 0,027 \times 0,7 \times 340 = 6,426 \text{ kW.}$$

Pentru un an de funcționare, 8000 ore, și un preț de 0,5 lei/kWh, efortul financiar va fi

$$Z_{RR} = W_{RR} \times 8000 \times 0,5 = 25704 \text{ lei/an.}$$

Aplicația 2. În cadrul unei probleme de alegere a unui RR se cunosc datele:

Mediul - lichid Newtonian, $\rho = 0,9 \text{ kg/dm}^3$;

$v = 20000 \text{ cP}$; $T_1 = 20^\circ\text{C}$; $Q = 11 \text{ m}^3/\text{h}$;

$P_1 = 5,8 \text{ bar}$; $P_2 = 4,4 \text{ bar}$; $D_c = 150 \text{ mm}$.

Se cere să se determine K_v al RR.

Rezolvare. Pentru valoarea de 20000 cP a viscozității, regimul de curgere este laminar dar tabelul 5.1 nu conține corecții pentru acest regim de curgere. În consecință se utilizează relația

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_r}}$$

Căderea de presiune pe robinetul de reglare este

$$\Delta P_R = P_1 - P_2 = 5,8 - 4,4 = 1,4 \text{ bar}.$$

Debitul specific va fi

$$K_v = 11 \sqrt{\frac{0,9}{1,4}} = 8,82.$$

Puterea pierdută pe robinetul de reglare este

$$W_{RR} = 0,027 \Delta P_R \times Q = 0,027 \times 1,4 \times 11 = 0,416 \text{ kW}.$$

Pentru un an de funcționare, 8000 ore, și un preț de $0,5 \text{ lei/kWh}$, efortul financiar va fi

$$Z_{RR} = W_{RR} \times 8000 \times 0,5 = 1663 \text{ lei/an}.$$

Aplicația 3. În cadrul unei probleme de alegere a unui RR se cunosc datele:

Fluid: aer;

$\rho_N = 1,1, \text{ kg/m}^3_N$; $T_1 = 711\text{K}$, $Q_N = 0,84 \text{ m}^3_N/\text{h}$;

$P_1 = 100 \text{ mmHG}$; $P_2 = 90 \text{ mmHg}$.

Se cere să se calculeze K_v al RR.

Rezolvare. Inițial se transformă valorile presiunii aval și amonte și se calculează căderea de presiune pe robinet:

$$P_1 = \rho g H_1 / 10^5 = 13590 \cdot 9,81 \cdot 0,1 / 10^5 = 0,133 \text{ bar};$$

$$P_2 = \rho g H_2 / 10^5 = 13590 \cdot 9,81 \cdot 0,09 / 10^5 = 0,112 \text{ bar};$$

$$\Delta P_R = P_1 - P_2 = 0,133 - 0,112 = 0,021 \text{ bar}.$$

Căderea de presiune pe robinet în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,066 \text{ bar} > \Delta P_R = 0,021 \text{ bar}$$

și în consecință curgerea nu este sugrumată (probabil laminară) iar relația de calcul va fi

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_r}}.$$

Introducând datele numerice se obține

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}} = \frac{0,84}{514} \sqrt{\frac{1,1 \times 711}{1,112 \times 0,021}} = 0,3.$$

Aplicația 4. Să se dimensioneze RR pentru care se cunosc:

Fluid: hidrogen, $M=2,0$;

$Q_N = 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$, $P_{1\ 273} = 15 \text{ bar abs.}$, $P_2 = 8,1 \text{ bar abs.}$;

$T_1 = 43 \text{ }^\circ\text{C}$ (316 K); $\nu = 104,9 \text{ cSt}$ ($\eta = 0,0088 \text{ Ns/m}^2$).

Rezolvare. Căderea de presiune pe robinet în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ bar} > \Delta P_R = 15 - 8,1 = 6,9 \text{ bar}.$$

Densitatea în condiții normale a hidrogenului este dată de relația

$$\rho_N = \frac{P_N M}{R T_N} = \frac{1,013 \times 10^5 \times 2}{8314 \times 273} = 0,09 \text{ kg/m}^3.$$

Din tabelul 5.1 se alege relația corespunzătoare acestei situații, respectiv

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}}.$$

Introducând valorile numerice se obține

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}} = \frac{0,3}{514} \sqrt{\frac{0,09 \times 316}{8,1 \times 6,9}} = 4,16 \times 10^{-4}.$$

5.2. Relații moderne pentru calculul K_v

Relațiile moderne pentru calculul K_v au la bază standardele ISA (International Society of Automation) și sunt caracterizate prin abordarea tuturor regimurilor de curgere (laminară, în regim de trecere, turbulentă, cavitațională, total sugrumată) și a unei mari varietăți de sisteme hidraulice. Relațiile de calcul asociate dimensionării robinetelor de reglare utilizând relații moderne de calcul sunt specifice și tipului de fluid. Astfel, standardele ISA fac referire la fluide incompresibile și fluide compresibile. Pentru fluidele incompresibile, sunt tratate atât cazurile fluidelor care nu vaporizează la trecerea prin robinetul de reglare și cât și cazurile fluidelor în curgere restricționată. În figura 5.2 este prezentată schema logică a algoritmului de calcul pentru fluidele incompresibile care nu vaporizează la trecerea prin robinetul de reglare.

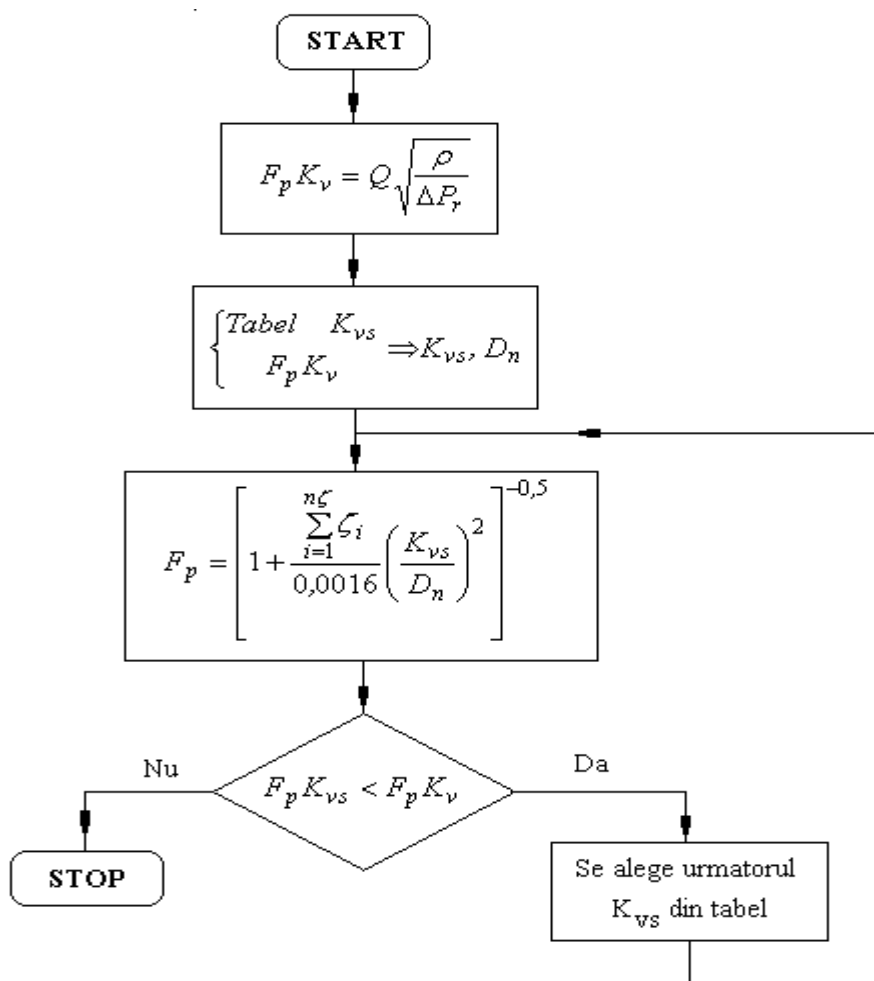


Fig. 5.2. Algoritm de calcul pentru dimensionarea robinetelor de reglare pentru lichide incompresibile, în regimul de curgere turbulent fără vaporizare la trecerea prin robinet.

Elementele introduse prin standardele ISA pentru algoritmul prezentat în figura 5.2 sunt:

F_p - factorul de geometrie al conductei;

ζ_i - coeficienți de pierdere datorită reducărilor de la intrarea sau ieșirea din robinetul de reglare și coeficienți Bernoulli la intrare-ieșire.

Pornind de la o estimare a produsului $F_p K_v$, calculul decurge iterativ, până când robinetul ales asigură debitul specific impus și corectat în condițiile de curgere hidraulică.

Pentru fluidele incompresibile, aflate în curgere restricționată, algoritmul de alegere a robinetelor de reglare are forma prezentată în schema din figura 5.3.

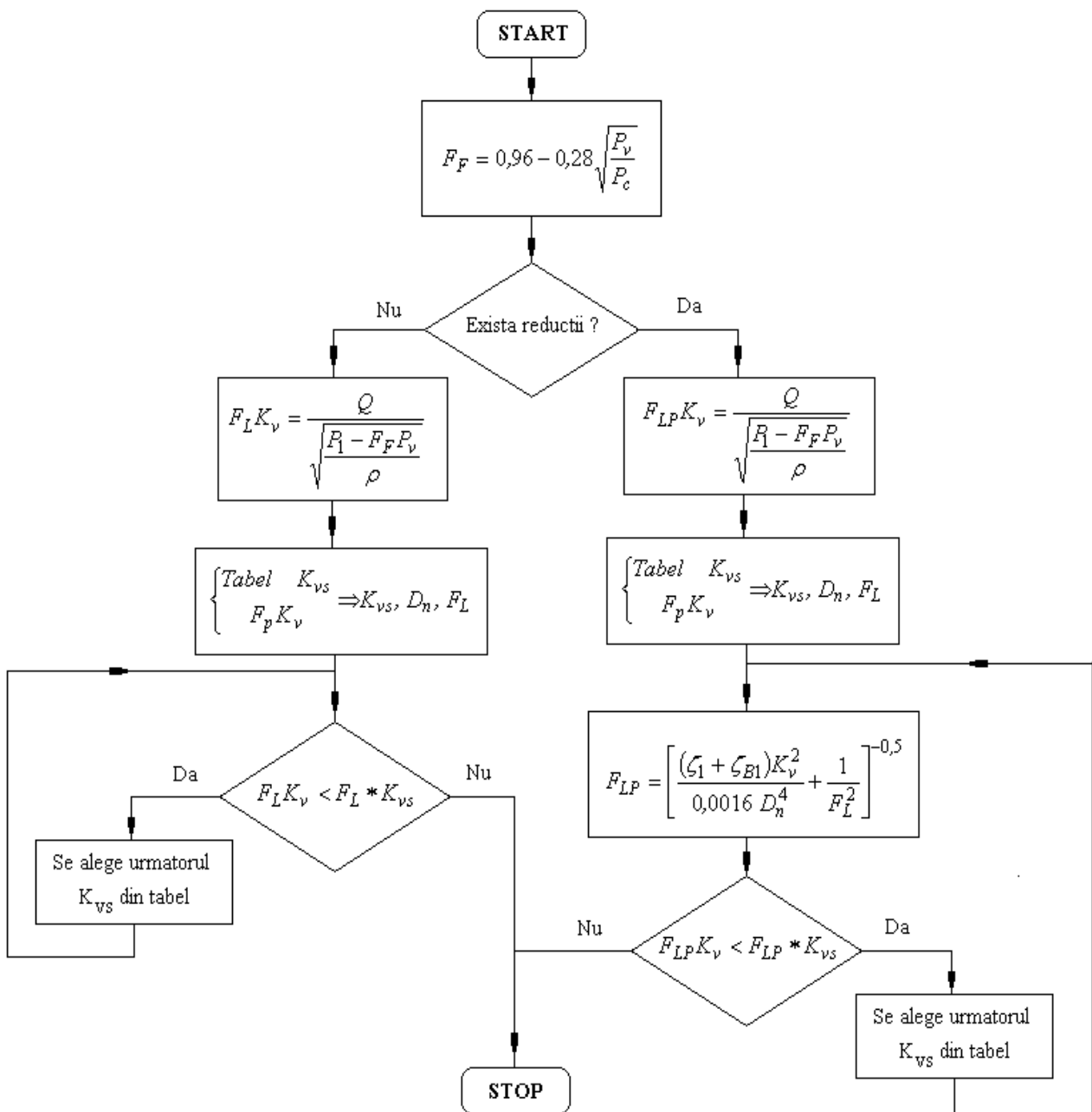


Fig. 5.3. Algoritm de calcul pentru dimensionarea robinetelor de reglare pentru lichide incompresibile, în regimul de curgere restricționată.

Elementele specifice introduse de standard sunt:

- F_F – raportul dintre presiunea aparentă din vena contractă și presiunea de vapori a lichidului, la temperatura din amonte;
- F_L – factorul de recuperare a presiunii pentru robinete fără reduții asociate;
- F_{LP} – factorul de recuperare a presiunii pentru robinete cu reduții asociate.

6. Criterii pentru alegerea elementelor de execuție

Cuprins

Obiective.....	51
6.1. Criterii constructive în alegerea robinetelor de reglare	51
6.2. Criteriul debitului specific standardizat	52
6.3. Criteriul caracteristicii intrinseci și de lucru a organului de reglare.....	57

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea criteriilor constructive în alegerea robinetelor de reglare;
- familiarizarea cu alegerea robinetelor de reglare pe baza criteriului debitului specific standardizat K_{vs} ;
- înțelegerea criteriului de alegere a RR pe baza CSI și CSL.

Alegerea elementelor de execuție este o activitate complexă, cuprinzând elemente de natură tehnică, elemente de natură financiară cât și elemente de natură comercială. Elementele de natură tehnică se referă la calculul parametrilor tehnici asociați elementelor de execuție ale sistemelor automate de reglare. Elementele financiare vizează valoarea investiției și valoarea cheltuielilor de exploatare ca element de decizie în alegerea elementelor de execuție. Elementele de natură comercială sunt legate de oferta producătorilor de elemente de execuție tipizate (care sunt produse și vândute la un preț acceptabil financiar). În cele ce urmează vor fi analizate aceste criterii pentru alegerea elementelor de execuție tip robinet de reglare.

6.1. Criterii constructive în alegerea robinetelor de reglare

Criteriul constructiv implicat în alegerea robinetelor de reglare se referă la tipul robinetului de reglare. În prezent, producătorii realizează o mare diversitate de tipuri de robinete de reglare. Principalele criterii de clasificare a tipurilor de robinete de reglare sunt următoarele:

b) Sistemul de obturare:

- ventil profilat;
- ventil fustă profilată sau cu orificii multiple;
- colivie cu ferestre în V;
- colivie cu orificii multiple;
- sisteme de obturare speciale (reducere în trepte a presiunii, sisteme labirint);
- fără sisteme de obturare.

c) Modul de circulație a fluidului prin organul de reglare:

- circulație dreaptă;
- circulație la 90° (robinete de colț);

- circulație divizată (robinete cu trei căi).
- d) Numărul de scaune:
 - un scaun;
 - două scaune.
- e) Soluția constructivă impusă de natura, temperatura și condițiile de curgere:
 - normală;
 - cu capac cu nervuri de răcire;
 - cu burduf de etanșare;
 - cu țevă intermediară;
 - cu manta de încălzire.

6.2. Criteriul debitului specific standardizat

Producătorii de robinete de reglare oferă inginerilor date despre tipurile de robinete de reglare produse în serie. Acestea conțin valori ale debitului specific standardizat K_{vs} , valori ale diametrului nominal al robinetului D_n , valori pentru factorul de recuperare a presiunii pentru robinete fără reducerii asociate F_L . Un exemplu al ofertei producătorului autohton de robinete de reglare, Întreprinderea de Utilaj Petrolier Târgoviște, este prezentată în tabelul 6.1. Robinetele de reglare prezentate au în construcție un scaun și pot fi operate la presiunea nominală P_n 40 și P_n 64. Debitul specific standardizat K_{vs} este cuprins în domeniul 0,1...1400, iar diametrul nominal D_n este fabricat în domeniul 15...350 mm.

Tabelul 6.1. Valori standardizate ale debitului specific K_{vs} , pentru robinetele de reglare produse de I.U.P. Târgoviște

H [mm]	30												35					45		55	65	80	95		
Ds [mm]	4				5	6	8	10	12	15	18	25	28	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350
K_{vs}	0,1	0,2	0,4	0,6	0,93	1,33	2,1	3	4	5	9	13	18	20	30	40	65	90	140	200	300	420	650	1000	1400
Diametrul nominal	15	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	20	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	25	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	32	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	40	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	50	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	65	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	80	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	100	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	125	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	150	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	200	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	250	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	300	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
350	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	

În cele ce urmează, aplicațiile referitoare la dimensionarea robinetelor de reglare vor fi completate operația de alegere a robinetului din gama de produse prezentate în tabelul 6.1.

Aplicația 1. Se cunosc datele:

Mediul - soluție de sare cu $\rho = 1,2 \text{ kg/dm}^3$;

$Q_{\max} = 340 \text{ m}^3/\text{h}$; $D_c = 200 \text{ mm}$;

$P_1 = 5,1 \text{ bar}$; $P_2 = 4,4 \text{ bar}$.

Se cere să se aleagă robinetul de reglare.

Dimensionare. Presupunând curgerea turbulentă, din tabelul 5.1 se obține relația

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_r}} = 340 / \sqrt{0,7/1,2} = 445,16.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 650$, $D_s = 250 \text{ mm}$, $H = 65 \text{ mm}$.

Aplicația 2. În cadrul unei probleme de alegere a unui RR se cunosc datele:

Mediul - lichid Newtonian $\rho = 0,9 \text{ kg/dm}^3$;

$\nu = 20000 \text{ cP}$; $T_1 = 20^\circ\text{C}$; $Q = 11 \text{ m}^3/\text{h}$;

$P_1 = 5,8 \text{ bar}$; $P_2 = 4,4 \text{ bar}$; $D_c = 150 \text{ mm}$.

Se cere să se aleagă robinetul de reglare.

Dimensionare. Pentru valoarea de 20000 cP a viscozității, regimul de curgere este laminar dar tabelul 5.1 nu conține corecții pentru acest regim de curgere. În consecință se utilizează relația

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_r}} = 11 \sqrt{\frac{0,9}{1,4}} = 8,82.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 9$, $D_s = 18 \text{ mm}$, $H = 30 \text{ mm}$.

Aplicația 3. În cadrul unei probleme de alegere a unui RR se cunosc datele:

Fluid: aer;

$\rho_N = 1,1$, $T_1 = 711\text{K}$, $Q_N = 0,84 \text{ m}^3/\text{h}$;

$P_1 = 100\text{mmHG}$; $P_2 = 90\text{mmHg}$.

Dimensionare. Se transformă valorile presiunii aval și amonte și se calculează căderea de presiune pe robinet. Aceasta, în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{0,133}{2} = 0,066 \text{ bar} > \Delta P_R = 0,021 \text{ bar}$$

curgerea nu este sugrumată, iar relația de dimensionare este

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}} = \frac{0,84}{514} \sqrt{\frac{1,1 \times 711}{1,112 \times 0,021}} = 0,3.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 0,4$, $D_s = 4$ mm, $H = 30$ mm.

Aplicația 4. Să se dimensioneze RR pentru care se cunosc:

Fluid: hidrogen, $M=2,0$;

$Q_N = 0,3$ m³/h, $P_1 = 15$ bar abs., $P_2 = 8,1$ bar abs.;

$T_1 = 43$ °C (316 K); $\nu = 104,9$ cSt ($\eta = 0,0088$ Ns/m²).

Dimensionare. Căderea de presiune pe robinet în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ bar} > \Delta P_R = 15 - 8,1 = 6,9 \text{ bar}.$$

Densitatea în condiții normale a hidrogenului este dată de relația

$$\rho_N = \frac{P_N M}{R T_N} = \frac{1,013 \times 10^5 \times 2}{8314 \times 273} = 0,09 \text{ kg/m}^3.$$

Din tabelul 5.1 se alege relația corespunzătoare acestei situații, respectiv

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}} = \frac{0,3}{514} \sqrt{\frac{0,09 \times 316}{8,1 \times 6,9}} = 4,16 \times 10^{-4}.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 0,1$, $D_s = 4$ mm, $H = 30$ mm.

Aplicația 5. În cadrul unei probleme de alegere a unui robinet de reglare, pentru un SRA-debit pe o conductă de benzină, s-a ajuns în faza de stabilire a valorii lui K_{vmax} , respectiv K_{vs} . Datele sunt următoarele: $Q_{mmax} = 50$ t/h, densitatea $\rho = 735$ kg/m³, căderea de presiune pe robinet pentru debitul maxim $\Delta P_{rmax} = 0,8$ bar.

Dimensionare. Debitul de benzina exprimat în m³/h este

$$Q_{vmax} = \frac{Q_{mmax}}{\rho} = \frac{50 \times 10^3}{735} = 68,03 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Se aplică relația (3.6) în condițiile debitului maxim

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_R}} = 68,03 \sqrt{\frac{0,735}{0,8}} = 65,21.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 90$, $D_s = 80$ mm, $H = 35$ mm.

Aplicația 6. În cadrul unei probleme de alegere a unui robinet de reglare pentru un SRA-P, datele de proiectare sunt: prin conductă circulă un amestec propan-butan, debitul maxim $Q_{max} = 250 \text{ mN}^3/\text{h}$, densitatea în starea normală $\rho_N = 2,4 \text{ kg/mN}^3$, temperatura $T_1 = 50^\circ\text{C}$, presiunea înainte de robinet $P_{1max} = 2 \text{ bar}$ și presiunea după robinet $P_{2max} = 1,2 \text{ bar}$.

Dimensionare. Căderea de presiune pe robinet în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ bar} > \Delta P_R = 2 - 1,2 = 0,8 \text{ bar}.$$

Relația de dimensionare este preluată din tabelul 5.1, pentru fluid gaze și $\Delta P_R < \frac{P_1}{2}$

$$K_v = \frac{QN}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{P_2 \Delta P_R}} = \frac{250}{514} \sqrt{\frac{2,4 \times (273 + 50)}{(1 + 1,2) \times 0,8}} = 10,21.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 13$, $D_s = 25 \text{ mm}$, $H = 30 \text{ mm}$.

Aplicația 7. Să se aleagă robinetul de reglare montat pe o conductă de abur supraîncălzit. Se cunoaște: debitul maxim de abur $Q_{max} = 1000 \text{ kg/h}$, volumul specific în amonte de robinet $v_1 = 0,11 \text{ m}^3/\text{kg}$ și în aval de robinet $v_2 = 0,1887 \text{ m}^3/\text{kg}$, presiunea în amonte de robinet $P_1 = 21 \text{ bar}$ și presiunea în aval de robinet $P_{2max} = 13 \text{ bar}$.

Dimensionare. Căderea de presiune pe robinet în raport cu presiunea în amonte este în relația

$$\frac{P_1}{2} = \frac{21}{2} = 10,5 \text{ bar} > \Delta P_R = 21 - 13 = 8 \text{ bar}.$$

Din tabelul 5.1 se selectează relația

$$K_v = \frac{Q_m}{31,6} \sqrt{\frac{v_2}{\Delta P_R}} = \frac{1000}{31,6} \sqrt{\frac{0,1887}{8}} = 4,86.$$

Alegere. Din lista de robinete prezentată în tabelul 6.1 se alege RR care respectă relația $K_{vs} \geq K_v$, respectiv $K_{vs} = 5$, $D_s = 15 \text{ mm}$, $H = 30 \text{ mm}$.

6.3. Criteriul caracteristicii intrinseci și de lucru a organului de reglare

Alegerea tipului robinetului de reglare reprezintă o problemă majoră în alegerea robinetelor de reglare. Pentru rezolvarea acestei probleme trebuie avute în vedere următoarele:

- a) pentru fiecare buclă de reglare trebuie aleasă cea caracteristică intrinsecă a organului de reglare și implicit a robinetului de reglare astfel încât, împreună cu celelalte elemente ale buclei, să producă cea mai mică variație a amplificării sistemului de reglare automată;
- b) pentru fiecare buclă de reglare trebuie aleasă cea caracteristică de lucru a organului de reglare și implicit a robinetului de reglare astfel încât, împreună cu celelalte elemente ale buclei, să producă o caracteristică de lucru liniară pentru sistemul de reglare automată.

La determinarea caracteristicii de lucru, după care urmează să lucreze efectiv robinetul, și apoi la indicarea caracteristicii intrinseci, este necesar să se țină seama de următoarele două cazuri posibile:

- a) nu se cunoaște căderea de presiune pe sistemul hidraulic și nici presiunea sursei, acestea urmând a fi determinate;
- b) se cunoaște presiunea sursei și căderea de presiune pe sistem.

Dintre cele două variante, varianta (a) se consideră cea normală, deoarece impunerea sursei și a căderii de presiune pe sistem poate duce la necesitatea unui robinet de reglare special. Deoarece în practică se întâlnesc ambele cazuri, acestea vor fi tratate în mod corespunzător. Pentru fiecare din cele două cazuri se impune metodologia prezentată în continuare.

Varianta A.

- 1) Se determină ΔP_{C100} ca sumă a pierderilor în porțiunile liniare ale conductei și în rezistențele locale;
- 2) Se propune o cădere de presiune pe robinetul de reglare, ΔP_{R100} .
- 3) Se calculează factorul $\psi = \frac{\Delta P_{R100}}{\Delta P_{R100} + \Delta P_{C100}}$.
- 4) Se determină caracteristicile statice ale: procesului pe canalul mărime de execuție - mărime de ieșire, traductorului și regulatorului. Se determină caracteristica de ansamblu a acestor elemente înseriate.
- 5) Dacă caracteristica ansamblului este liniară, se alege o caracteristică de lucru liniară, indiferent de tipul caracteristicii intrinseci (liniară sau logaritmică). Dacă caracteristica ansamblului este neliniară, se alege o caracteristică de lucru neliniară, care să compenseze neliniaritatea ansamblului.
- 6) Se calculează consumul energetic al robinetului de reglare cu relația

$$Q_R = Q_V \times \Delta P_R \times 10^{-3} \quad [\text{kW/h}]$$

unde Q_V se exprimă în m^3/h iar ΔP_R în N/m^2 .

- 7) Dacă valoarea consumului energetic este prea mare se va relua procedura începând cu punctul 2, cu o valoare mai mică a căderii de presiune.

Varianta B.

- 1) Se determină ΔP_{C100} ca sumă a pierderilor în porțiunile liniare ale conductei și în rezistențele locale;
- 2) Se calculează căderea de presiune pe robinetul de reglare cu relația

$$\Delta P_{R100} = \Delta P_S - \Delta P_{C100}$$

- 3) Se calculează factorul $\psi = \frac{\Delta P_{R100}}{\Delta P_{R100} + \Delta P_{C100}}$.
- 4) Se determină caracteristicile statice ale: procesului pe canalul mărime de execuție - mărime de ieșire, traductorului și regulatorului. Se determină caracteristica de ansamblu a acestor elemente înseriate.
- 5) Dacă caracteristica ansamblului este liniară, se alege o caracteristică de lucru liniară, indiferent de tipul caracteristicii intrinseci (liniară sau logaritmică). Dacă caracteristica ansamblului este neliniară, se alege o caracteristică de lucru neliniară, care să compenseze neliniaritatea ansamblului.
- 6) Se calculează consumul energetic al robinetului de reglare cu relația

$$Q_R = Q_V \times \Delta P_R \times 10^{-3} \quad [\text{kW/h}]$$

unde Q_V se exprimă în m^3/h iar ΔP_R în N/m^2 .

7. Dimensionarea și alegerea robinetelor de reglare utilizând programul CONVAL

Cuprins

Obiective.....	59
7.1. Lansarea în execuție și principalele meniuri.....	59
7.2. Introducerea datelor de operare.....	61
7.3. Calcule asociate robinetului de reglare.....	63
7.4. Alegerea robinetului de reglare.....	64
7.5. Caracteristici ale robinetului de reglare ales.....	67

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- familiarizarea cu interfața și opțiunile programului CONVAL;
- familiarizarea cu procedura de dimensionare și alegere a robinetelor de reglare utilizând programul CONVAL.

Pachetul de programe CONVAL este produs de firma FIRST din Germania, oferind mai multe aplicații pentru elementele mecanice și de automatizare din industrie. Una dintre aplicații este destinată dimensionării și alegerii robinetelor de reglare.

7.1. Lansarea în execuție și principalele meniuri

La lansarea în execuție sistemul de programe afișează un meniu de comenzi (aplicații) identificabile sub formă de text dar și sub formă de icoane, figura 7.1.

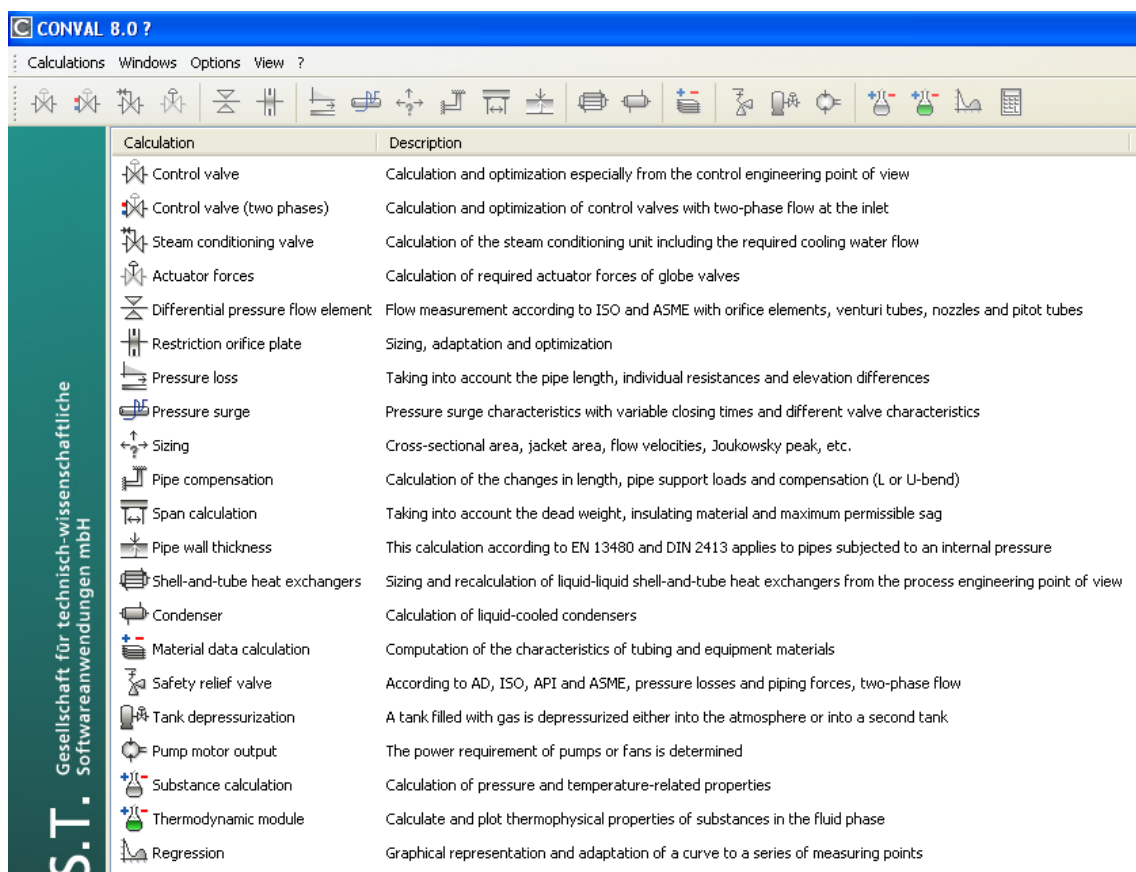


Fig. 7.1. Imaginea generală a pachetului de programe CONVAL.

Pentru calculul robinetelor de reglare se alege comanda **Control Valve**. După activarea comenzii, sistemul lansează în execuție acest program, imaginea generală fiind prezentată în figura 7.2. În cadrul acestei aplicații sunt disponibile următoarele submeniuri:

- a) **Medium** – Setarea proprietăților fluxului care trece prin robinetul de reglare;
- b) **Control valve** – Dimensionarea și alegerea robinetului de reglare dintr-o bază de date;
- c) **Noise calculation** – Calculul emisiilor de zgomot;
- d) **Pipeline** – Setarea caracteristicilor conductei.

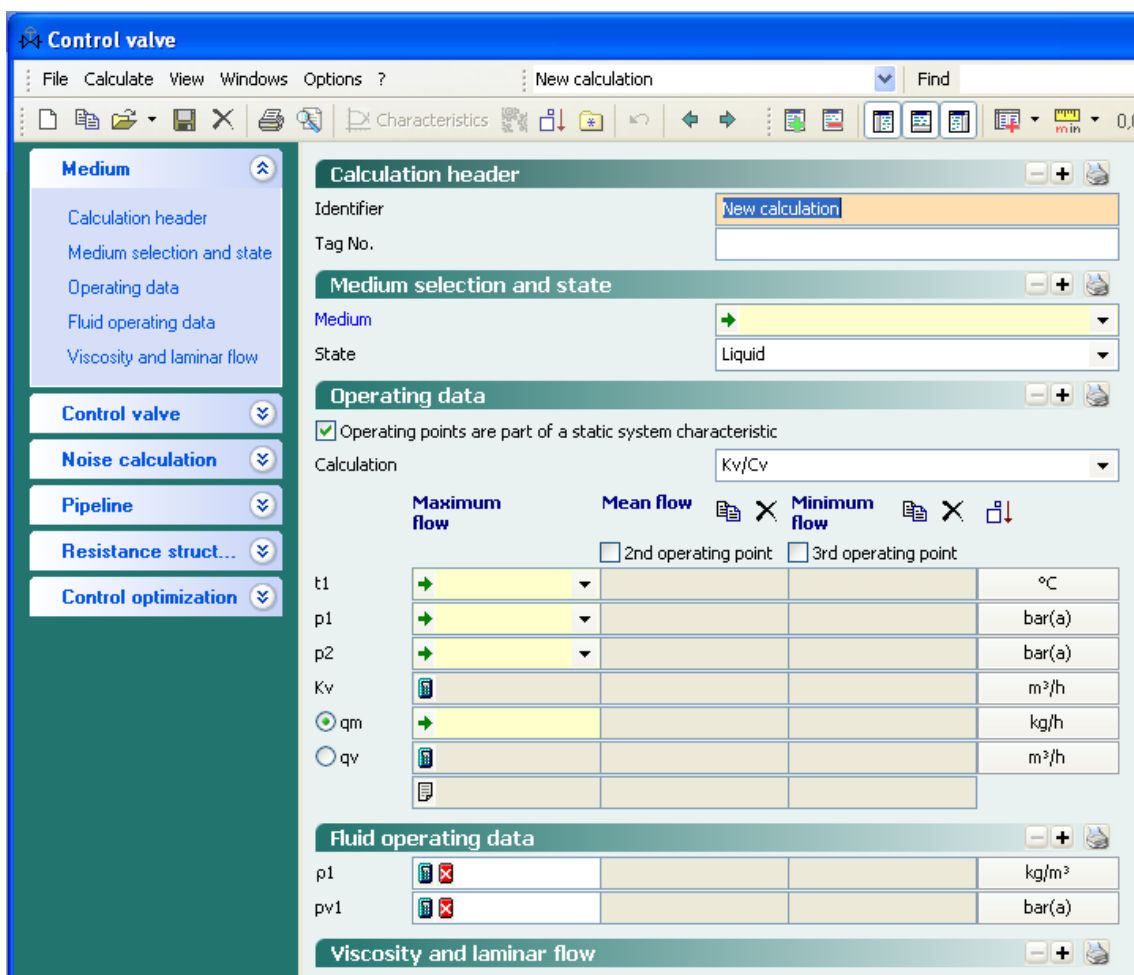


Fig. 7.2. Aplicația *Control Valve* – vedere generală.

7.2. Introducerea datelor de operare

Submeniul Medium este primul grup de comenzi pe care utilizatorul le va activa. Acest grup conține următoarele categorii de specificații, figura 7.3:

- **Calculation header** = conține faza de calcul a robinetului (*New calculation*) și un identificator asociat robinetului de reglare (*Tag*).
- **Medium selection and state** = Fluxul care trece prin robinetul de reglare poate să fie un component chimic pur și în acest caz numele sau formula chimică va fi ales dintr-o bază de date, figura 7.4. Starea de agregare a fluxului este de asemenea aleasă între lichid și vapori.
- **Operating data** = Datele de operare ale robinetului de reglare conțin informații despre:
 - Natura calculului (dimensionare sau verificare);
 - Temperatura și presiunea fluxului în amonte de robinetul de reglare;
 - Presiunea în aval de robinetul de reglare;
 - Debitul masic care trece prin robinetul de reglare;
 - Toate valorile menționate anterior se pot referi la debitul maxim sau la variante care să conțină obligatoriu debitul maxim.

Restul valorilor sunt calculate de către program.

- **Fluid operating data** = conține valorile calculate pentru densitatea și presiunea de vapori a fluidului în punctul amonte al robinetului de reglare.

Name	Formula	CAS No.
Bromoacetic Acid	C2H3O2Br	79-08-3
Bromobenzene	C6H5Br	108-86-1
Bromochlorodifluoromethane	CClF2Br	353-59-3
Bromochloromethane	CH2ClBr	74-97-5
Bromodichloromethane	CHCl2Br	75-27-4
Bromodifluoromethane	CHBrF2	1511-62-2
Bromoethane	C2H3Br	74-96-4
Bromoethene	C2H3Br	593-60-2
Bromoethylene	C2H3Br	593-60-2
Bromoform	CHBr3	75-25-2
Bromohydrogene	HBr	10035-10-6
Bromomethane	CH3Br	74-83-9
Bromopentafluorobenzene	C6BrF5	344-04-7
Bromoperfluorobenzene	C6BrF5	344-04-7
Bromotrichloromethane	CBrl3	75-62-7
Bromotrifluoroethylene	C2BrF3	598-73-2
Bromotrifluoromethane	CBrl3	75-63-8
Butadiene 1,2	C4H6	590-19-2
Butadiene 1,3	C4H6	106-99-0
Butadiene Sulfone	C4H6O2S	77-79-2
Butafume	C4H11N	13952-84-6
Butal	C4H8O	123-72-8
Butanal	C4H8O	123-72-8
Butane	C4H10	106-97-8
Butane n	C4H10	106-97-8
Butanedioic Acid Diethyl Ester	C8H14O4	123-25-1
Butanediol 1,4	C4H10O2	110-63-4

Name:

Fig. 7.4. Baza de date asociată componentelor chimici puri.

Se particularizează aplicația pentru următoarele date:

- **New calculation**
- **TAG** = FV201
- **Medium** = butane
- **State** = Liquid
- **Calculation** = Kv/Cv
- **t1** = 30° C
- **p1** = 12 bar
- **p2** = 8 bar
- **qm** = 400 kg/h

Introducând toate aceste valori, programul calculează toți parametri necesari dimensionării și verificării robinetului de reglare, figura 7.5.

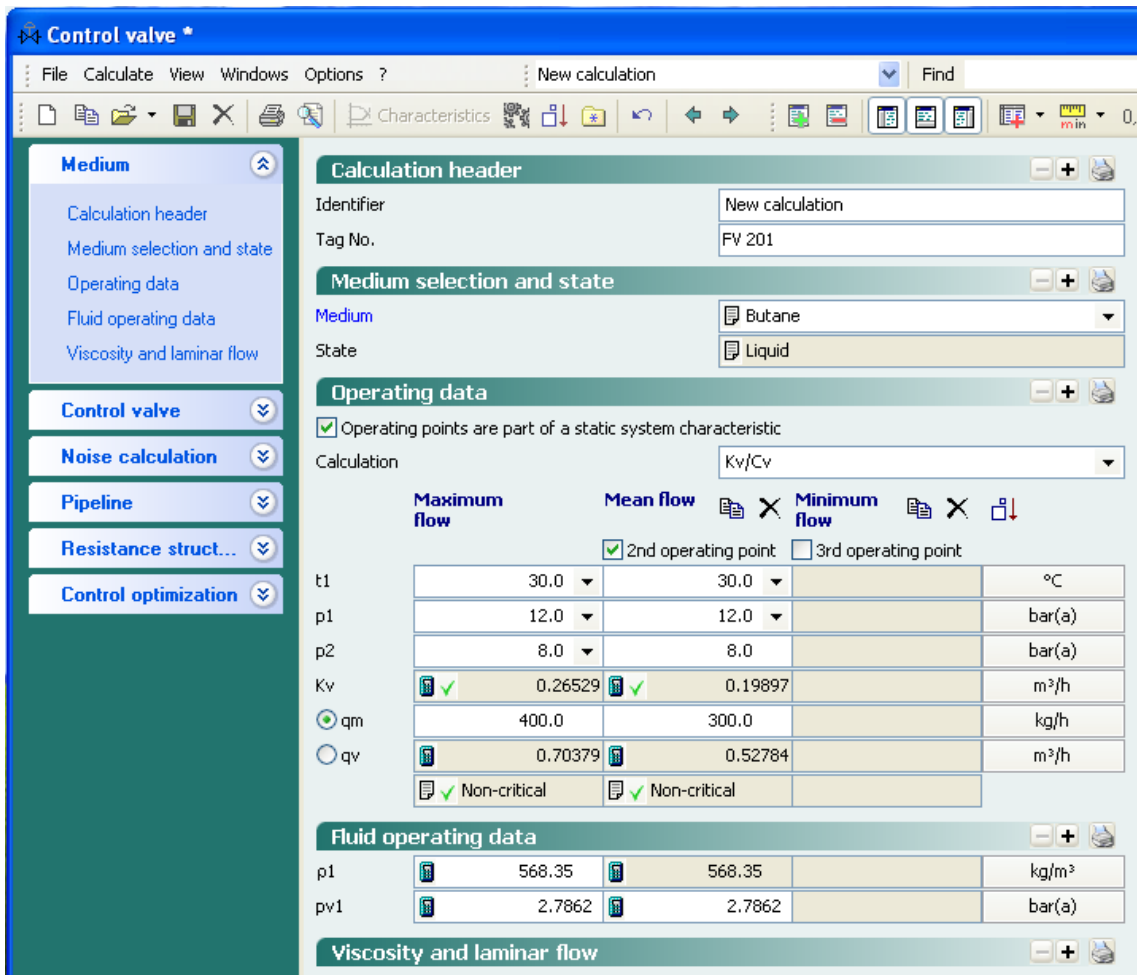


Fig. 7.5. Configurarea submeniului *Medium*.

7.3. Calcule asociate robinetului de reglare

Următoarea grupă de specificații se găsește în submeniul *Control Valve*, submeniu prezenta în figura 7.6. Acesta conține specificații și rezultate despre:

- **Valve selection** = selecția din baza de date a firmei producătoare de robinete de reglare, a tipului produsului și a denumirii robinetului de reglare.
- **Valve data** = conține valori calculate în urma dimensionării robinetului de reglare dar și specificații alese de utilizator privind caracteristica intrinsecă a robinetului de reglare (**Basic Characteristic**). De asemenea se fac sugestii privind K_v -ul optim al robinetului de reglare și diametrul nominal al acestuia.
- **Load-dependent auxiliary values** = aceste valori sunt calculate în cadrul operației de verificare, după alegerea robinetului de reglare.

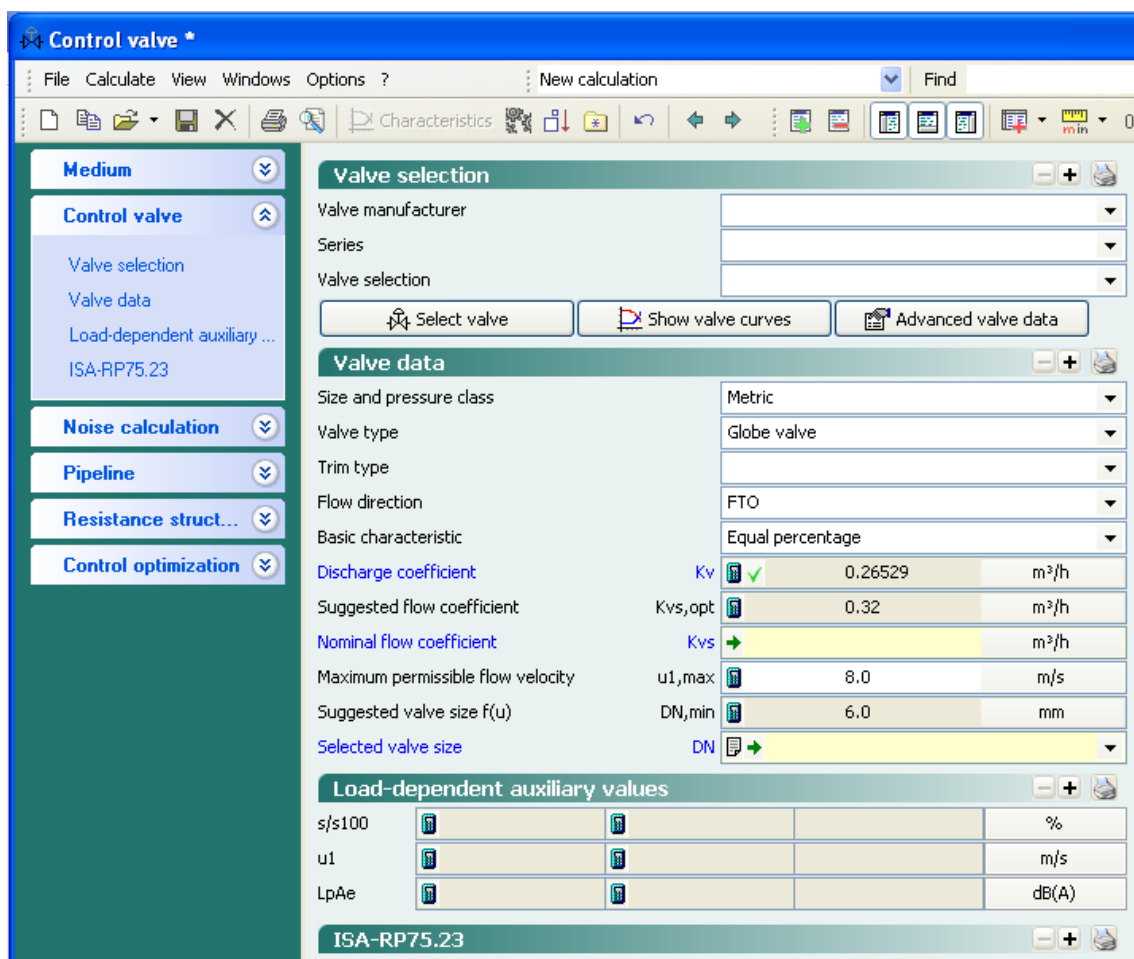


Fig. 7.6. Conținutul submeniuului *Control Valve*.

7.4. Alegerea robinetului de reglare

Alegerea robinetului de reglare (*Valve selection*) este realizată dintr-o bază de date organizată conform criteriilor, figura 7.7:

- *Manufacturer* = firma producătoare;
- *Series* = încadrarea robinetului de reglare la un tip de robinete de reglare;
- *Valve selection* = vizualizarea și alegerea unui tip de robinet din seria aleasă anterior.

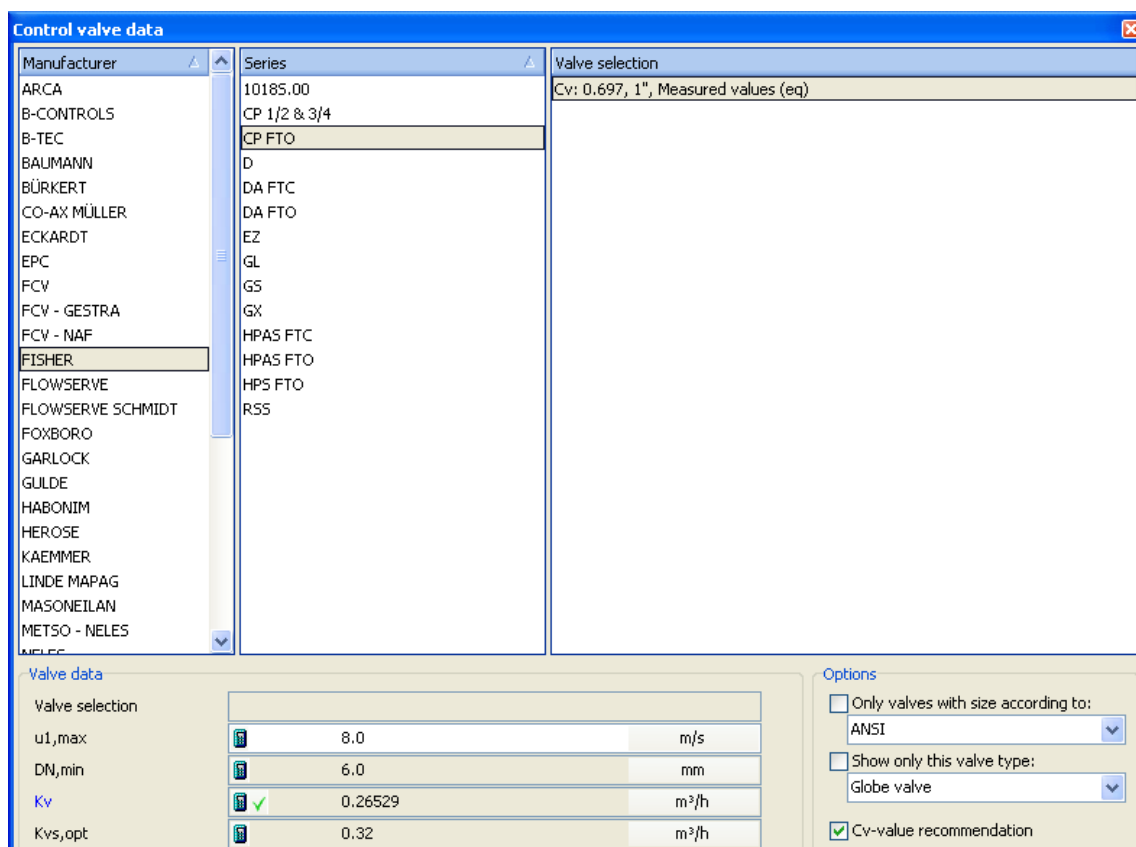


Fig. 7.7. Organizarea bazei de date a producătorilor de robinete de reglare.

Se consideră operația de alegere a robinetului de reglare dimensionat în etapa **Control Valve**. Experiența utilizatorului se va materializa în alegerea firmei FISHER – o firmă renumită pentru fabricarea robinetelor de reglare, seria de fabricație a robinetului este CP FTO – se are în vedere cerința procesului exprimată prin abrevierea FTO (flow to open) și din baza de date se selectează singurul robinet de reglare care are $C_v=0,697$ – cerința procesului fiind $K_v=0,26592$. Acest robinet are un diametru nominal de 6 mm și asigură o viteză de maxim 8 m/s fără a produce cavitație. După această operație, datele extrase din baza de date cu robinete de reglare sunt disponibile în fereastra **Valve selection**, figura 7.8.

Valve selection

Valve manufacturer: FISHER

Series: CP FTO

Valve selection: Cv: 0.697, 1", Measured values (eq)

Valve from database
 Valve data can be modified

Function for Fd

Minimum operating temperature	t,min	<input checked="" type="checkbox"/>	-10.0	°C
Maximum operating temperature	t,max	<input checked="" type="checkbox"/>	80.0	°C
Maximum operating pressure	p,max	<input checked="" type="checkbox"/>	18.0	bar(a)

Valve data

Size and pressure class: ANSI

Valve type: Globe valve

Trim type: Parabolic plug

Flow direction: FTO

Basic characteristic: Measured values (eq)

Discharge coefficient	Kv	<input checked="" type="checkbox"/>	0.26529	m³/h
Suggested flow coefficient	Kvs,opt	<input type="checkbox"/>	0.32	m³/h
Nominal flow coefficient	Kvs	<input type="checkbox"/>	0.60289	m³/h
Maximum permissible flow velocity	u1,max	<input type="checkbox"/>	8.0	m/s
Suggested valve size f(u)	DN,min	<input type="checkbox"/>	0.25	in
Selected valve size	DN	<input type="checkbox"/>	1"	

Load-dependent auxiliary values

s/s100	<input type="checkbox"/>	73.207	<input type="checkbox"/>	62.339	%
u1	<input checked="" type="checkbox"/>	0.38582	<input checked="" type="checkbox"/>	0.28936	m/s
LpAe	<input type="checkbox"/>	26.8	<input type="checkbox"/>	24.2	dB(A)

Fig. 7.8. Fereastra *Valve selection* după alegerea robinetului de reglare.

Următoarea grupă de comenzi este legată de estimarea zgomotului produs în funcționarea robinetului de reglare (*Noise calculation*), figura 7.9. Funcția *Noise prediction data* estimează nivelul de zgomot în funcționarea robinetului de reglare la debit maxim, respectiv 26,8 dB. Având în vedere faptul că zgomotul stradal la nivelul trotuarului este limitat la 60-70 dB, robinetul de reglare ales este normal din punct de vedere al zgomotului.

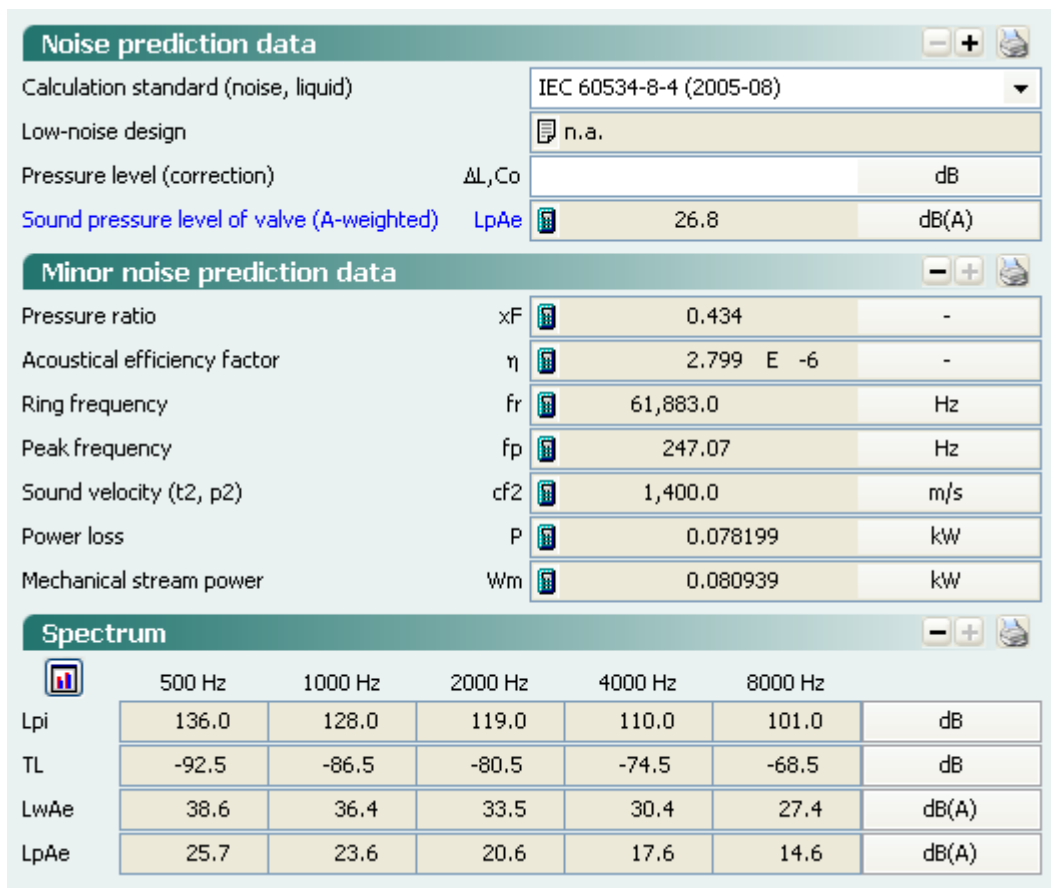


Fig. 7.9. Estimarea zgomotului produs de robinetul de reglare.

Alte estimări de zgomot sunt calculate de funcția *Minor noise prediction data*. Printre rezultatele afișate se înnumără viteza sunetului – 1400 m/s și puterea pierdută prin generarea de zgomot – 0,078 kW.

Un studiu interesant este generat de funcția *Spectrum*. Robinetul de reglare generează vibrații (zgomote) pe un spectru larg de frecvențe. Această funcție estimează intensitatea zgomotului pentru un set de frecvențe, respectiv 500; 1000; 2000; 4000 și 8000 Hz. Se constată faptul că la creșterea frecvenței intensitatea zgomotului scade. Se cunoaște faptul că omul poate sesiza sunete la o frecvență maximă de 13kHz. Animalele, precum câinii, pot sesiza sunete la frecvențe mai mari de 13kHz, fapt ce conduce la un comportament agresiv al acestora atunci când trec pe lângă robinetele de reglare.

7.5. Caracteristici ale robinetului de reglare ales

După încheierea operației de alegere a robinetului de reglare, funcția *Characteristics*, disponibilă în bara de comenzi a meniului principal din figura 7.2, devine activă. Această funcție realizează calcularea și reprezentarea grafică a caracteristicilor asociate robinetului de reglare ales și în condițiile de funcționare precizate inițial, vezi figura 7.10.

Graficul *Plant characteristics* trasează, în coordonate adimensionale, următorii parametri:

- presiunea $p1$ în amonte de robinet, constantă în raport cu debitul adimensional ce trece prin robinetul de reglare;

- presiunea p_2 în aval de robinet, constantă în raport cu debitul adimensional ce trece prin robinetul de reglare;
- presiunea de vapori p_{v1} , constantă în raport cu debitul adimensional ce trece prin robinetul de reglare.

În grupul de comenzi **Medium** au fost definite două puncte de funcționare ale robinetului de reglare, puncte care se regăsesc în graficul **Plant characteristics** prin numerele 1 și 2.

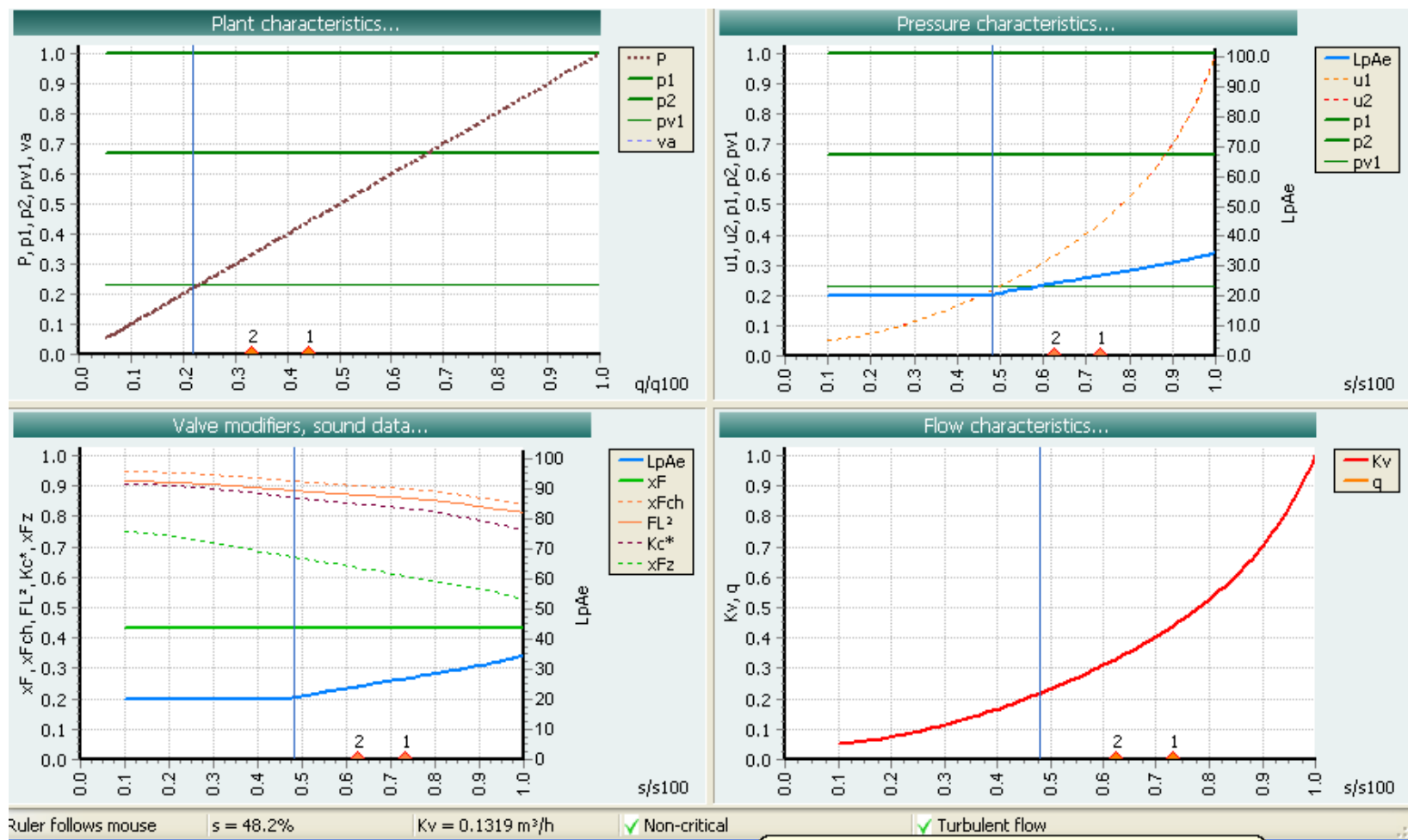


Fig. 7.10 Caracteristici grafice calculate pentru robinetul de reglare.

Graficul *Pressure characteristics* definește cele trei presiuni raportate la gradul de deschidere al robinetului de reglare. Suplimentar sunt definite vitezele în amonte și aval de robinet, respectiv $u1$ și $u2$. Cele două viteze sunt egale deoarece curgerea este non-critică și efectul cavitațional nu există. Tot în acest grafic este reprezentat nivelul de zgomot, $LpAe$.

Graficul *Valve modifiers* descrie variația factorilor de corecție a debitului prin robinetul de reglare. De exemplu factorul FL descrie influența reducățiilor dintre robinetul de reglare și conducta situată în amonte/aval. Se observă că acest factor este ușor subunitar și este afectat în măsură mică de gradul de deschidere al robinetului de reglare.

Graficul *Flow characteristics* prezintă caracteristica de lucru a robinetului de reglare. În imagine se observă că această caracteristică este generată de un robinet de reglare cu caracteristică intrinsecă de procentaj egal (**Equal percentage**), fapt ce confirmă tipul de robinet ales (figura 7.8).

O altă modalitate de reprezentare a caracteristicilor robinetului de reglare o constituie tabelarea valorilor, figura 7.11.

Caption	Unit	5%	25%	50%	75%	100%
s/s100	%		25.0	50.0	75.0	100.0
t1	°C		30.0	30.0	30.0	30.0
p1	bar(a)		12.0	12.0	12.0	12.0
p2	bar(a)		8.0	8.0	8.0	8.0
Kv	m³/h		0.05534	0.1396	0.2781	0.6029
qv	m³/h		0.1468	0.3703	0.7378	1.599
qm	kg/h		83.44	210.5	419.3	909.0
Type of flow	-		Non-critical	Non-critical	Non-critical	Non-critical
va	-		1.0	1.0	1.0	1.0
pv1	bar(a)		2.786	2.786	2.786	2.786
<rho>1	kg/m³	572.0	568.4	568.4	568.4	568.4
LpAe	dB(A)		20.0	21.0	27.26	34.64
u1	m/s		0.08048	0.203	0.4045	0.8768

Fig. 7.11. Reprezentarea tabelară a caracteristicilor robinetului de reglare.

8. Poziționere

Cuprins

Obiective.....	71
8.1. Principiul de funcționare.....	71
8.2. Caracteristicile poziționerelor.....	73
8.3. Clasificarea poziționerelor.....	74

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea principiului de funcționare a unui poziționar;
- familiarizarea cu caracteristicile principale ale poziționerelor;
- familiarizarea cu diferitele tipuri de poziționere.

8.1. Principiul de funcționare

Pentru multe aplicații, presiunea de 0.2 - 1 bar nu este suficientă pentru a face față frecărilor și presiunilor diferențiale mari. O soluție ar putea fi utilizarea unor arcuri puternice și un control mai ridicat al presiunii, dar soluția practică este folosirea unui poziționar, figura 8.1.

Poziționarul este un element auxiliar al robinetului de reglare ce are ca scop monitorizarea poziției tijei și modificarea corespunzătoare a presiunii de comandă. Poziționarul este un sistem automat de reglare a poziției robinetului de reglare. De obicei acesta este montat pe jugul sau pilonii servomotorului și are legătură mecanică sau de altă natură cu axul servomotorului. Poziționarul primește semnalul de comandă de la regulator și modifică presiunea de comandă a servomotorului astfel încât cursa H a robinetului de reglare să fie egală cu valoarea corespunzătoare celei asociate comenzii regulatorului.

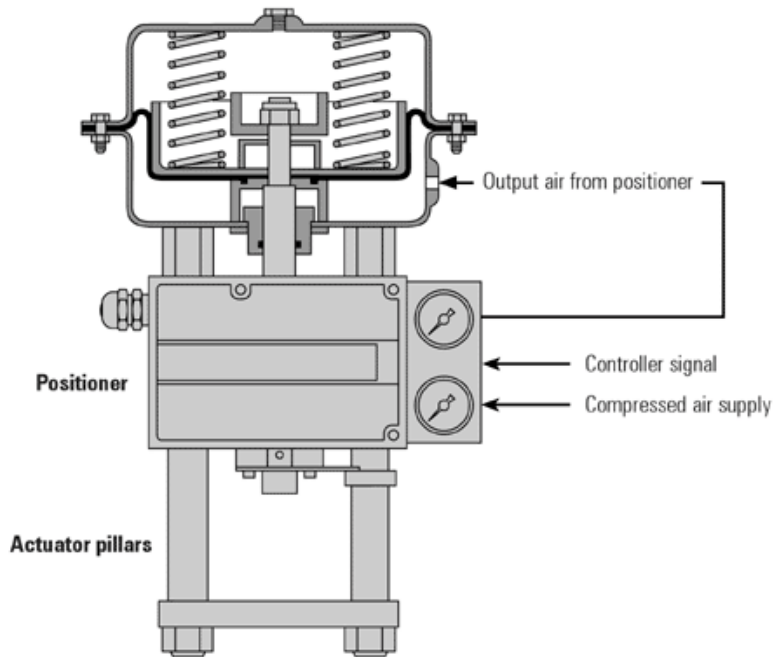


Fig. 8.1. Montarea poziționerului pneumatic pe pilonii servomotorului.

Spre exemplificare, în cele ce urmează vor fi prezentate două tipuri de servomotoare din seria PN5400 montate pe o conductă DN50. Primul servomotor, PN5420, funcționează la un semnal pneumatic în domeniul 0.2 – 1 bar, generând o presiune diferențială maximă de 3 bar. Cel de al doilea servomotor, PN5426, alimentat la un semnal pneumatic în gama 1 – 2 bar, va genera o forță proporțională cu presiunea diferențială maximă de 13.3 bar.

Primul servomotor nu poate genera forțe mari și nu poate fi utilizat pe întreaga sa gamă de funcționare. Poziționerul funcționează ca un **amplificator de semnal de comandă** și modulează presiunea de alimentare cu aer, pentru a muta punctul de funcționare al servomotorului la o poziție corespunzătoare semnalului de comandă. De exemplu, în cazul în care semnalul de comandă a fost de 0.6 bar (cursa robinetului este de 50%), poziționerul trebuie să furnizeze o presiune de aproximativ 1,5 bar în camera de aer, figura 8.2.

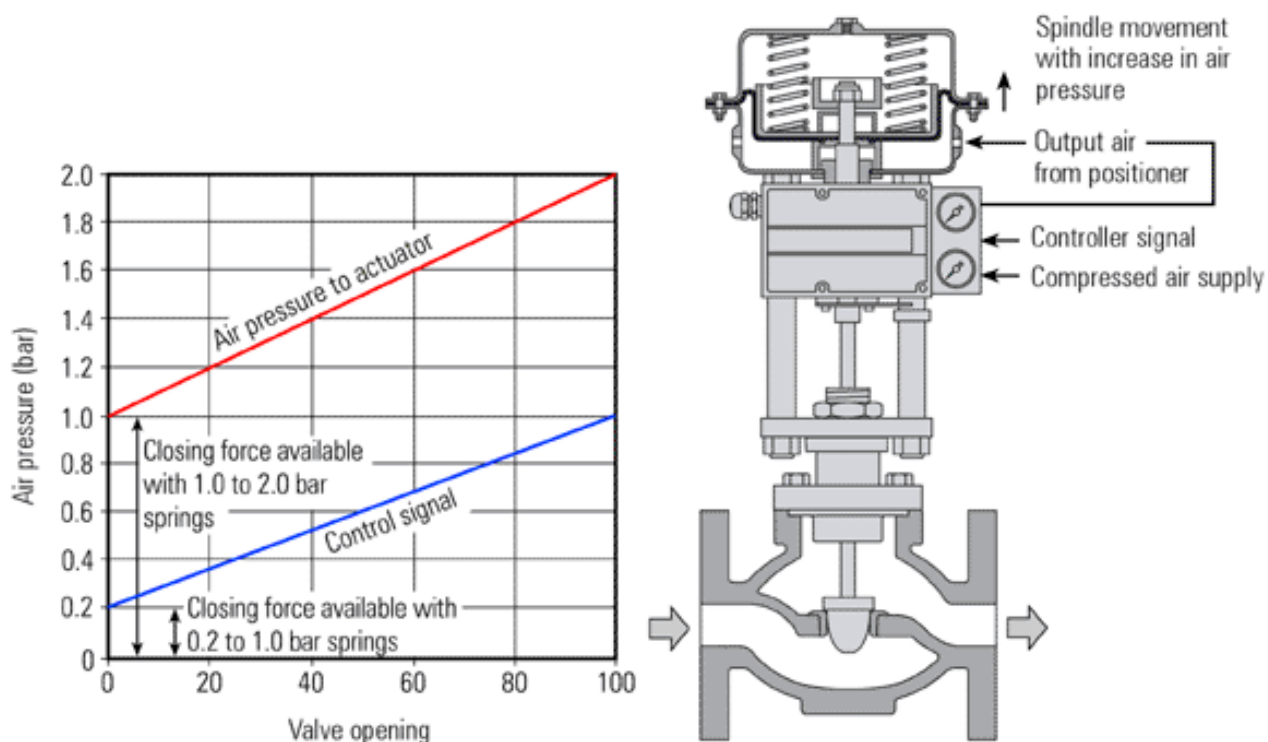


Fig. 8.2. Poziționerul utilizat ca amplificator de semnal.

8.2. Caracteristicile poziționerelor

1. Poziționerul stabilește o relație liniară între presiunea de intrare de la sistemul de control și cursa robinetului de reglare. Asta înseamnă că pentru un semnal de intrare dat, robinetul menține aceeași poziție, indiferent de modificările apărute datorită presiunii diferențiale, frecărilor, histerezis, etc.
2. Poziționerul poate fi utilizat ca un amplificator de semnal. Acesta acceptă un control bun chiar și la presiuni mici, deoarece se folosește de propria sa presiune aplicată la intrare pentru a oferi o presiune mai mare la ieșire.
3. Unele poziționere au încorporate un convertor electropneumatic, astfel că semnalul electric aplicat la intrare (în mod uzual 4 – 20 mA) poate fi folosit pentru a regla un robinet cu acționare pneumatică.
4. Unele poziționere pot primi ca intrări informațiile de la anumiți senzori.

Recomandări privind utilizarea poziționerelor.

1. Când este necesară o poziționare exactă a cursei H a robinetului de reglare;
2. Când se dorește creșterea vitezei de răspuns a robinetului de reglare;
3. Când este necesar un amplificator de semnal;
4. Când se dorește eliminarea histerezisului apărut datorită frecărilor.

5. Când este necesară o liniarizare a unui servomotor neliniar;
6. Când diferite presiuni diferențiale din interiorul fluidului determină poziția plugului să varieze.

8.3. Clasificarea poziționerelor

Poziționerile pot fi clasificate după criteriul semnalului de intrare, natura traductorului de poziție. După criteriul semnalului de intrare, poziționerile pot fi:

- Tip P/P, deoarece este nevoie de un semnal pneumatic (P) de la sistemul de control și furnizează la ieșire un semnal pneumatic rezultat (P) pentru a acționa servomotorul. Un avantaj al reglării cu acționare pneumatică este faptul că este intrinsec sigur, adică nu există niciun risc de explozie în cazul existenței unei atmosfere periculoase și poate oferi o cantitate mare de forță pentru a închide robinetul împotriva presiunii diferențiale ridicate. Cu toate acestea, sistemele de reglare cu acționare pneumatică au o serie de limitări, în comparație cu sistemele de reglare cu acționare electrică.
- Tip I/P, deoarece este nevoie de un semnal electric (I) de la sistemul de control și furnizează la ieșire un semnal pneumatic rezultat (P) pentru a acționa servomotorul. Principala componentă este convertorul curent-presiune care preia semnalul electric, de obicei 4 – 20 mA, și îl convertește într-un semnal de comandă pneumatic, de obicei 0.2 – 1 bar, care este apoi transmis către servomotor sau către poziționerul P/P.

În figura 8.3 este prezentat schematic un servomotor prevăzut cu convertor electro-pneumatic și poziționer. Cu această structură, conversia curent-presiune poate fi realizată în afara zonei periculoase sau departe de orice temperaturi ridicate care pot să apară în apropierea robinetului de reglare și a conductelor.

Cu toate acestea, în cazul în care condițiile de operare nu prezintă astfel de probleme, o soluție mult mai bună este folosirea unui singur dispozitiv (convertor electropneumatic și poziționer) care combină funcțiile celor două componente.

Poziționere digitale.

Poziționerile digitale monitorizează poziția vanei și convertește această informație într-o formă digitală. Cu această informație, un microprocesor integrat poate oferi următoarele:

- Poziționarea de mare precizie a cursei H a robinetului de reglare;
- Adaptabilitate la apariția anumitor schimbări neprevăzute în funcționarea robinetului de reglare;
- Multe poziționere digitale folosesc mai puțin aer decât cele analogice;
- O rutină de autocalibrare a cursei robinetului de reglare;
- Diagnostice digitale on-line;
- Monitorizare centralizată.

La nivel industrial, tendința actuală este de a oferi un echipament cu capacitatea de a comunica digital cu sisteme de rețea într-un mediu Fieldbus, figura 8.4. Este bine cunoscut

faptul că astfel de comunicații digitale oferă o serie de avantaje față de sistemele analogice tradiționale.

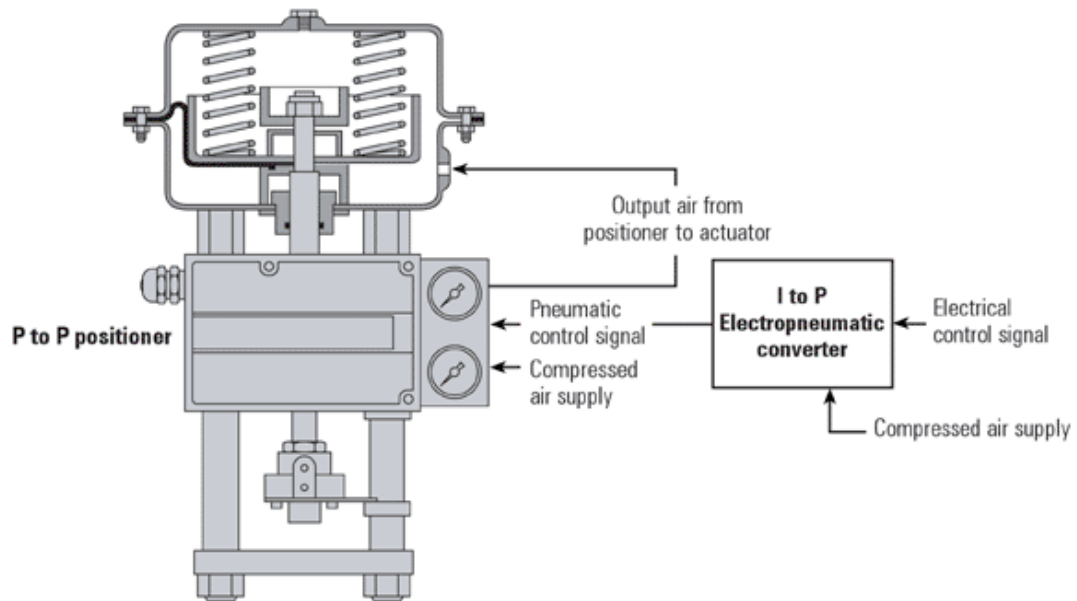


Fig. 8.3. Servomotor prevăzut cu convertor I/P și poziționar P/P.



Fig. 8.4. Poziționar digital.

9. Introducere în acționările pneumatice I

Cuprins

Obiective.....	76
9.1. Avantajele și dezavantajele acționărilor pneumatice.....	76
9.2. Producerea aerului comprimat.....	77
9.2.1. Compresoarele volumice.....	78
9.2.2. Turbocompresoare.....	81
9.2.3. Echipamente pentru producerea aerului comprimat.....	82

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea avantajelor și dezavantajelor acționărilor pneumatice;
- familiarizarea cu tipurile și funcționarea compresoarelor și turbocompresoarelor utilizate în acționările pneumatice.

9.1. Avantajele și dezavantajele acționărilor pneumatice

Acționările și comenzile pneumatice își găsesc utilizare datorită unor caracteristici specifice, care le deosebesc de alte tipuri de acționări. Dintre avantajele oferite de utilizarea aerului comprimat ca agent de lucru se menționează:

- Transmisiile pneumatice permit porniri/opriri dese, fără pericol de avarie;
- Utilizarea acestor transmisii oferă posibilitatea tipizării și unificării elementelor respective, reducând costurile și permițând asigurarea unei calități ridicate;
- Posibilitatea amplasării elementelor pneumatice în orice poziție, fapt ce simplifică proiectarea mașinilor și micșorând gabaritul acestora;
- Elementele de comandă ale transmisiilor pneumatice solicită eforturi mecanice mici, permițând astfel proiectarea optimă a utilajelor respective;
- Forța, momentul și viteza motoarelor pneumatice pot fi reglate în limite largi, utilizând dispozitive pneumatice simple;
- Motoarele pneumatice sunt compacte și robuste;
- Aerul comprimat este nepoluant și neinflamabil, relativ ușor de produs și de transportat prin rețele;
- Datorită vitezelor de lucru și de avans mari, precum și a momentelor de inerție mici, durata operațiilor este mică;
- Pericolul de accidentare este redus;
- Întreținerea instalațiilor pneumatice este relativ ușoară;
- Utilizând elemente pneumatice logice sau convertoare electropneumatice se pot realiza instalații automate, care oferă productivitate mare și repetabilitate.

Acționările pneumatice au și dezavantaje care limitează performanțele și domeniile de utilizare ale acestui tip de acționare:

- Datorită limitării presiunii de lucru, forțele și momentele oferite de motoarele pneumatice sunt reduse;
- La puteri mari, mașinile pneumatice sunt voluminoase;
- Compresibilitatea aerului nu permite reglarea precisă a parametrilor de funcționare;
- Aerul nu poate fi complet purificat cu costuri rezonabile, fapt ce duce la uzura erozivă și abrazivă a componentelor mecanice;
- În anumite condiții de mediu și funcționare există pericol de îngheț;
- Randamentul transmisiilor pneumatice este scăzut.

Acționările și comenzile pneumatice se utilizează în industriile cu pericol de incendiu și explozii: industria chimică, industria minieră, industria de prelucrare a lemnului, termocentrale. De asemenea acționările și comenzile pneumatice sunt întâlnite în industriile cu pericol de contaminare, cum ar fi: industria alimentară, industria farmaceutică, industria textilă. Nu în ultimul rând, acționările și comenzile pneumatice sunt implementate în toate domeniile unde sunt utilizate linii automate de producție, asamblare, ambalare, manipulare, etc.

9.2. Producerea aerului comprimat

Dispozitivele pentru producerea aerului comprimat sunt mașini care realizează comprimarea aerului, transformând energia primită la arborele mecanic în energie potențială (de presiune) a aerului. După principiului de funcționare, compresoarele se pot clasifica în:

- a) Compresoare volumice
 - cu piston și comprimare directă
 - cu piston și comprimare prin membrană
 - cu angrenaje cu șurub
 - cu angrenaje cu lobi
 - cu palete
- b) Turbocompresoare
 - cu o singură treaptă
 - multietajate

Diagrama domeniilor ocupate de fiecare tip de compresor, în coordonate debit-presiune, este prezentată în figura 9.1. Această diagramă este un instrument deosebit de util în alegerea tipului de compresor necesar într-o aplicație practică, atunci când se cunosc parametrii consumatorului. Dacă intersecția coordonatelor debit-presiune are loc într-un domeniu ocupat de mai multe tipuri de compresoare, alegerea se face ținând seama de alți parametri: posibilități și cerințe de întreținere, sensibilitatea consumatorilor la șocuri de presiune, fiabilitate, preț etc.

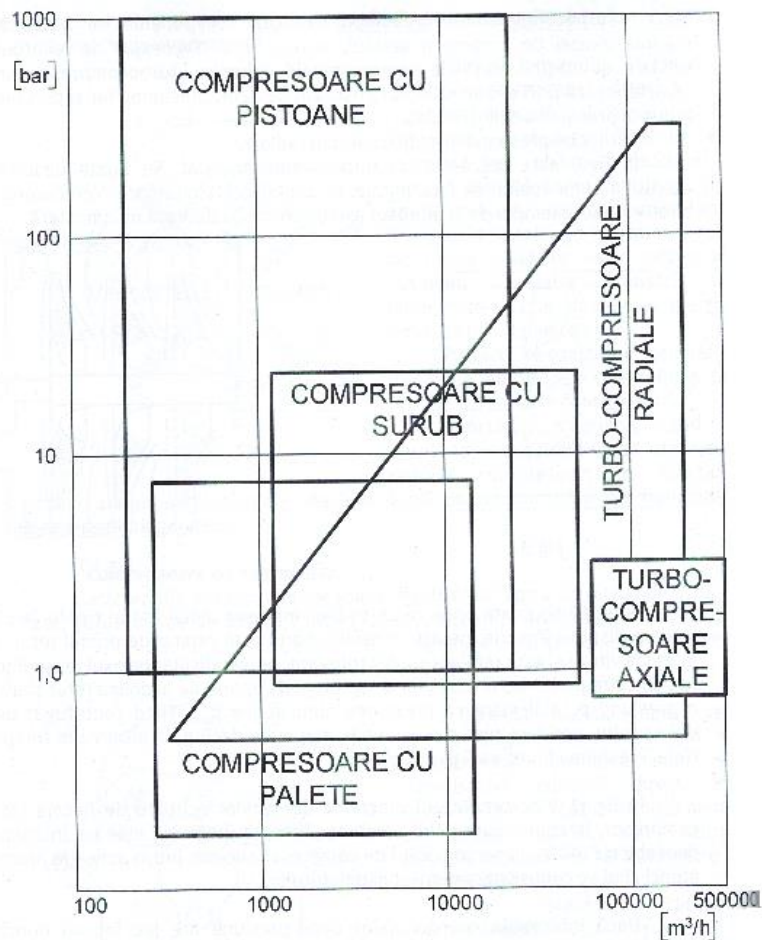


Fig. 9.1. Diagrama debit – presiune a surselor de presiune.

9.2.1. Compresoarele volumice

Funcționarea acestor compresoare se bazează pe principiul camerei de volum variabil. În faza de aspirație aerul este închis într-o cameră care își micșorează volumul conducând la creșterea presiunii proporțională cu variația de volum a camerei. În faza de refulare aerul este evacuat având presiunea obținută la sfârșitul fazei de aspirație. Din punct de vedere constructiv, compresoarele volumice pot fi:

- 1) Compresoare cu piston;
- 2) Compresoare cu angrenaje;
- 3) Compresoare palete.

A. Compresoarele cu piston se pot construi într-o treaptă de comprimare (figura 9.2), în două trepte (figura 9.3) sau mai multe. Fiecare treaptă poate avea unul sau mai mulți cilindri. La comprimarea în mai multe trepte, treapta următoare aspiră aerul comprimat în treapta precedentă, în acest fel mărindu-se presiunea aerului comprimat furnizat de compresor.

În figura 9.3 se poate observa că treapta a doua are un diametru mai mic decât treapta întâi. Diametrul cilindrului de comprimare este unul din parametrii după care putem identifica fiecare treaptă a unui compresor cu piston în practică. Acest tip de compresor poate realiza valori de comprimare foarte înalte (până la 1000 bar), însă el are dezavantaje care îi limitează utilizarea tot mai mult:

- generează șocuri de presiune în instalațiile consumatoare;

- introduce ulei în aerul comprimat;
- produce zgomot;
- temperatura aerului comprimat este foarte ridicată datorită frecărilor în etanșări.

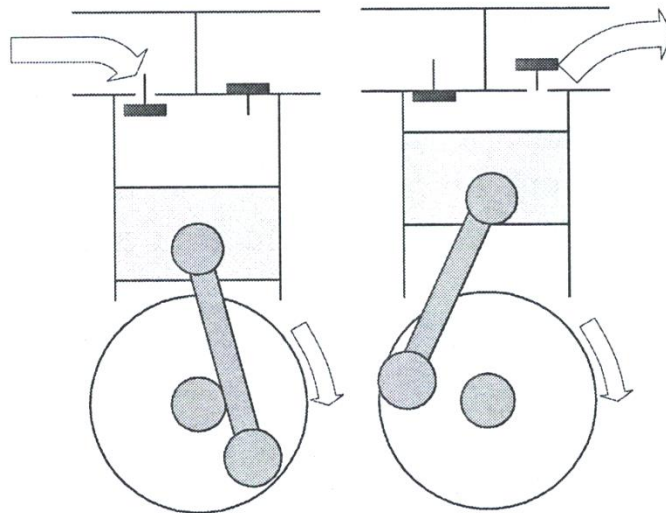


Fig. 9.2. Principiul compresorului cu piston.

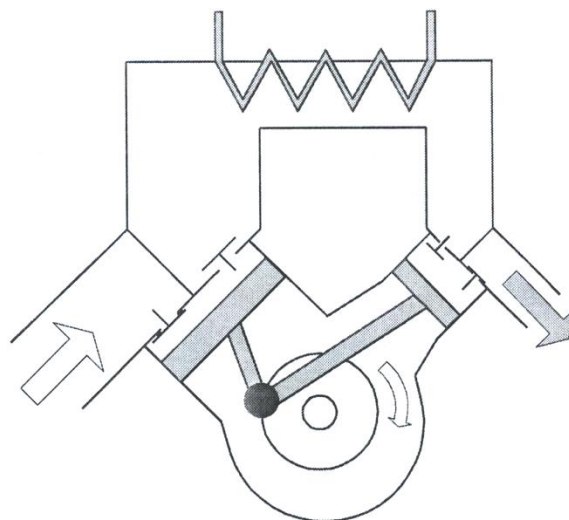


Fig. 9.3. Compresorul cu piston în două trepte.

B. Compresoarele cu piston cu comprimare indirectă funcționează pe același principiu ca și compresoarele cu piston, însă camera în care este aspirat aerul nu mai este cilindrul iar pistonul este separat complet de această cameră printr-o membrană elastică, figura 9.4. Acest compresor este utilizat în aplicațiile în care trebuie evitată contaminarea gazului comprimat cu ulei pierdut de sistemul de ungere al compresorului: industria chimică, aer comprimat pentru măsurări sau pentru uz medical, etc. Datorită membranei, care are rezistența mecanică și la oboseală limitate, performanțele acestui compresor sunt mai scăzute.

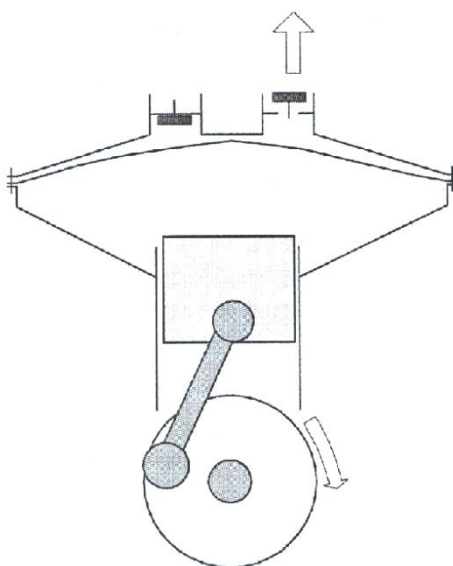


Fig. 9.4. Compresorul cu membrană.

C. Compresoare cu palete sunt alcătuite dintr-o carcasă, un rotor cilindric așezat excentric față de carcasa în care sunt dispuse, în canale frezate pe generatoarele rotorului, paletele, figura 9.5. Între suprafața rotorului, palete, carcasa și capacele laterale se formează camere de volum variabil (CVV) care în faza de aspirație închid etanș mase de aer și, pe măsura rotirii ansamblului mobil, aceste camere își micșorează volumul determinând creșterea presiunii. Când ating un volum minim ajung în dreptul racordului de refulare iar aerul comprimat este evacuat.

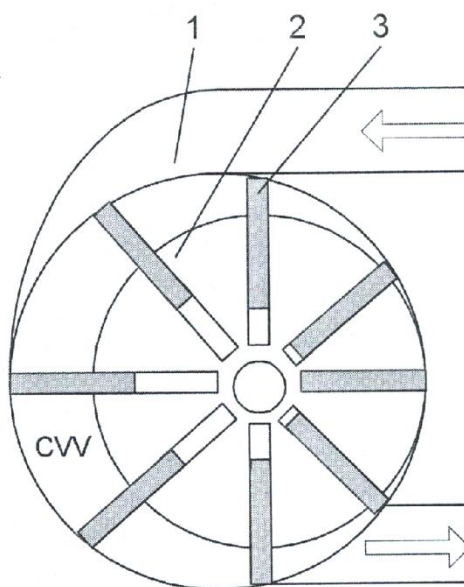


Fig. 9.5. Compresor cu palete: 1 - carcasă, 2 - rotor cilindric, 3 – palete.

Paletele rotorului trebuie să asigure atât etanșarea laterală (cu capacele), etanșarea frontală (cu carcasa) și etanșarea față de rotor. Etanșarea frontală este asigurată prin apăsarea paletelor pe carcasa datorită forței centrifuge și, la unele modele, datorită unor arcuri dispuse în canalele

practicate în rotor, iar uzura paletelor este compensată automat. Celelalte etanșări sunt influențate de precizia de execuție și, în timp, de uzura paletelor.

Paletetele se execută în general din materiale ieftine (de ex. textolit) și care protejează carcasa contra uzurii. Mașina atinge performanțele maxime după un anumit timp de funcționare, necesar rodării paletelor.

D. Compresoarele cu angrenaje sunt caracterizate prin faptul că rotoarele profilate (lobi, șuruburi) nu se află în contact direct, mișcarea lor fiind sincronizată prin angrenaje dispuse pe capetele arborilor, figura 9.6. Datorită acestui fapt, uzura acestor mașini este practic nulă, însă randamentul lor este mai redus. Neexistând contact direct între elementele care realizează camera de volum variabil, apar scurgi dinspre racordul de refulare către cel de aspirație.

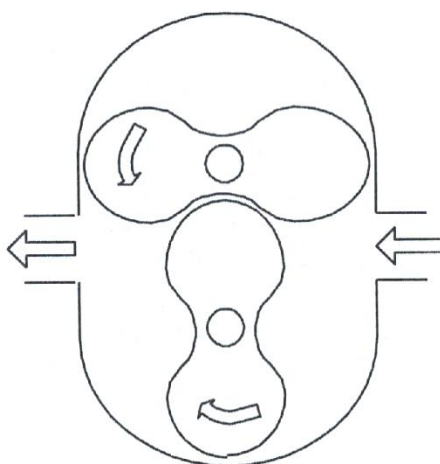


Fig. 9.6. Compresor cu lobi Roots.

Din această categorie, compresoarele cu șurub se caracterizează printr-o remarcabilă uniformitate a debitului, funcționare silențioasă și robustețe.

9.2.2. Turbocompresoare

Acest tip de compresor se bazează pe mărirea vitezei de curgere a aerului, acesta fiind practic "înghesuit" în racordul de refulare al mașinii. Față de compresoarele volumice, turbocompresoarele se caracterizează prin debite mari, fără oscilații de debit-presiune, dar și prin nivelul redus al presiunii aerului refulat. Turbocompresoarele pot fi axiale sau radiale.

În figura 9.7 este prezentat un turbocompresor axial. Caracteristic acestui tip de compresor este accesul aerului aspirat realizat paralel cu axul elicei aspiratoare. Ventilatorul de birou este un exemplu de compresor axial, care însă refulază în atmosferă.

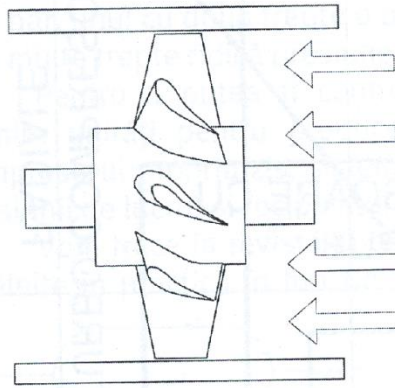


Fig. 9.7. Principiul de funcționare al turbocompresorului.

Turbocompressoarele cu mai multe trepte funcționează în modul următor:

- aerul este aspirat de primul rotor, i se mărește viteza și este refulat prin centrifugare, perpendicular pe axul mașinii (deci radial) către periferia carcasei;
- de aici este aspirat mai departe de al doilea rotor și având o presiune p_1 mai mare ca presiunea atmosferică p_{atm} . Fiind centrifugat de al doilea rotor, aerul va avea o presiune p_2 , mai mare decât presiunea p_1 la intrarea în treapta a treia.
- Presiunea finală va fi $p_3 > p_2 > p_1 > p_{atm}$.

În figura 9.8 este prezentat un turbocompresor radial în trei trepte.

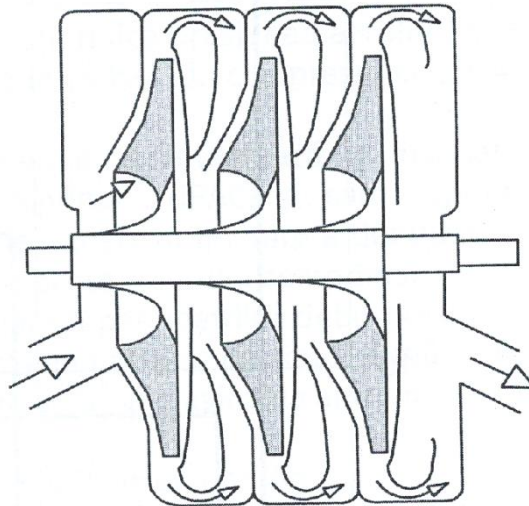


Fig. 9.8. Turbocompresor în trei trepte.

9.2.3. Echipamente pentru producerea aerului comprimat

Echipamentul pentru producerea aerului comprimat este ansamblul format din:

- mașina de producere a aerului comprimat;
- sistemele de reglare a parametrilor aerului comprimat (debit-presiune, temperatură, umiditate);
- aparatele de măsură și control (manometre, termometre, presostate, etc.);
- vasul de stocare a aerului comprimat.

Deosebit de important este sistemul de reglare a presiunii aerului. Principial există trei categorii de sisteme automate:

- a) Reglarea prin eşapare
- b) Reglarea prin izolarea compresorului
- c) Reglarea prin intervenția asupra motorului de antrenare

A. Reglarea prin eşapare presupune existența unei conducte prin care să fie eşapat surplusul de aer ce conduce la creșterea presiunii. Construcția mecanică conține o supapă de limitare a presiunii instalată în aval de compresor, pe racordul de refulare al acestuia. La orice tendință de depășire a presiunii reglate, supapa deversează aer în atmosferă până la anularea tendinței de mărire a presiunii.

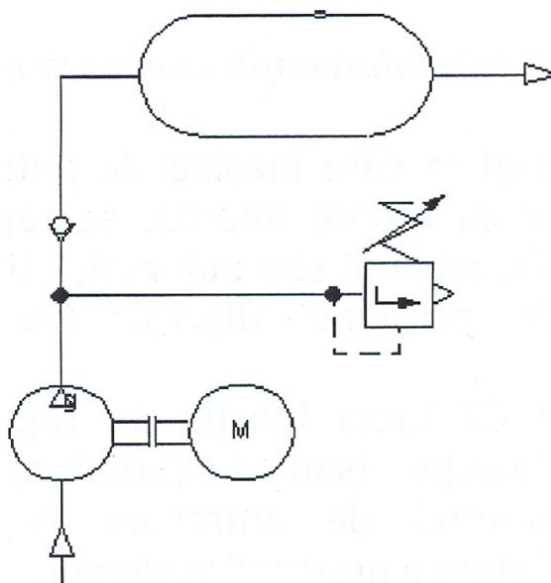


Fig. 9.9. Reglarea presiunii prin eşapare.

B. Reglarea prin izolarea compresorului se bazează pe introducerea unui distribuitor 2/2 normal deschis cu revenire cu arc, plasat pe racordul de aspirație al compresorului. În aval de recipientul de stocare se culege o reacție de presiune care comandă acest distribuitor. Orice creștere a presiunii peste valoarea prescrisă, determină închiderea distribuitorului montat pe aspirație, sub efectul presiunii din sistem. Având izolată aspirația, compresorul nu mai debitează aer în sistem până când presiunea tinde să scadă sub valoarea reglată, moment în care distribuitorul începe să se deschidă. Acest tip de reglare se întâlnește la compresoarele cu piston și la cele cu angrenaje.

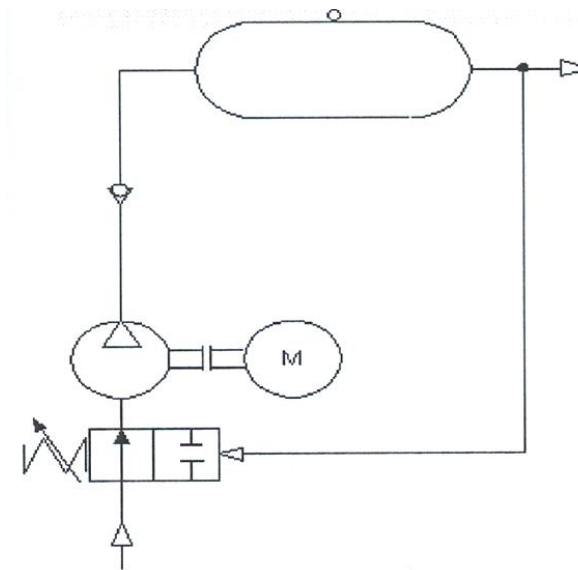


Fig. 9.10. Reglarea presiunii prin izolarea compresorului.

C. Reglarea prin intervenția asupra motorului de antrenare este dependentă de tipul de motor utilizat, respectiv:

- motor cu ardere internă
- motorul de antrenare este electric

În primul caz, mașină de antrenare este un motor cu ardere internă, se reglează turația motorului utilizând ca semnal de reacție presiunea din vasul tampon, figura 9.11. Cilindrul CR preia funcția de comandă a pompei de injecție (sau a carburatorului), decelerând motorul de antrenare la orice tendință de creștere a presiunii în sistem.

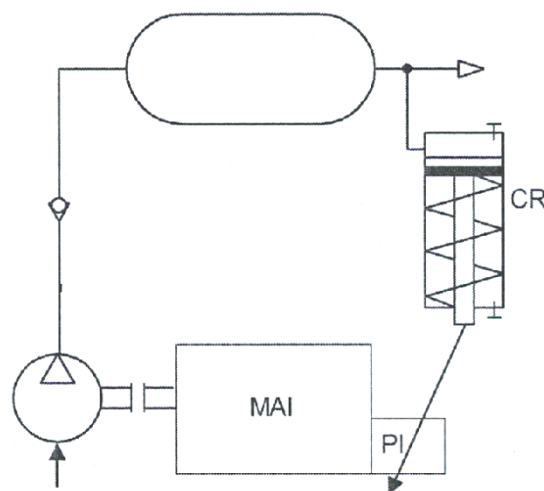


Fig. 9.11. Reglarea presiunii pentru cazul motorului cu ardere internă.

În cel de al doilea caz, mașină de antrenare este un motor electric, se introduce în schema de comandă a motorului un relee de presiune RP (presostat) reglat astfel încât să comande dezactivarea contactorului C, deci oprirea motorului de antrenare când presiunea în sistem atinge o anumită valoare, figura 9.12.

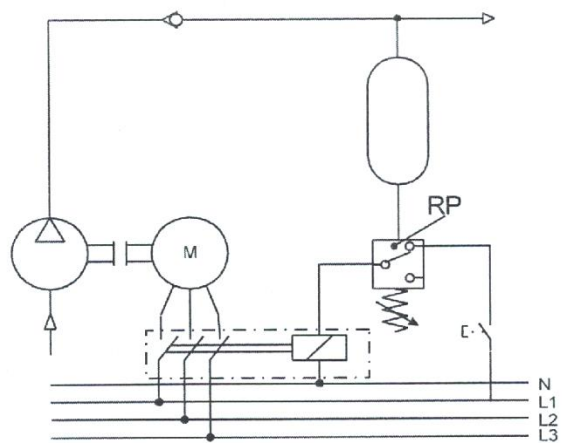


Fig. 9.12. Reglarea presiunii pentru cazul motorului electric.

10. Introducere în acționările pneumatice II

Cuprins

Obiective.....	86
10.1. Condiționarea aerului comprimat.....	86
10.1.1. Filtrarea aerului.....	86
10.1.2. Răcirea aerului comprimat.....	88
10.1.3. Uscarea aerului comprimat.....	89
10.1.4. Ungerea aerului.....	93
10.2. Rețele de alimentare și distribuție.....	95

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- înțelegerea operațiilor asociate condiționării aerului comprimat;
- înțelegerea funcționării dispozitivelor utilizate pentru operațiile asociate condiționării aerului comprimat.

10.1. Condiționarea aerului comprimat

Prin condiționarea aerului comprimat se înțelege un ansamblu de operații ce cuprind operațiile de filtrare, răcire și uscare.

10.1.1. Filtrarea aerului

Filtrarea este una din cele mai importante operații pentru agentul de lucru utilizat în acționările și comenzile pneumatice. De calitatea filtrării depind fiabilitatea și durabilitatea elementelor ce alcătuiesc instalația, precum și performanțele sistemului, în ansamblu. Filtrarea presupune separarea, colectarea și îndepărtarea particulelor ce contaminatează aerul comprimat. Filtrarea trebuie să fie cât mai completă, însă din punct de vedere economic această cerință sporește costurile de întreținere.

Structura unui filtru clasic este prezentată în figura 10.1. Procesul de filtrare are loc în două trepte:

- 1) Aerul pătrunde în filtru și schimbă direcția brusc, fapt ce determină micșorarea vitezei sale de curgere și, într-o anumită măsură condensarea vaporilor de apă conținuți. Grație șicanei 2, apa rezultată prin condensare se scurge la partea inferioară a paharului 4, iar aerul capătă o mișcare elicoidală în pahar. Datorită frecării cu peretele paharului, impuritățile mai grele își pierd energia de deplasare și se depun la partea inferioară a paharului.

2) La trecerea aerului prin cartușul filtrant, particulele mai mari decât interstițiile acestuia sunt reținute, iar aerul purificat traversează elementul filtrant.

Pentru a asigura evacuarea apei și a particulelor rezultate din procesul de filtrare, paharele unităților de filtrare sunt prevăzute la partea inferioară cu sisteme de evacuare, numite purje. Purjele manuale, figura 10.1, constau într-o supapă de sens care obturează etanș orificiul practicat la partea inferioară a paharului. Supapa poate fi deschisă prin intermediul unui șurub tubular, acționarea acestuia fiind pentru timp scurt, necesar evacuării apei și a impurităților antrenate de ea.

Finețea de filtrare trebuie să aibă valoarea cerută de instalația pneumatică alimentată, producătorii de aparate pneumatice specificând finețea de filtrare necesară, iar producătorii de echipamente de producere a aerului comprimat instalează filtre corespunzătoare. Sunt stabilite patru trepte de filtrare, parametrul fiind finețea de filtrare, tabelul 10.1. În tabelul 10.2 sunt prezentate unele cerințe de filtrare a instalațiilor pneumatice.

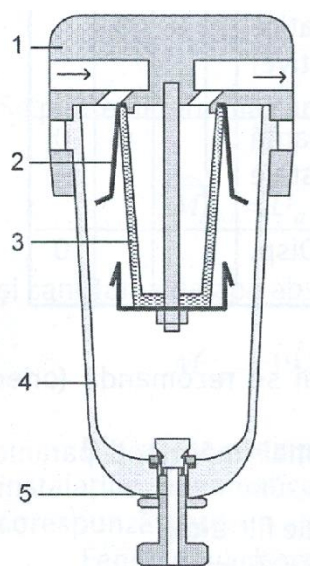


Fig. 10.1. Structura unui filtru clasic: 1- carcasa filtrului; 2 - șicană ce ajută la depunerea condensului; 3 - cartuș filtrant; 4 - pahar filtru; 5 - purjă manuală.

Tabelul 10.1. Trepte de filtrare

Treapta I	Filtrări grosiere	50 -100 μ m
Treapta II	Filtrări medii	25 - 50 μ m
Treapta III	Filtrări fine	10 - 25 μ m
Treapta IV	Filtrări foarte fine	1 - 10 μ m

Tabelul 10.2. Cerințele de filtrare asociate instalațiilor pneumatice

	Categoria instalațiilor pneumatice	I	II	III	IV
1	Legături pneumatice obișnuite, rezervoare, acumulatori, instal. de acționare pneum. realiz. cu membrană	X	X		
2	Acționări pneumatice obișnuite, scule pneumatice (realizate cu cilindri cu piston, motoare rotative) aparatură cu secțiune minimă de 0,8 - 1 mm		X	X	
3	Acționări pneumatice cu un grad de siguranță foarte ridicat. Droselizări foarte fine, ajustaje alunecătoare foarte precise			X	X
4	Sisteme pneumatice de regl. autom. Disp. pneumatice de măsură				X

În afară de finețea de filtrare, doi dintre cei mai importanți parametri ai filtrelor sunt: căderea de presiune produsă între racordurile filtrului și rezistența mecanică a elementului (cartușului) filtrant. La orice filtru, capacitatea de filtrare scade în timp. Acest lucru este sesizat prin creșterea căderii de presiune între racordurile filtrului și prin micșorarea debitului de aer care îl traversează.

Unele tipuri de filtre sunt echipate cu un senzor de presiune diferențial care avertizează la atingerea unui grad oarecare de colmatare. Când filtrul nu posedă un astfel de element, periodic trebuie măsurată căderea de presiune pe filtru și, când acesta are valoarea de 0,3 - 0,4 bar, cartușul filtrant se înlocuiește, iar cel colmatat se curăță, dacă este posibil, în vederea reutilizării. Orientativ, durata de serviciu a unui element filtrant este de 1 - 3 luni, această durată depinzând de mai mulți factori cum ar fi: tipul și finețea filtrului, numărul de ore de funcționare efectivă, calitatea aerului comprimat utilizat.

Filtrul trebuie plasat cât mai aproape de elementele protejate, mai jos decât ele (dacă este posibil) și în poziție verticală, cu respectarea strictă a sensului de montare indicat pe carcasă. Cartușele filtrante se execută din materiale textile (bumbac, fetru, vată minerală, etc.), din materiale plastice sau din pulberi metalice sinterizate.

10.1.2. Răcirea aerului comprimat

La ieșirea din compresor aerul poate atinge temperaturi de până la 200°C. Dacă ar intra în instalație cu o temperatură apropiată de această valoare, efectele ar putea fi următoarele:

- deformarea sau topirea paharelor filtrelor și ungherelor;
- înmuierea, deformarea și ruperea conductelor din plastic;
- alterarea elementelor de etanșare elastomerică;
- griparea unor aparate, prin modificarea jocurilor între piesele mobile și fixe, datorită dilatației.

Pentru a evita variația parametrilor fizici ai aerului comprimat utilizat ca agent de lucru, precum și pentru protecția echipamentelor pe care le traversează, aerul comprimat trebuie să aibă o temperatură cât mai constantă și cât mai apropiată de cea a mediului în care se află instalația. În consecință este necesar să se asigure o temperatură corespunzătoare a aerului livrat consumatorilor pneumatici. Se recomandă ca temperatura aerului să fie în jurul valorii de minim 10°C iarna și maxim 30°C vara, dar în nici un caz nu va depăși 50°C.

Răcirea aerului se poate face chiar din faza de comprimare, acest lucru protejând și compresorul. În figura 10.2 este prezentat un circuit care răcește în permanență cilindrul compresorului.

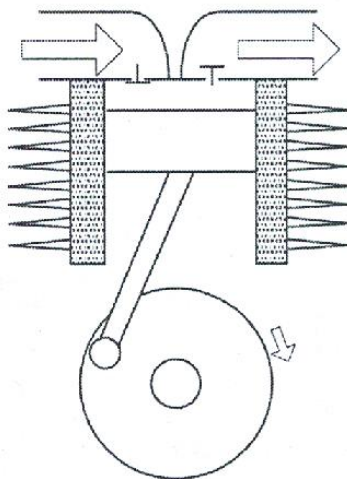


Fig. 10.2. Răcirea directă a cilindrului compresorului.

În cazul compresoarelor cu mai multe trepte, în canalul dintre trepte se instalează un schimbător de căldură sau un agregat de răcire, ce permit reducerea temperaturii aerului, figura 10.3.

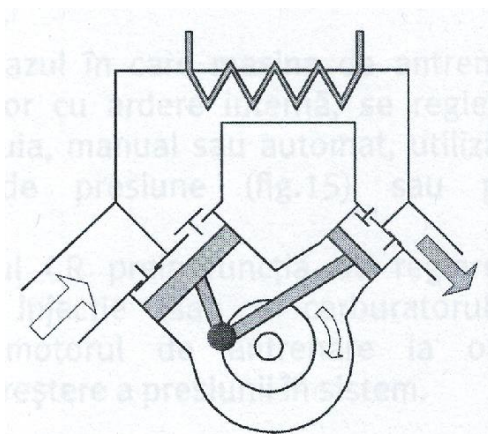


Fig. 10.3. Compresor in două trepte, cu răcire intermediară.

10.1.3. Uscarea aerului comprimat

Aerul din atmosferă conține o anumită cantitate de apă, sub formă de vapori, apă care se regăsește în aerul comprimat furnizat consumatorilor. Prezența ei afectează substanțial funcționarea instalațiilor și din acest motiv sunt necesare măsuri de eliminare a apei folosind operația de uscare a aerului. Efectele apei aflate în aerul comprimat utilizat ca agent de lucru sunt:

- la temperaturi scăzute poate forma dopuri de gheață în conducte sau în aparate, scoțând echipamentul pneumatic din funcțiune;
- corodează componentele din oțel din aparate;
- micșorează viteza de comutare a aparatelor sau chiar le blochează;

- în amestec cu uleiul de ungere formează un amestec ce încetinește viteza de comutare a aparatelor sau chiar le blochează.

Punctul de rouă este temperatura la care trebuie răcită o masă de aer pentru a obține un anumit grad de uscare a sa, prin eliminarea apei conținută sub formă de vapori. Cu cât această temperatură este mai mică, cu atât mai multă apă conținută în aer este condensată și eliminată. Uzual, aerul se usucă la un punct de rouă situat între 2°C și 5°C. În practică, de multe ori este necesar să calculăm cantitatea de apă conținută de aer sub formă de vapori. Diagrama punctului de rouă este un instrument care facilitează rezolvarea acestei probleme, figura 10.4. Se observă că pe măsură ce scade temperatura, scade și conținutul de apă, fapt ce conduce la concluzia că o metodă de uscare a aerului este răcirea acestuia.

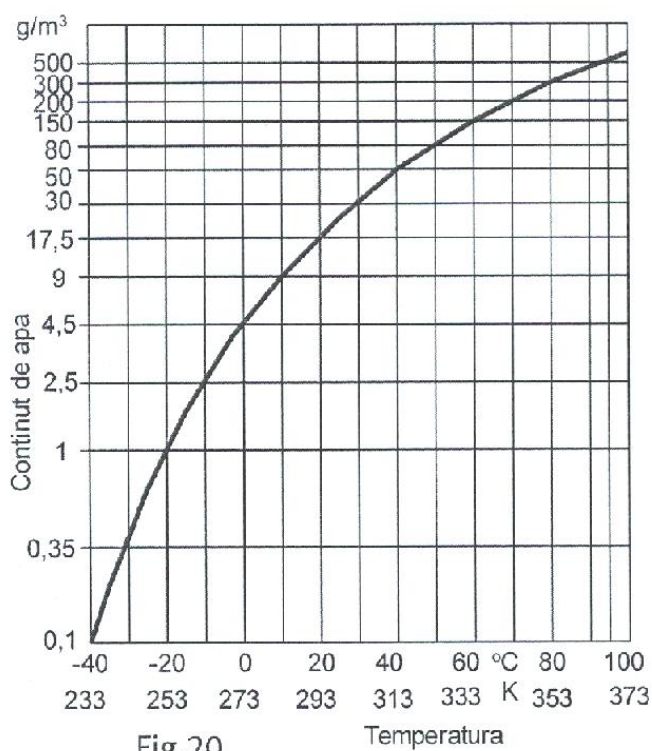


Fig. 10.4. Diagrama punctului de rouă a apei.

Umiditatea absolută este cantitatea de apă conținută de 1 m³ de aer la un moment dat, în condiții oarecare, măsurată în [g/m³].

Umiditatea de saturație este cantitatea maximă de apă ce poate fi preluată sub formă de vapori de 1 m³ de aer la o temperatură dată, măsurată în [g/m³].

Umiditatea relativă este raportul dintre umiditatea absolută și umiditatea de saturație.

Cantitatea de apă absorbită într-o instalație consumatoare de aer comprimat este semnificativă. În exemplul de calcul următor se va determina cantitatea de apă aspirată de un compresor în condițiile prezentate în tabelul 10.3.

Tabelul 10.3. Parametrii de funcționare ai compresorului

Parametrul	U.M.	Valoare
Debit	m ³ /h	400
Temperatura aerului la ieșirea din compresor	°C	50
Umiditatea relativă	%	60
Timpul de funcționare	h	8

Pe baza diagramei punctului de rouă a apei și a relațiilor de calcul privitoare la umiditate se determină cantitatea de apă absorbită într-o oră de funcționare, 19,2 kg/h, și în 8 ore, 153,6 kg.

Metode de uscare a aerului. Principala modalitate de limitare a accesului apei în instalația pneumatică este uscarea aerului. Această măsură se completează cu măsuri de evitare a condensării apei în circuitele pneumatice, prin menținerea unei temperaturi cât mai constante și depărtate de punctul de rouă a aerului, precum și cu măsuri de colectare și evacuare a apei condensată în circuite. Practic, alegerea metodei optime de uscare presupune un calcul tehnico-economic și luarea în considerare a mai multor factori, dintre care fac parte:

- tipul de compresor utilizat;
- gradul de uscare a aerului cerut de consumator;
- așezarea geografică a consumatorului de aer comprimat.

Metodele de uscare cunoscute sunt răcirea, adsorbția, absorbția și supracomprimarea.

Uscarea aerului prin răcire este cea mai întâlnită metodă de răcire ce funcționează economic iar întreținerea instalației este ieftină. Prin răcire se poate atinge punctul de rouă de 2°C - 5°C. În figura 10.5 este prezentată schematic structura unei instalații de uscare prin răcire.

Aerul intră în instalație având o temperatură relativ ridicată, datorită procesului de comprimare și traversează schimbătorul de căldură 1, unde cedează o parte din căldură. În această fază se produce o primă condensare a vaporilor de apă, iar lichidul rezultat este colectat în rezervorul colector 2. Aerul intră în răcitorul propriu-zis 3, unde suferă o răcire puternică și cedează, prin condensare, o mare parte a apei conținută sub formă de vapori, care este colectată în rezervorul 4, de unde va fi evacuată. Înainte de ieșirea din instalația de uscare, aerul trece iarăși prin schimbătorul de căldură, unde recuperează o parte din căldura cedată inițial, ajungând la o temperatură apropiată de cea optimă pentru buna funcționare a instalației.

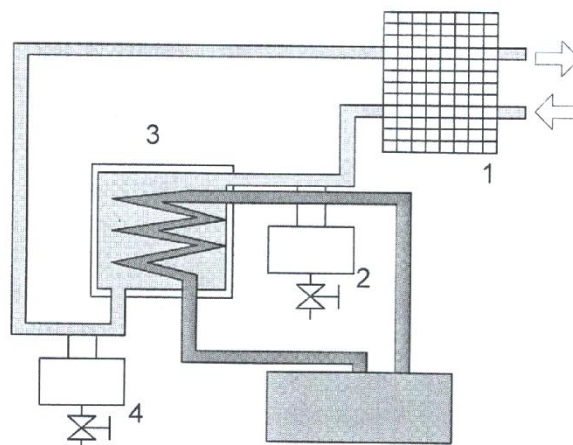


Fig. 10.5. Sistem de răcire a aerului comprimat.

Toate aceste procese sunt automatizate în mai mică sau în mai mare măsură. Această metodă de uscare este larg folosită, datorită fiabilității, consumului redus de energie și eficienței.

Uscarea prin adsorbție se bazează pe fenomenul de adsorbție, ce constă în depunerea particulelor de apă pe suprafața unor cristale de dioxid de siliciu sau altă substanță cu proprietăți adsorbante. În figura 10.6 este prezentată schematic structura unei instalații de uscare prin adsorbție. Aerul comprimat pătrunde în instalație prin filtrul 1, care are rolul de a reține uleiul provenit din compresor și impuritățile, traversează robinetul 2a (robinetul 3a este închis) și pătrunde în adsorberul A1. Particulele de apă conținute în aer se depun pe cristalele adsorbante aflate în recipient, iar aerul uscat iese prin partea inferioară a adsorberului A1, traversează robinetul 2b (robinetul 3b este închis), trece prin filtrul 2, care reține particulele de adsorbant antrenate de curentul de aer și intră în circuitul de alimentare a consumatorilor. În momentul în care particulele de adsorbant sunt complet acoperite cu apă, adsorberul A1 este saturat, iar eficiența lui scade. În acest moment se va decupla adsorberul A1 din circuitul de uscare și va începe regenerarea substanței adsorbante.

Din acest motiv instalațiile de uscare de acest tip sunt prevăzute cu două adsorbere care funcționează alternativ: când unul uscă aerul, celălalt este regenerat; adsorberul A2 este izolat față de aerul comprimat prin robinetele 3a și 3b care sunt închise și este traversat de un curent de aer uscat sau încălzit, prin conducta 5. Aerul uscat (cald) produce vaporizarea apei colectată în adsorber și o evacuează în atmosferă. Când adsorberul A1 este saturat, robinetele 2a și 2b se închid, robinetele 3a și 3b se deschid, iar robinetele 4 comută.

În acest fel, adsorberul A2 preia uscarea aerului, iar adsorberul A1 se regenerează. Deși are o bună eficiență, datorită costului ridicat al substanței adsorbante și consumului mare de energie, acest tip de uscător se utilizează în aplicațiile unde se cere uscare la un punct de rouă foarte scăzut.

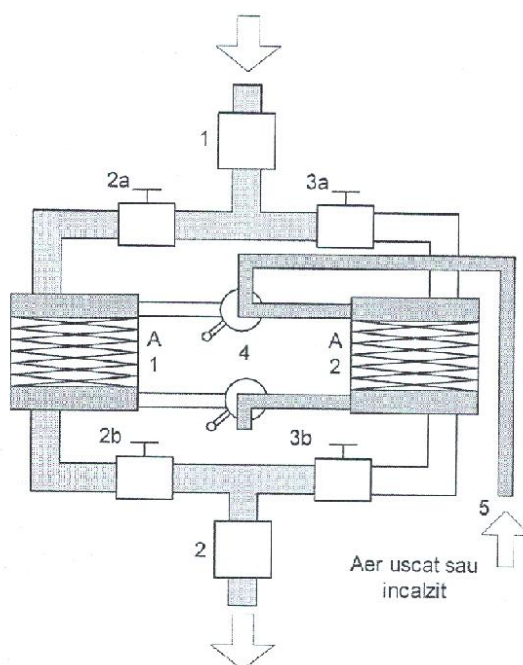


Fig. 10.6. Schema instalației de uscare prin adsorbție: 1 – filtru, 2, 3 – robinete, A1, A2 – adsorbere, 4 – robinete de izolare a circuitului de uscare/regenerare.

Uscarea prin absorbție este un proces pur chimic, ce constă în reacția dintre apa conținută în aerul comprimat și o substanță chimică granulată, care în contact cu apa formează un compus fluid care se separă gravitațional și este evacuat din instalație, figura 10.7.

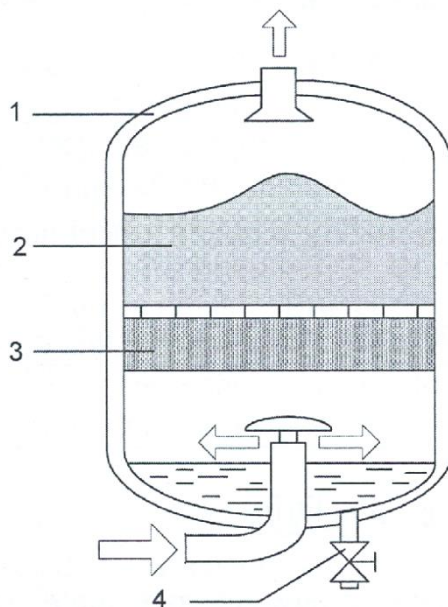


Fig. 10.7. Schema instalației de uscare prin absorbție: 1 – recipient, 2 - pat filtrant, 3 - substanța absorbantă 3.

În recipientul 1, pe patul filtrant 2 se aplică substanța absorbantă 3, sub formă de granule. Aerul intră pe la partea inferioară în absorber și traversează stratul absorbant; apa conținută sub formă de vapori intră în reacție cu substanța absorbantă, iar compusul rezultat se scurge prin patul filtrant la partea inferioară a recipientului, de unde este evacuată prin purjă 4. Deși are unele avantaje ca: instalare ușoară, construcție simplă, nu are piese în mișcare, nu consumă energie, întreținere ușoară, este puțin folosit datorită costului mare a substanței absorbante, care trebuie completată de câteva ori pe an și al eficienței scăzute.

10.1.4. Ungerea aerului

În cazul acționărilor pneumatice nu este realizată intrinsec ungerea componentelor pneumatice. Deoarece echipamentele pneumatice conțin pistoane, distribuitoare sau elemente mecanice cu piese în mișcare, o bună funcționare a acestora implică o ungere adecvată. Principial pot exista trei tipuri de instalații pneumatice clasificate astfel:

- instalații care nu permit ungerea aceasta dăunând bunei funcționări, a echipamentelor ce o compun;
- instalații la care ungerea este indiferentă, fiind o chestiune de opțiune a utilizatorului;
- instalații la care ungerea este obligatorie, de corectitudinea ei depinzând buna funcționare și durata de viață a elementelor pneumatice;

Dispozitivele care asigură lubrifierea agentului de lucru se numesc ungătoare, funcționarea unui ungător bazându-se pe principiul Venturi. În figura 10.8 este prezentată structura unui ungător.

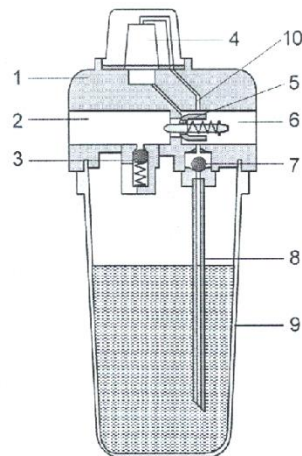


Fig. 10.8. Structura unui unghător: 1 - carcasa unghătorului, 2 - orificiu de intrare a aerului, 3 - supapă de sens, 4 - camera de picurare, 5 - secțiune îngustată, 6 - orificiu de ieșire, 7 - supapă de sens, 8 - tub aducțiune, 9 - pahar, 10 - orificiu de aducțiune a uleiului în camera de picurare.

Modul de funcționare al unghătorului este următorul: aerul comprimat intră prin orificiul de alimentare 2, traversează secțiunea îngustată 5 și iese prin orificiul 6. Supapa de sens 3 este deschisă, iar aerul comprimat apasă asupra uleiului aflat în paharul 9. Se observă că secțiunea îngustată este legată de secțiunea de intrare în unghător pe traseul: camera de picurare 4, canalul de aducțiune 10, supapa 7, tubul de aducțiune 8.

Diferența de presiune dintre cele două puncte determină urcarea uleiului în camera de picurare, de unde picătură cu picătură acesta se scurge prin canalul 10 și intră în curentul de aer. La impactul jetului de aer, picăturile de ulei sunt pulverizate și sunt preluate de curent sub formă de ceață fină. Supapele de sens 3 și 7 au rolul de a menține unghătorul amorsat atunci când se oprește alimentarea circuitului respectiv.

Din punct de vedere al mărimii picăturilor, există două tipuri de unghătoare:

1. Cu pulverizare normală, unde picăturile sunt mai mari de 5 μm .
2. Cu pulverizare fină, unde picăturile sunt mai mici de 5 μm .

Unghătoarele cu pulverizare normală sunt eficiente până la aproximativ 5 m, măsurați pe traseul parcurs de debitul de aer, deoarece, datorită greutateii mai mari a particulelor, acestea se depun (teoretic) pe această distanță. Cele cu pulverizare fină sunt eficiente până la distanțe mai mari (20 - 30m) deoarece, fiind mai ușoare, ele "plutesc" în curentul de aer mai mult, dar nu sunt eficiente în cazul componentelor de cursă mică și schimbări de cursă rapide.

Se recomandă asigurarea lubrifierii în următoarele situații:

- pentru cilindrii pneumatici având viteza de lucru foarte mică;
- pentru cilindrii pneumatici care lucrează la viteze mai mari de 1m/s sunt alimentați cu aer uscat la un punct de rouă sub $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- în aplicațiile care realizează poziționări exacte;
- pentru cilindrii pneumatici ai căror pistoane sunt solicitate la forțe laterale (radiale) mari;
- în situația în care s-a asigurat ungerea în instalație pentru cilindri pneumatici care nu necesitau ungere suplimentară, acestor cilindri este necesar să li se asigure în

continuare lubrifierea, deoarece ungerea suplimentară compromise ungerea asigurată la montaj.

10.2. Rețele de alimentare și distribuție

O rețea de alimentare și distribuție a aerului comprimat cuprinde totalitatea elementelor necesare transportului și distribuției agentului de lucru de la sursă la consumatori: conducte (rigide sau flexibile), fittinguri, robinete, etc.

Rețeaua de alimentare trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să aibă căderi de presiune scăzute;
- să nu piardă aer;
- să reziste la coroziune;
- să permită accesul ușor pentru verificări;
- să aibă posibilitatea de extindere.

Conductele pot fi metalice sau din mase plastice. Conductele metalice sunt mai ieftine decât cele din materiale plastice, dar tehnologiile de asamblare a rețelelor metalice sunt complicate și duc la contaminarea acestora cu vopsea, câlți, zgură provenită de la sudură, șpan, etc. În plus, datorită greutății mari a rețelelor metalice, structura de susținere (pozare) a acestor rețele se complică.

Deși sunt mai scumpe, conductele din materiale plastice sunt de preferat la diametre mici și medii, deoarece se conectează ușor și curat (cu ajutorul mufelor de conectare rapidă sau a adezivilor), iar modificările ulterioare cerute de extinderi se fac ușor și rapid.

În figura 10.9 este reprezentată o porțiune de rețea, constituită din următoarele elemente:

1. Compresor și uscător (unitatea de producere a aerului comprimat);
2. Rezervor tampon: rolul acestui element este de a amortiza pulsațiile de debit în rețea (datorate regimului de funcționare a compresorului și variației consumului de aer), de a asigura rezerva tampon în cazul unor consumuri mari, dar de durată foarte scurtă și chiar de a asigura, într-o anumită măsură, uscarea aerului.
3. Conducta principală (magistrala).
4. Conducta secundară (ramura), alimentează un consumator sau un grup de consumatori.
5. Rezervor colector de condens.
6. Purja manuală (sau automată).
7. Rezervor tampon intermediar.
8. Conector pentru consumatori ocazionali.
9. Unitate de preparare a aerului comprimat.
10. Utilaj (instalație) consumator de aer.

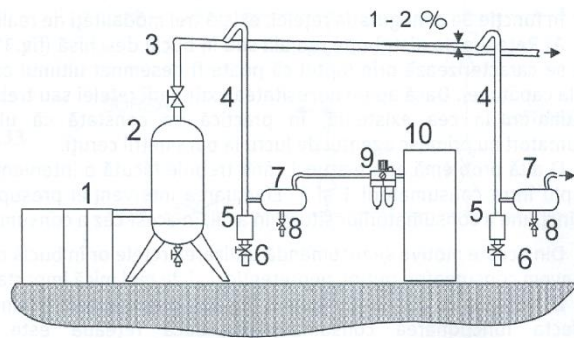


Fig. 10.9. Rețea de producere și distribuție aer pneumatic.

Pentru rețeaua prezentată în figura 10.9 trebuie făcute următoarele observații:

- Conducta secundară 4 este conectată la partea superioară a conductei principale 3, pentru a șicana transportul gravitațional al impurităților (condens, diferite particule pătrunse în rețea, etc.) către consumatori.
- Înainte de fiecare consumator se montează un colector de condens, dispus în aval de elementul 7 la 250 - 300 mm distanță, pentru a evita antrenarea impurităților de către curentul de aer către consumatori.
- Primul rezervor intermediar este prevăzut cu un conector rapid care permite cuplarea unui consumator ocazional: pistol de vopsit, de suflat cu aer, etc.
- Conductele dispuse orizontal trebuie să aibă o înclinare de 1 - 2% sensul curgerii aerului, pentru a antrena condensul și impuritățile depuse în conducte către cel mai apropiat colector.

În funcție de configurația și cerințele consumatorilor există trei modalități de realizare:

- Rețeaua de distribuție radială sau în buclă deschisă (figura 10.10);
- Rețeaua cu distribuție inelară;
- Rețeaua cu distribuție prin două conducte magistrale paralele.

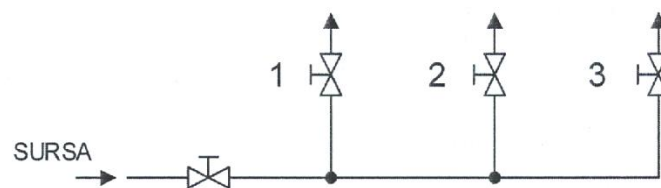


Fig. 10.10. Rețea de distribuție în buclă deschisă.

11. Distribuitoare

Cuprins

Obiective.....	97
11.1. Simbolizare.....	97
11.2. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu cilindric.....	99
11.3. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu plan.....	100
11.4. Construcția distribuitorului cu sertar rotativ plan.....	101
11.5. Distribuitor 3/2 normal închis acționat mecanic cu rolă, pilotat pneumatic.....	102

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- familiarizarea cu simbolizarea distribuitoarelor;
- înțelegerea funcționării diferitelor tipuri de distribuitoare.

Distribuitoarele sunt elemente pneumatice cu rolul de a dirija energia pneumatica pe anumite circuite, în concordanță cu comenzile pe care le primește. Distribuitoarele sunt elemente de automatizare esențiale, practic neexistând circuit pneumatic sau hidraulic fără să conțină minim un distribuitor.

Orice distribuitor se compune din două părți principale: partea de distribuție și partea de comandă. Partea de distribuție are rolul de a realiza conexiunile între racordurile distribuitorului conform schemei de automatizare. Partea de comandă are rolul de a determina comutarea etajului de distribuție conform comenzilor date. Etajul de distribuție are în componere o parte fixă, corpul distribuitorului, și o parte mobilă, organul de distribuție. După forma constructivă, organul de distribuție se poate clasifica în:

- a) Distribuitoare cu sertar rectiliniu;
- b) Distribuitoare cu sertar rotativ.

Distribuitoarele cu sertar rectiliniu sunt construite cu sertare cilindrice sau plane. Distribuitoarele cu sertar rotativ pot fi construite cu sertare plane, conice sau cu supape.

11.1. Simbolizare

O simbolizare foarte concisă a unui distribuitor presupune indicarea numărului de căi, a numărului de poziții, a racordurilor și a modului de comandă. Prin cale se înțelege numărul de orificii input-output pentru circuitele de aer. Poziția reprezintă starea organului mobil al distribuitorului. În figura 11.1 este prezentat modul de simbolizare a distribuitoarelor. Prima cifră din notare arată numărul de căi, iar a doua numărul de poziții pe care poate comuta distribuitorul. Cele două indicații sunt despărțite printr-o bară înclinată.

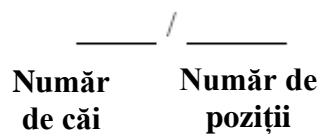


Fig. 11.1. Simbolizarea distribuitorului.

De exemplu, un distribuitor 3/2 va conține 3 căi de transport a aerului și două poziții de lucru. Simbolul distribuitorului este un dreptunghi împărțit într-un număr de căsuțe egal cu numărul de poziții pe care poate comuta, în fiecare căsuță fiind reprezentată schema de conectare a acestuia. În figura 11.2 este prezentată simbolizarea unui distribuitor 3/2.

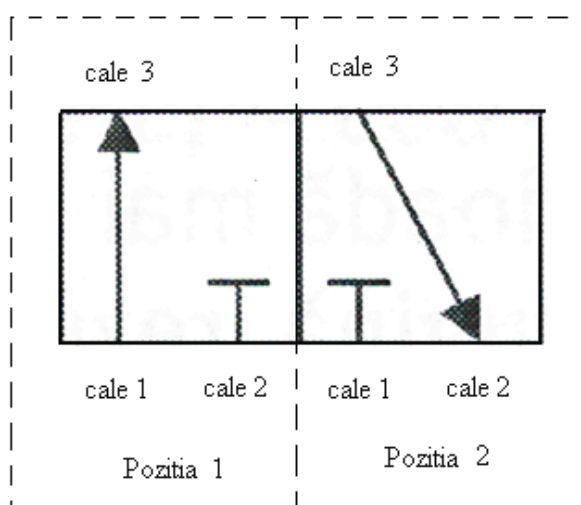


Fig. 11.2. Simbolul distribuitorului 3/2.

Fiecare din cele două căsuțe (poziții active ale distribuitorului) are un număr de trei orificii (căi). Caracterizarea distribuitorului necesită notarea căilor sau racordurile acestuia. Notarea se face pe căsuța corespunzătoare poziției pe care distribuitorul o ocupă atunci **când nu este acționat**. Există două tipuri de notare: numerică și literală, tabelul 11.1.

Tabelul 11.1. Notarea racordurilor distribuitorului

Funcția racordului	Notăția literară	Notăția numerică
Orificiu de conectare la presiune	P	1
Orificiu de conectare la consumatori	A,B,C	2,4,6
Orificiu de drenaj sau ventilare	R,S,T	3,5,7
Orificiu de comandă (pilotare)	X,Y,Z	12,14
Orificiu de comandă de resetare	L(*)	10
Orificiu de comandă auxiliare	-	81,91
Orificiu de ventilare a piloților	-	82,84

Observație. Notațiile prezentate în tabelul 4 se aplică tuturor echipamentelor pneumatice.

Simbolul distribuitorului prezentat în figura 11.2 trebuie completat cu notații numerice sau literale, figura 11.3.

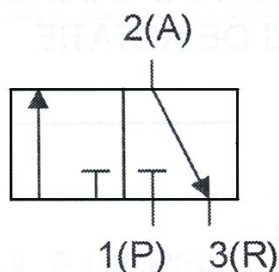


Fig. 11.3. Simbolizarea convențională a distribuitorului 3/2.

Conform figurii 11.3, distribuitorul este cu 3 căi și 2 poziții. Pe prima cale, notată cu 1, este realizată alimentarea cu aer (suplimentar simbolul P). Calea a doua a distribuitorului, notată cu 3, este destinată drenajului (suplimentar simbolul R). Cea de a treia cale, amplasată pe cea de a doua față a distribuitorului și notată cu 2, este destinată conectării distribuitorului la consumator (suplimentar notată cu A).

Simbolizarea distribuitorilor implică un context mai larg în ceea ce privește modul de utilizare al acestora. În figura 11.4 este prezentat un distribuitor 3/2, normal închis, comandat pneumatic indirect (cu pilot), iar revenirea pe poziție (resetarea) se face direct cu semnal pneumatic, (fără pilot).

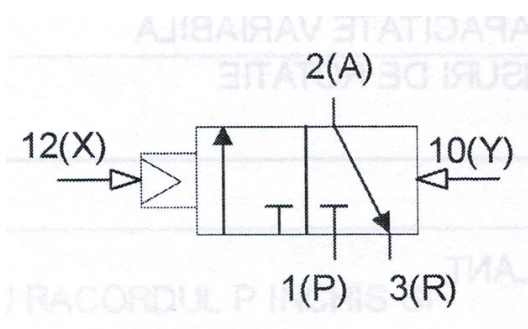


Fig. 11.4. Simbolizarea distribuitorului 3/2 comandat pneumatic.

11.2. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu cilindric

Distribuitorii cu sertar rectiliniu cilindric sunt caracterizate printr-un corp cilindric cu mișcare rectilinie. În figura 11.5 este prezentată o secțiune printr-un distribuitor 5/2, comandat direct prin semnal pneumatic. Pe umerii sertarului, în canale special practicate, se introduc garniturile de etanșare ce asigură, în condițiile mișcării sertarului față de corp, izolarea între orificiul de presiune și cele aflate la presiunea atmosferică.

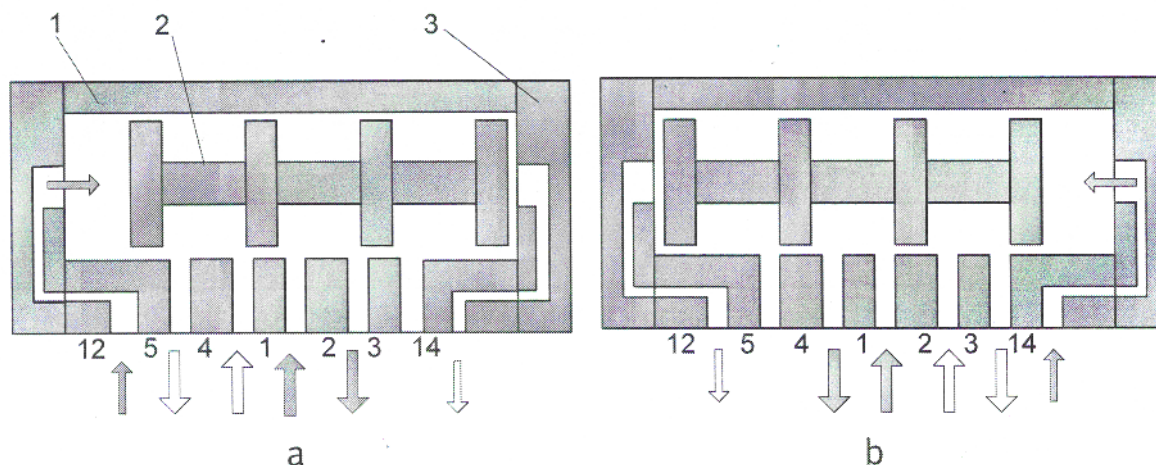


Fig. 11.5. Distribuitor cu sertar rectiliniu cilindric: 1 - corpul distribuitorului; 2 - elementul mobil (sertarul); 3 - capace.

În figura 11.5-a este prezentată situația în care sertarul se găsește în poziția extremă dreapta, poziție generată de presiunea de comandă din racordul 12. În acest timp racordul 14, destinat evacuării aerului în atmosferă, va fi deschis pentru a nu apărea o forță de presiune care să se opună deplasării sertarului. Absența oricărui resort determină staționarea sertarului pe ultima poziție atinsă, chiar și după încetarea comenzii. Racordul 1, alimentarea cu aer, este conectat la consumatorul 2, iar consumatorul 4 este conectat la orificiul 5, deci la atmosferă.

Generarea unui impuls de presiune în racordul 14 determină comutarea distribuitorului pe a doua poziție, unde racordul 1 se conectează la racordul 4, iar racordul 2 la racordul 3, figura 11.5-b.

11.3. Construcția distribuitorului cu sertar rectiliniu plan

Spre deosebire de distribuitorul cu sertar rectiliniu cilindric, distribuitorul cu sertar rectiliniu plan se deosebește în ceea ce privește construcția părții mobile a distribuitorului. Un exemplu de distribuitor cu sertar plan este prezentat în figura 11.6. Acesta este caracterizat prin 4 căi și două poziții, bistabil, comandat electric, pilotat pneumatic, cu posibilitatea de comandă manuală.

Funcționarea distribuitorului este caracterizată astfel:

- La alimentarea orificiului de comanda 12 al distribuitorului, forța de presiune apasă în capul pilotului 4, care este împins spre dreapta, figura 11.6-a;
- Deplasarea pilotului determină deplasarea sertarului plan 5, cele doua elemente fiind solidare pe direcția axială;
- Resortul 6 generează o forță de apasare a sertarului pe suprafața plană a distribuitorului, asigurând etanșarea între orificii și compensarea automată a uzurii sertarului;
- Deplasându-se spre dreapta, sertarul deconectează orificiul 1 de la orificiul consumatorului 4 și îl conectează la orificiul consumatorului 2, după ce acest orificiu a fost izolat față de orificiul de evacuare 3;

- Alimentarea racordului 14 determina deplasarea spre stanga a ansamblului mobil pilot-sertar realizând schema de comutare corespunzatoare celei de-a doua poziții, figura 11.6-b.

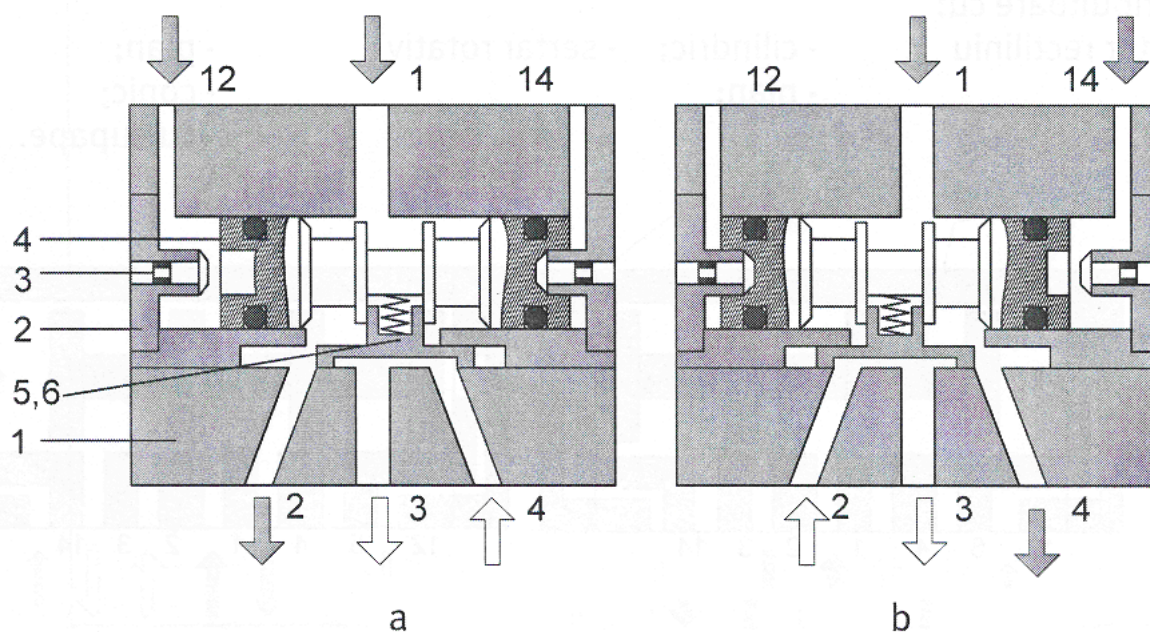


Fig. 11.6. Distribuitor rectiliniu cu sertar plan 4/2: 1 – corp; 2- capace; 3 - elementele de comandă manuală; 4 – pilot; 5 - sertar plan.

Observație: pilotul și corpul distribuitorului sunt realizate din aliaje de Al, iar sertarul 5 este din material plastic.

11.4. Construcția distribuitorului cu sertar rotativ plan

Acest tip de distribuitor, prezentat în figura 11.7, conține 4 căi și 3 poziții. Distribuitorul este caracterizat prin: centrul închis, reținere pe pozitie, comandat manual cu pârghie. Distribuitorul simplu și robust este alcătuit din corpul C și sertarul rotativ plan S, solidar cu pârghii de acționare. În corp sunt practicate orificiile 1, 2, 3 și 4, iar în sertarul plan sunt practicate frezări ce permit conectarea orificiilor conform schemei de distribuție specifică fiecărei poziții ocupată de sertar. Acest element este întâlnit deseori instalat în amonte de unitatea de preparare a aerului comprimat atașată consumatorului.

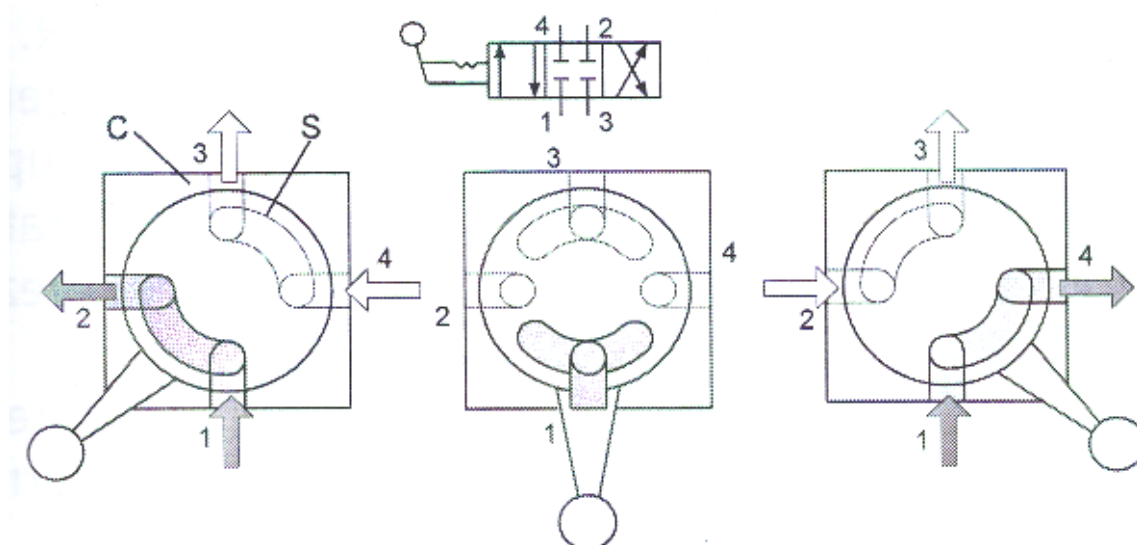


Fig. 11.7. Distribuitorul cu sertar rotativ plan.

11.5. Distribuitor 3/2 normal închis acționat mecanic cu rolă, pilotat pneumatic

Acest tip de distribuitor este larg utilizat ca element de semnalizare a capătului de cursă a cilindrilor pneumatici, figura 11.8. Elementul specific al acestui tip de distribuitor este o pârghie mobilă, prevăzută cu o rolă de culisare. Când pârghia mobilă apasă prin intermediul rolei pârghia 1, aceasta apasă, la rândul ei plunjerul pilotului 2, deschizând accesul aerului în camera sertarului 3. Forța de presiune determină coborârea acestui sertar, care se lipește de plunjerul 4, izolând orificiul A față de orificiul R. Apăsarea se menține iar plunjerul 4 coboară (arcul 5 este comprimat) și permite accesul aerului de la orificiul P la orificiul A.

Când pârghia 1 este eliberată, supapa 2 se închide iar camera pilotului se ventilează. Resortul 5 și forța de presiune din racordul A determină izolarea racordului P față de A și conectează orificiul A la atmosferă. Se observă ca prin rotirea capacului 6, distribuitorul poate fi transformat din normal închis în normal deschis, figura 11.8-b.

În practică se întâlnesc situații când este necesar ca distribuitorul acționat mecanic cu rola să fie activat numai pe o cursă a cilindrului (avans sau revenire). Pentru aceasta, rola montată pe pârghie este articulată față de aceasta. De exemplu, la cursa de avans a cilindrului, distribuitorul este acționat, însă la cursa de revenire rola “se culcă”, ieșind din câmpul de acționare al elementului mobil, figura 11.9.

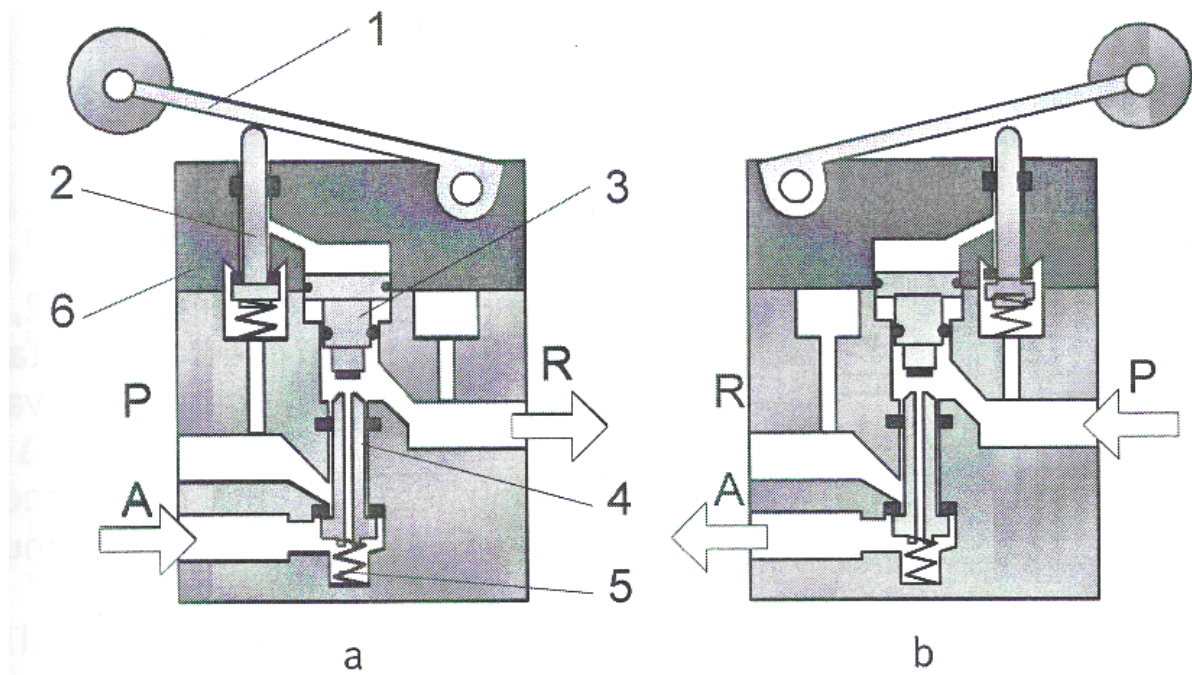


Fig. 11.8. Distributorul acționat cu rolă, pilotat pneumatic: 1 – pârghie; 2 – pilotul; 3 – sertar; 4 – plunjer; 5 – arc.

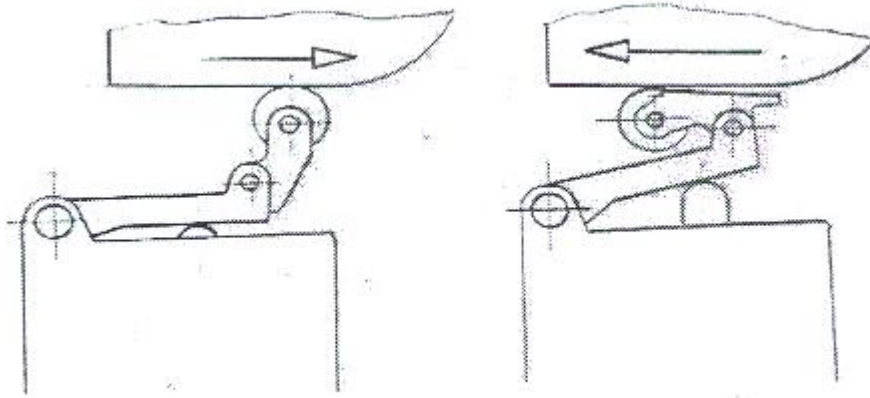


Fig. 11.9. Distributor acționat cu rolă, activ numai pentru o cursă a pistonului.

12. Cilindri pneumatici

Cuprins

Obiective.....	104
12.1. Cilindri pneumatici cu piston.....	104
12.2. Cilindri cu membrană.....	107

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- familiarizarea cu funcționarea cilindrilor pneumatici cu piston;
- familiarizarea cu funcționarea cilindrilor cu membrană.

Cilindri pneumatici reprezintă elementele de execuție asociate automatizărilor pneumatice. Aceștia transformă energia pneumatică în energie mecanică, furnizând o mișcare mecanismului acționat. Cilindri pneumatici efectuează lucrul mecanic printr-o mișcare de translație, cilindrii numindu-se și motoare liniare. Există două tipuri de cilindri pneumatici: cilindrii cu piston și cilindrii cu membrană.

12.1. Cilindri pneumatici cu piston

Cilindri pneumatici cu piston au aplicații numeroase, fiind construiți într-o gamă tipodimensională extrem de diversificată. În tabelul 12.1 sunt prezentate trei tipuri constructive de cilindri pneumatici, fiind pus accentul și pe posibilitatea frânării pistonului la cap de cursă.

Tabelul 12.1. Tipuri constructive pentru cilindri

Tipul constructiv	
Cilindri cu simplu efect	Cu revenire cu arc
	Cu revenire sub acțiunea unei forțe rezistente
Cilindri cu dublu efect	Cu tijă unilaterală
	Cu tijă bilaterală
Cilindri în tandem	Cu amplificare de forță
	Cursă în două trepte
Frânare la cap de cursă	
Cilindri cu frânare la cap de cursă	Reglabilă
	Nereglabilă
Cilindri fără frânare la cap de cursă	

Detalii tehnice asociate cilindrilor pneumatici sunt detaliate în tabelul 12.2.

Tabelul 12.2. Caracteristici funcționale ale cilindrilor cu piston

Caracteristica	UM	Valoare
Diametrul	mm	6 - 320
Cursa	m	<4
Viteza	m/s	<1,5
Forța	N	<50000

În cele ce urmează vor fi prezentate cei mai reprezentativi cilindri pneumatici utilizați în aplicații industriale de complexitate redusă și medie.

Cilindrul cu simplu efect. Acest tip de cilindru are un piston cu o singură față activă, respectiv aerul creează forța de acționare pe o singură față a pistonului. În absența aerului, revenirea pistonului la poziția inițială este realizată cu ajutorul unui arc. Figura 12.1 prezintă detalii constructive pentru un cilindru cu simplu efect și revenire cu arc.

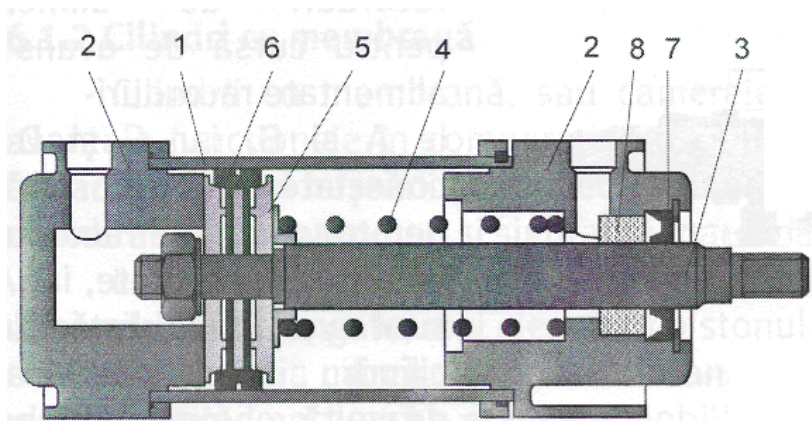


Fig. 12.1. Cilindru cu simplu efect: 1 – cămașa (corpul) cilindrului; 2 - capacele cilindrului; 3 - tija; 4 - resortul de revenire; 5 - pistonul; 6 - etanșarea pistonului fata de cămașă; 7 - etanșarea tijeii cilindrului; 8 - bucușă de ghidare a tijeii.

Funcționarea cilindrului: La alimentarea racordului A cu aer comprimat la presiunea P, asupra pistonului de suprafața S va acționa o forță $F=P \times S$, forță care va determina deplasarea tijeii spre dreapta. Viteza și accelerația ansamblului mobil tija-piston depinde de presiune, debit și forța rezistentă care se opune mișcării tijeii.

Când racordul A este conectat la atmosferă, resortul 4 determină revenirea pistonului în poziția inițială.

În figura 12.2 este prezentată simbolizarea cilindrului cu simplu efect.

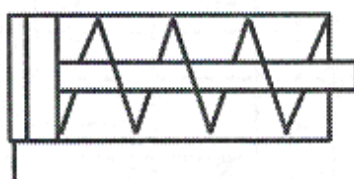


Fig. 12.2. Simbolizarea cilindrului cu simplu efect.

Cilindrul cu dublu efect are două fețe active ale pistonului, două orificii de alimentare cu aer și nu mai are resortul de revenire. Revenirea pistonului în poziția inițială se face conectând racordul A la atmosfera și racordul B la alimentare. Constructiv, cilindrul poate avea tijă unilaterală, trasmițând mișcarea pe o singură parte a cilindrului, sau cu tijă bilaterală, mișcarea fiind transmisă mecanic pe ambele părți ale cilindrului, figura 12.3.

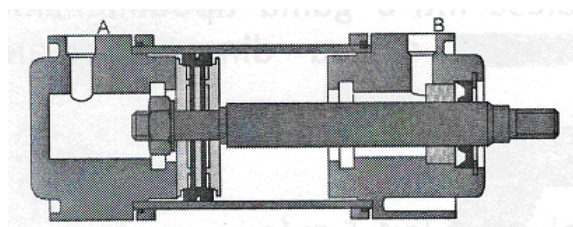


Fig. 12.3. Cilindru su dublu efect și tijă unilaterală.

În figura 12.4 este prezentată simbolizarea cilindrului cu dublu efect.

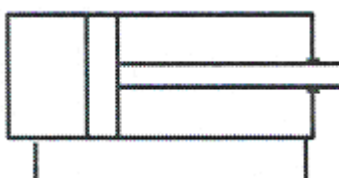


Fig. 12.4. Simbolizarea cilindrului cu dublu efect.

Cilindrul cu frânare reglabilă. Pentru evitarea șocurilor ce pot duce la avarierea cilindrilor sau a mecanismelor puse în mișcare, frânarea cursei pistonului este realizată prin utilizarea unui drosel, dispozitiv care întârzie evacuarea aerului din fiecare cameră a cilindrului. În figura 12.5 este prezentat un cilindru cu dublu efect cu frânare reglabilă la ambele capete de cursă.

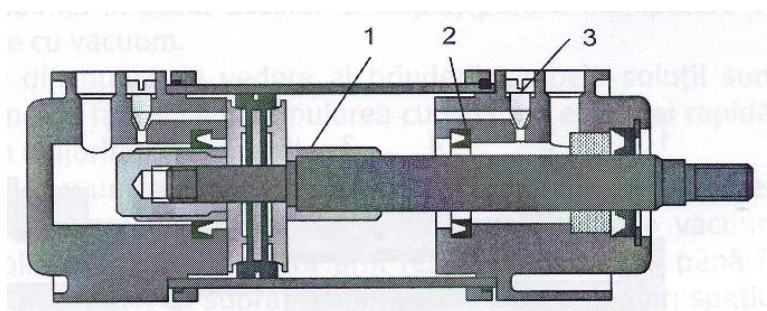


Fig. 12.5. Cilindrul cu frânare reglabilă: 1 – manșon; 2 – etanșare; 3 – drosel.

Funcționare: Pentru cursa de avans a pistonului, în momentul în care manșonul 1 ajunge în dreptul etanșării 2, evacuarea camerei din dreapta nu se mai poate face prin spațiul dintre tijă și capac. Aerul este obligat să curgă prin orificiul a cărui secțiune este reglată de droselul 3. Această secțiune fiind mult micșorată, debitul de aer evacuat este mic. Rezultatul este apariția unei contrapresiuni în zona capătului de cursă, fenomen ce se opune deplasării pistonului spre dreapta, deci îl frânează.

În funcție de reglajul efectuat asupra droselului se obține un efect de frânare mai redus sau mai puternic. Reglând în mod diferit cele două droseluri, se obțin efecte de frânare diferite pe capetele de cursă. În figura 12.6 este prezentată simbolizarea cilindrului cu frânare reglabilă.

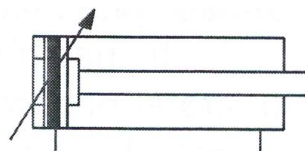


Fig. 12.6. Simbolizarea cilindrului cu frânare reglabilă.

12.2. Cilindri cu membrană

Cilindri cu membrană sau camerele cu membrană sunt elemente de execuție pneumatice caracterizate prin absența unor forțe de frecare la începutul mișcării. Construcția cilindrului cu membrană este mai simplă decât a cilindrului cu piston, nefiind necesară o etanșare mobilă. Durabilitatea membranelor este mare, ele putând funcționa peste un milion de cicluri. În figura 12.7 este prezentată o secțiune printr-un astfel de cilindru.

Printre dezavantajele utilizării cilindrului cu membrană se menționează:

- cursa redusă a tije (max 60 mm) impusă de elasticitatea membranei;
- limitările presiunii de lucru și implicit a forței în tijă, datorită rezistenței membranei.

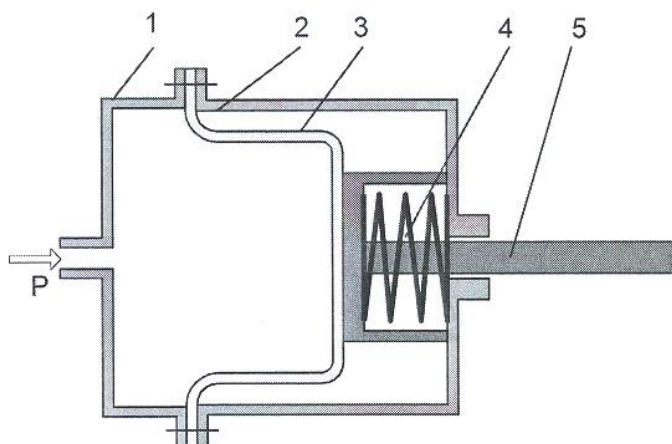


Fig. 12.7. Cilindru cu membrană elastică: 1 - capacul cilindrului; 2 - cămașa;
3 - membrana; 4 - resortul de revenire; 5 - tija.

13. Simulatorul FluidSim

Cuprins

Obiective.....	108
13.1. Prezentare generală.....	108
13.2. Utilizarea simulatorului FluidSim.....	112

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- familiarizarea cu interfața și opțiunile simulatorului FluidSim;
- familiarizarea cu funcționarea cilindrilor cu membrană.

13.1. Prezentare generală

Simulatorul FluidSim este destinat proiectării și verificării sistemelor de acționare (automată) cu echipamente pneumatice. Simulatorul este un executabil operabil sub sistemul de operare WINDOWS. La lansarea în execuție se obține imaginea din figura 13.1.

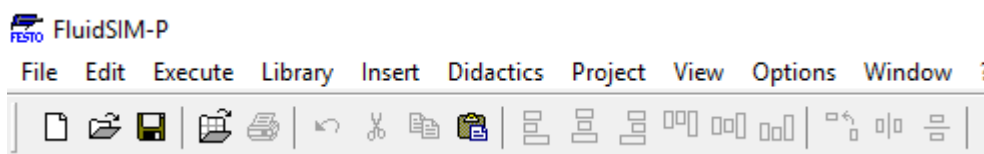


Fig. 13.1. Bara de comenzi a simulatorului FluidSim.

Sectiunea *File* a simulatorului permite operații la nivel de fișier, descrierea operațiilor fiind prezentată în figura 13.2.

FESTO FluidSIM-P		
File Edit Execute Library Insert Didactics Project View Options Window ?		
New	Ctrl+N	-buton pentru crearea unei noi ferestre de lucru.
Open...	Ctrl+O	-buton pentru deschiderea unui fisier existent.
Close	Ctrl+W	-inchide fereastra de lucru curenta.
Save	Ctrl+S	- salveaza datele in fisierul curent.
Save As...		- salveaza intr-un fisier nou.
Circuit Preview	Ctrl+U	- permite previzualizarea circuitului creat.
TIFF Export...		- exportarea fisierului sub diferite extensii (ex: ".tif" - extensie specifica imaginilor).
DXF Export...		
Parts List Export...		
Properties...		- proprietățile si modificarea dimensiunilor ferestrei de lucru.
Drawing Size...		
Print...	Ctrl+P	- buton imprimare fisier.
Previously opened files	>	- afișează fisierele deschise anterior.
Exit	Alt+F4	- buton inchidere FluidSim.

Fig. 13.2. Operațiile asociate meniului **File**.

Secțiunea **Edit** realizează operații la nivel de bloc funcțional, permițând operații de tăiere, copiere, lipire a unor elemente pneumatice, figura 13.3.

FESTO FluidSIM-P		
File Edit Execute Library Insert Didactics Project View Options Window ?		
Undo	Alt+Backspace	-buton pentru revenirea la starea anterioara.
Redo	Alt+Shift+Backspace	-buton pentru revenire la starea anterioara „undo”.
Cut	Ctrl+X	-tăierea zonei selectate.
Copy	Ctrl+C	-copierea zonei selectate.
Paste	Ctrl+V	-lipire în urma tăierii/copierii.
Delete	Del	-ștergerea unei zone marcate.
Select All	Ctrl+A	-selectarea integrală a elementelor.
Group	Ctrl+G	-permite gruparea obiectelor selectate.
Ungroup		
Align	>	-alinierea elementelor(sus, jos, stanga etc.).
Rotate	>	-permite rotirea elementelor la diferite unghiuri.
Mirror	>	
Properties...		-afișează o fereastră cu proprietățile elementelor.

Fig. 13.3. Funcția **Edit** - operații la nivel de bloc funcțional.

Secțiunea **Execute** permite testarea programelor, executarea acestora în diferite cicluri, figura 13.4.

A-P

Execute	Library	Insert	Didactics	Project	View	Options	Window	?
Check Superficially				F6	-funcție de verificare a erorilor.			
Stop				F5	- oprirea simulării.			
Start				F9	- pornire simulare program.			
Pause				F8	- pauză simulare.			
Reset					- resetarea simulării.			
Single Step					- efectuează un singur ciclu de simulare.			
Simulate until State Change					- simulare până la schimbarea stării			
Next Topic					- afișează următoarea fereastra de lucru.			

Fig. 13.4. Operațiile asociate secțiunii **Execute**.

Secțiunea **Library** este destinată organizării unor noi modele matematice în biblioteca de modele existentă la nivelul simulatorului, figura 13.5.

Library	Insert	Didactics	Project	View	Options	Window	?
Hierarchical View	-activează organizarea ierarhică a componentelor						
New...	- creează o nouă componentă						
Rename...	- redenumeste noua componentă						
Delete	- șterge iremediabil o componentă						

Fig. 13.5. Comenzile asociate secțiunii **Library**.

Butonul **Insert** conține toate componentele ce pot fi folosite la realizarea circuitului, figura 13.6.

Insert	Didactics	Project	View	Options	Window	?
Find Component...			F3			
EasyPort/OPC/DDE			>			
Digital Technique			>			
Electrical controls			>			
GRAFSET			>			
Miscellaneous			>			
Pneumatic			>			

Fig. 13.6. Facilitățile funcției **Insert**.

În secțiunea *Didactics* se găsesc materiale de învățare a simulatorului, figura 13.7.

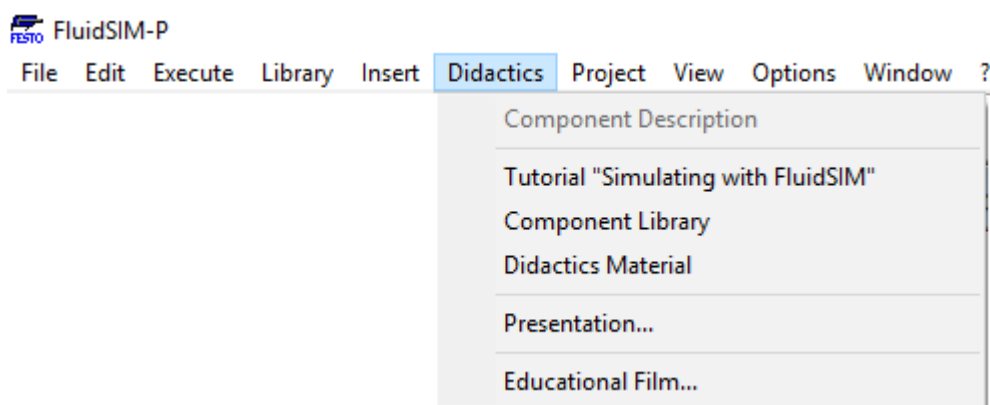


Fig. 13.7. Secțiunea *Didactics* a simulatorului *FluidSim*.

Un nou proiect este realizat accesând butonul *Project*. Butonul *View* include opțiuni de vizualizare a ferestrei de lucru, figura 13.8. Printre aceste opțiuni, deosebit de importante în munca de proiectare a automatizărilor pneumatice se înnumără:

- Display Flow Direction – direcția de curgere;
- Delay time – timpul de întârziere;
- Show Connection Descriptors – prezentarea modului de conectare și configurare a elementului pneumatic.

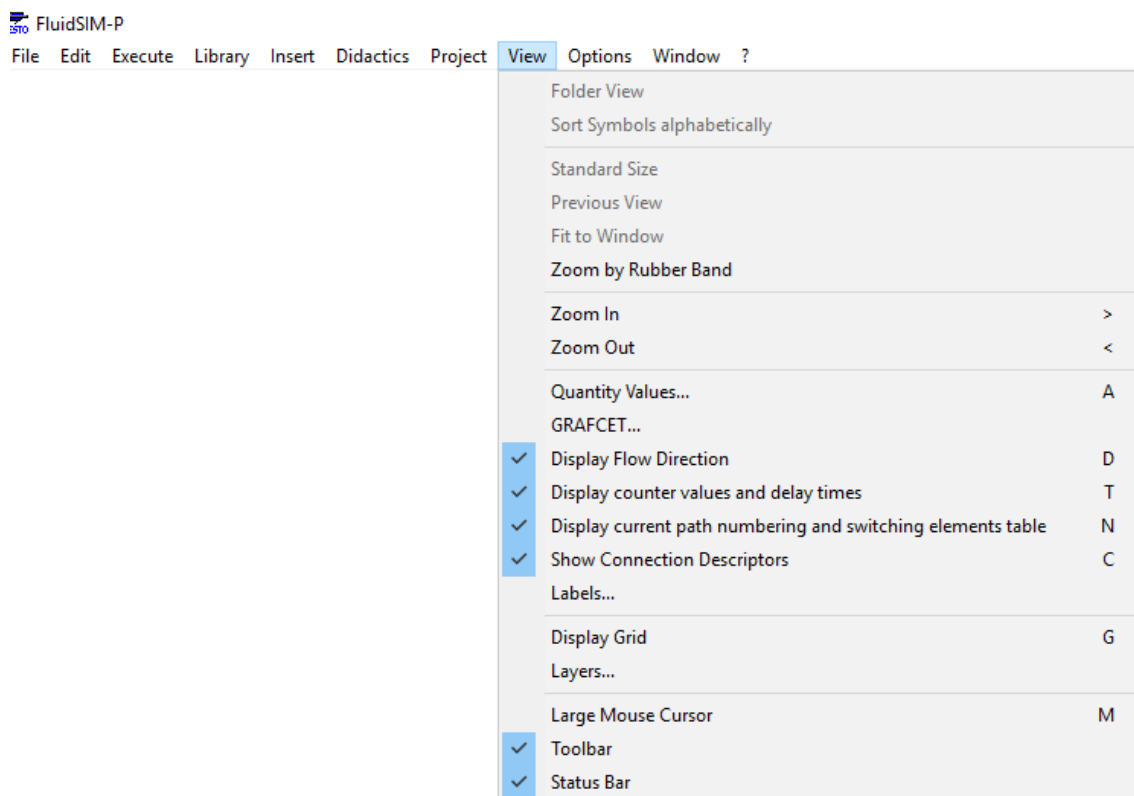


Fig. 13.8. Opțiuni de vizualizare a conexiunilor elementelor pneumatice.

13.2. Utilizarea simulatorului FluidSim

Crearea unui fișier nou. Un fișier nou este creat folosind meniul *File* și executând funcția *New*. În acest moment o fereastră blank este creată, figura 13.9.

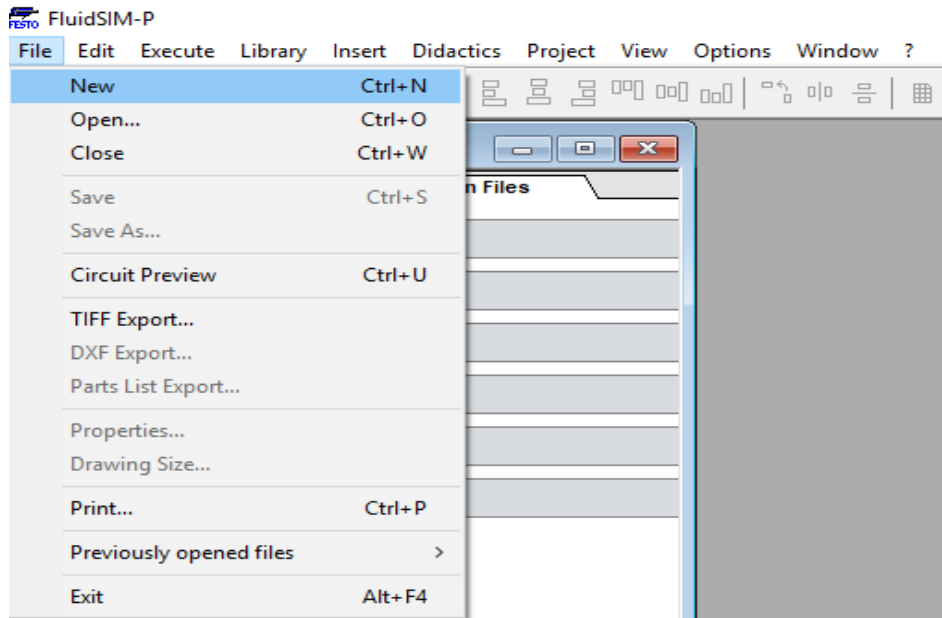


Fig. 13.9. Crearea unui fișier nou.

Crearea unei secvențe de circuit. Elementele de circuit sunt adăugate folosind funcția „drag and drop” în fereastra de lucru anterior creată, figura 13.10.

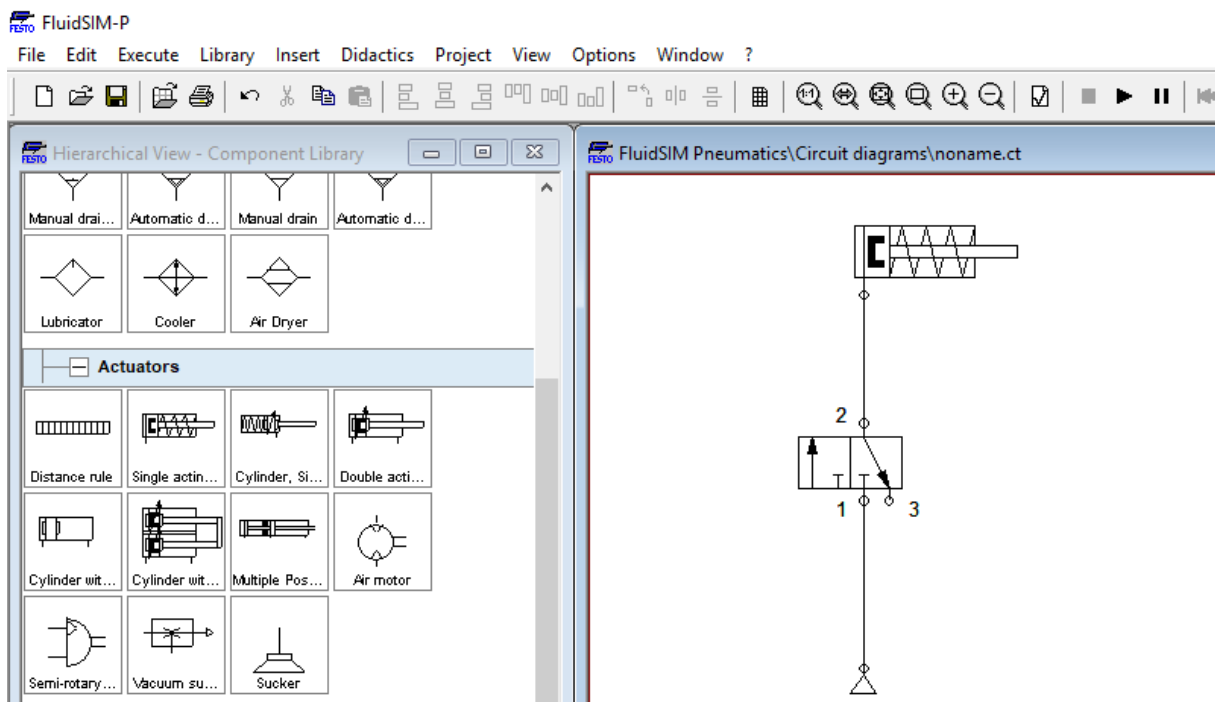


Fig. 13.10. Crearea unei secvențe de circuit.

În partea din stânga este parțial vizibilă biblioteca de obiecte grafice (modele matematice ale elementelor pneumatice) iar în partea dreaptă se găsește diagrama de proiectare - simulare. Inițial, diagrama de simulare este vidă, utilizatorul încărcând și conectând diverse module, astfel încât, în final se obține diagrama din figura 13.10.

Simularea unui circuit. Simularea circuitului se face apăsând butonul *play* situat pe bara de instrumente. În timpul simulării funcția de editare nu este disponibilă. Ca urmare a rulării programului elaborat, circuitele de aer active vor fi marcate cu albastru și cu linie îngroșată, figura 13.11.

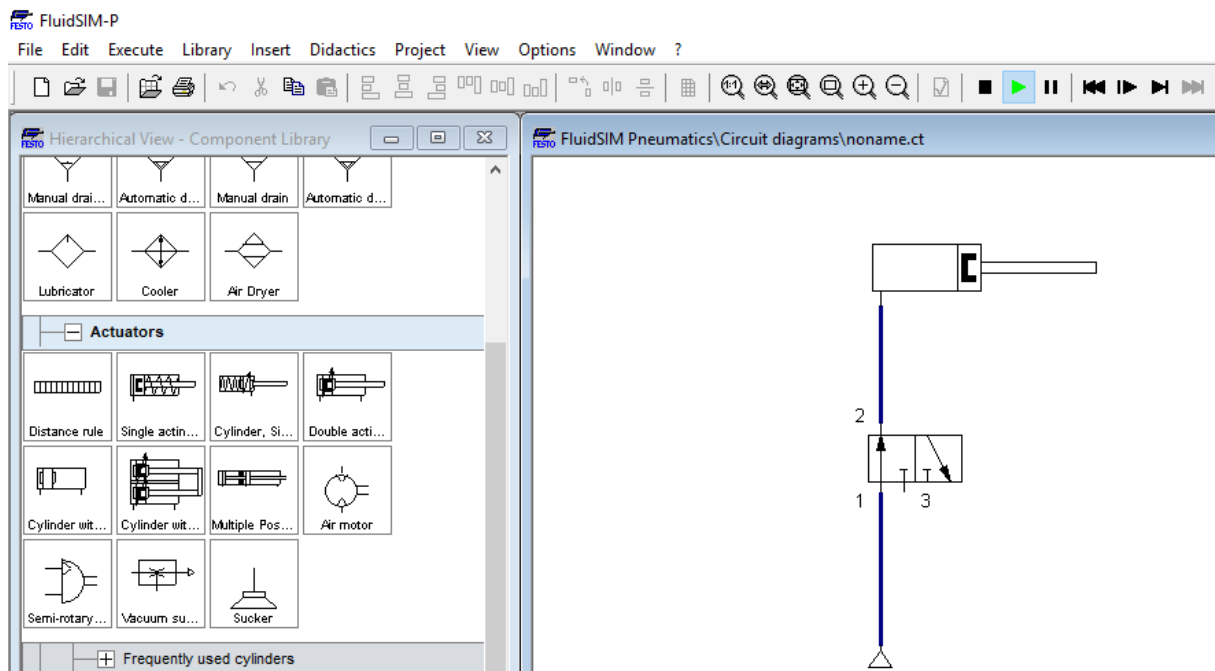


Fig. 13.11. Simularea unui circuit pneumatic.

14. Proiectarea schemelor pneumatice simple

Cuprins

Obiective.....	114
14.1. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu simplu efect.....	114
14.2. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu dublu efect.....	117
14.3. Comanda indirectă a cilindrului cu simplu efect.....	118
14.4. Comanda indirectă a cilindrului cu dublu efect.....	120
14.5. Comanda indirectă a unui cilindru cu simplu efect utilizând funcția de auto-menținere.....	122
14.6. Comanda de retragere automată a unui cilindru cu dublu efect utilizând un distribuitor limitator de cursă cu rolă.....	125
14.7. Mișcarea continuă alternativă a unui cilindru cu dublă acțiune utilizând limitatoare de cursă cu rolă.....	128

Obiective

În cadrul acestei unități de învățare se urmărește atingerea următoarelor obiective:

- utilizarea simulatorului FluidSim pentru proiectarea unor sisteme pneumatice ce realizează comanda unor cilindri pneumatici cu simplu efect cu diverse opțiuni;
- utilizarea simulatorului FluidSim pentru proiectarea unor sisteme pneumatice ce realizează comanda unor cilindri pneumatici cu dublu efect cu diverse opțiuni.

Proiectarea unui sistem automat pneumatic (schemă pneumatică) necesită cunoștințe privind: sistemele automate; structura și funcționarea echipamentelor pneumatice; simulatorul destinat proiectării și simulării sistemului automat pneumatic și verificarea funcționării schemei de automatizare propuse.

Există mai multe scheme pneumatice modulare (scheme pneumatice simple) care trebuie să fie cunoscute de către proiectantul automatist și care, preluate ca atare sau prelucrate pot rezolva problema formulată prin tema de proiectare. Schemele pneumatice simple pot fi utilizate în completarea schemelor complexe, în special pentru implementarea unor condiții suplimentare de funcționare impuse instalației.

În cele ce urmează vor fi prezentate câteva scheme pneumatice simple, utilizate frecvent în cadrul sistemelor automate pneumatice.

14.1. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu simplu efect

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu simplu efect utilizând o comandă de tip push-button.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului **FluidSim**.
- c) Conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Schema de automatizare (schema pneumatică) conține trei elemente pneumatice: o sursă de presiune (compresor), un distribuitor 3/2 acționat manual și un piston (cilindru pneumatic) cu simplu efect.

B. Încărcarea obiectelor din bibliotecă. Compresorul se găsește în bibliotecă în grupul **Supply Elements**, distribuitorul 3/2 în grupul **Mechanically Operated**, iar cilindrul în grupul **Actuators**. În fereastra de proiectare a sistemului automat pneumatic se încarcă din bibliotecă obiectele (simbolurile) menționate anterior, obținându-se imaginea din figura 14.1.

C. Conectarea elementelor pneumatice. Odată încărcate în diagrama de simulare, se verifică alinierea și orientarea elementelor pneumatice. Conectarea se realizează utilizând cursorul grafic disponibil pentru fiecare element pneumatic în punctul de ieșire a acestuia. Se deplasează cursorul grafic de la elementul pneumatic din care aerul iese către elementul pneumatic în care aerul intră. În final se obține imaginea din figura 14.2.

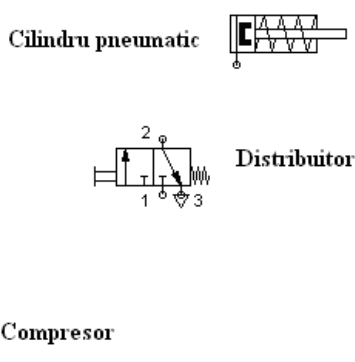


Fig. 14.1. Încărcarea elementelor necesare proiectării schemei de automatizare.

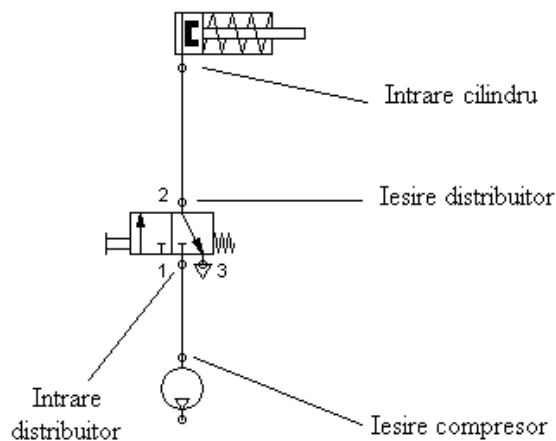


Fig. 14.2. Realizarea conexiunilor între elementele pneumatice.

D. Simularea schemei pneumatice. Schema de simulare obținută poate fi simulată prin utilizarea comenzii *Start* din meniul *Execute* sau prin apăsarea butonului ► de pe bara de instrumente. Inițial numai conducta de alimentare cu aer a distribuitorului se găsește sub presiune, situație sugerată prin îngroșarea acestei conducte, figura 14.3.

În faza următoare, operatorul apasă manual pe push-button, figura 14.4. Distribuitorul se deplasează, punând astfel conducta de alimentare a cilindrului sub presiune. Pistonul se deplasează producând lucru mecanic, iar arcul se comprimă.

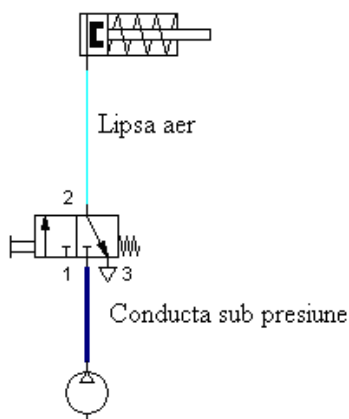


Fig. 14.3. Starea inițială a sistemului pneumatic.

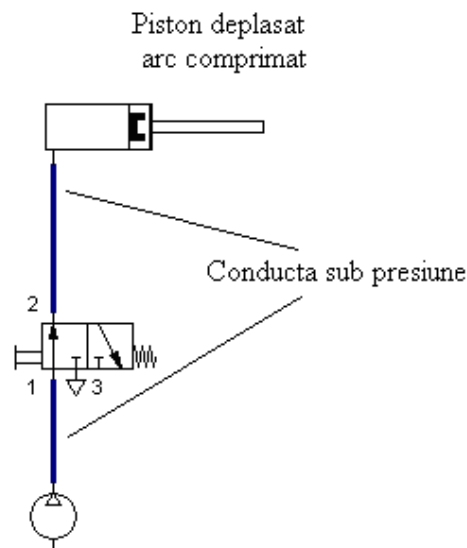


Fig. 14.4. Starea activă a sistemului pneumatic.

Dacă operatorul încetează să mai apese pe push-button, sistemul pneumatic revine la starea inițială, figura 14.3.

14.2. Comanda directă a cilindrului pneumatic cu dublu efect

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu dublu efect utilizând o singură comandă tip push-button. În acest caz pistonul va avea o poziție de repaos, corespunzătoare poziției de repaos a push-button-ului de comandă a distribuitorului, și o poziție de deplasare, corespunzătoare poziției active a push-button-ului de comandă a distribuitorului. Poziția de deplasare a pistonului se obține numai pentru perioada de timp în care este apăsat push-button-ul.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- Conectarea elementelor pneumatice.
- Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. În condițiile formulate în tema de proiectare, pentru realizarea schemei de automatizare sunt necesare următoarele elemente pneumatice: o sursă de presiune, un distribuitor 5/2 și un cilindru cu dublu efect.

B. Încărcarea obiectelor din bibliotecă este realizată similar cu operația prezentată în subcapitolul 14.1.

C. Conectarea elementelor pneumatice este realizată similar cu operația prezentată în subcapitolul 14.1.

D. Simularea schemei pneumatice. Când push-button-ul este în poziție de repaos, aerul intră în distribuitor pe orificiul 1 și este trimis către piston prin orificiul 2, pistonul fiind deplasat spre stânga, figura 14.5.

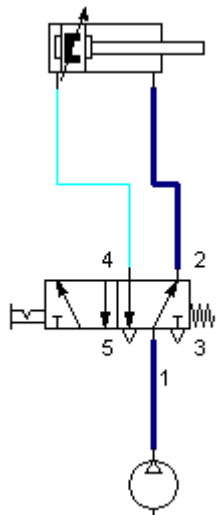


Fig. 14.5. Poziția pistonului pentru poziția de repaos a push-button-ului.

La activarea push-button-ului aerul va fi dirijat pe ieșirea 4 a distribuitorului, alimentând partea din stânga a cilindrului, figura 14.6. Pistonul se va deplasa către dreapta, aerul din partea dreaptă a cilindrului fiind evacuată, prin distribuitor, în atmosferă.

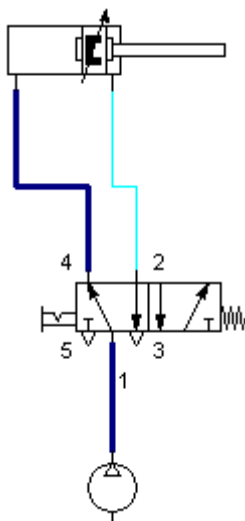


Fig. 14.6. Poziția pistonului pentru poziția activă a push-button-ului.

14.3. Comanda indirectă a cilindrului cu simplu efect

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu simplu efect utilizând o singură comandă tip push-button cu acțiune indirectă. Acțiunea indirectă provine din utilizarea în cascadă a două distribuitoare: primul distribuitor va avea o comandă mecanică (push-button), iar cel de al doilea distribuitor o comandă pneumatică generată de primul distribuitor.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- c) Conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

În cele ce urmează vor fi prezentate elementele specifice acestei scheme de automatizare.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Pentru realizarea schemei sunt necesare următoarele componente: două surse de presiune, un distribuitor 3/2 comandat manual, un distribuitor 3/2 comandat pneumatic, un cilindru cu simplu efect.

Observație. Se poate utiliza și o singură sursă de presiune, iar aerul comprimat poate fi împărțit pe mai multe circuite.

C. Conectarea elementelor pneumatice. Elementul de noutate îl constituie semnalul pneumatic obținut la ieșirea 2 a distribuitorului acționat manual, semnal ce constituie comanda celui de al doilea distribuitor.

D. Simularea schemei pneumatice pune în evidență cele două stări ale sistemului pneumatic. Starea inactivă a distribuitorului acționat manual este prezentată în figura 14.7. În cadrul acesteia, distribuitorul 3/2 acționat mecanic este în poziția de repaos, fapt ce determină ca și distribuitorul 3/2 acționat pneumatic să fie în poziție de repaos. În consecință cilindrul nu este alimentat cu aer, iar poziția pistonului este în extrema stângă.

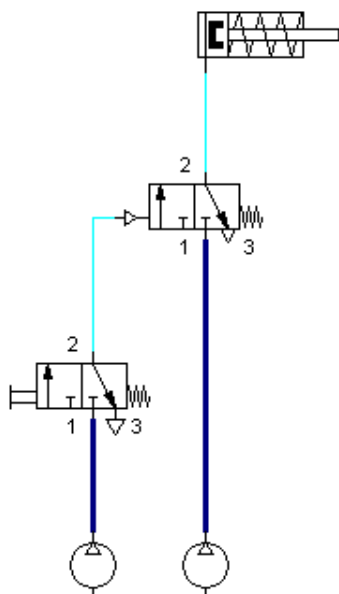


Fig. 14.7. Simularea funcționării indirecte a cilindrului cu simplu efect în poziția de repaos.

Schema pneumatică prezentată în figura 14.8 descrie starea elementelor pneumatice atunci când este apăsat push-button-ul primului distribuitor. În această situație, primul distribuitor transmite semnalul pneumatic către cel de al doilea distribuitor. Noua poziție a distribuitorului

comandat pneumatic va permite alimentarea cu aer a cilindrului și implicit deplasarea pistonului către dreapta.

Observații. Structura bazată pe comanda indirectă prezintă o serie de avantaje, dintre care pot fi enumerate următoarele:

- Distribuitorul cu comandă pneumatică poate fi dimensionat corespunzător cerințelor de forță-viteză impuse cilindrului, în timp ce comanda acestuia se poate face cu ajutorul unui distribuitor de mici dimensiuni, care necesită un efort de comutare minim. În consecință, se pot comanda presiuni de acționare mari utilizând presiuni mici.
- În locul distribuitorului cu acționare manuală se poate utiliza un distribuitor acționat electric, la tensiuni nepericuloase, pentru conducerea distribuitorului acționat pneumatic.
- Se pot implementa funcții logice (de exemplu memoria) putând astfel construi sisteme pneumatice complexe.

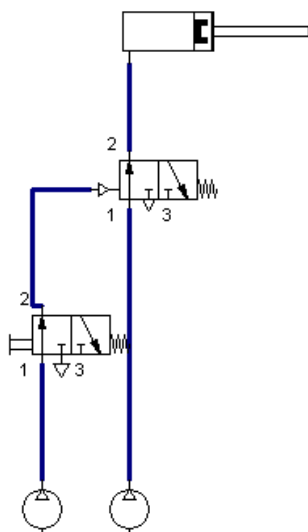


Fig. 14.8. Simularea funcționării indirecte a cilindrului cu simplu efect în poziția activă.

14.4. Comanda indirectă a cilindrului cu dublu efect

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu dublu efect utilizând două comenzi de tip push-button cu acțiune indirectă. Cele două distribuitoare push-button sunt utilizate pentru acționarea unui al treilea distribuitor 5/2 bistabil cu dublă comandă pneumatică.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- c) Conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Pentru realizarea schemei sunt necesare următoarele componente: trei surse de presiune, două distribuitoare 3/2 comandate manual, un distribuitor 5/2 bistabil și comandat pneumatic, un cilindru cu dublu efect.

Observație. Se poate utiliza și o singură sursă de presiune, iar aerul comprimat poate fi împărțit pe mai multe circuite.

C. Conectarea elementelor pneumatice. Cele trei distribuitoare se vor conecta, utilizând conexiunea 1, la sursa de aer comprimat. Semnalele de ieșire din cele două distribuitoare 3/2 (acționate manual) sunt aplicate la cele două intrări (comenzi pneumatice) ale distribuitorului 5/2. Cele două ieșiri ale distribuitorului 5/2 sunt aplicate la intrările cilindrului cu dublu efect.

D. Simularea schemei pneumatice. Imaginea din figura 14.9-a prezintă starea inițială a sistemului pneumatic. Cele două distribuitoare 3/2 nu sunt activate manual iar distribuitorul 5/2 este deplasat spre stânga. În această poziție, acest distribuitor realizează conexiunea între intrarea 1 (alimentarea cu aer) și ieșirea 2 (alimentarea compartimentului din dreapta al cilindrului). În aceste condiții, pistonul se va deplasa spre stânga.

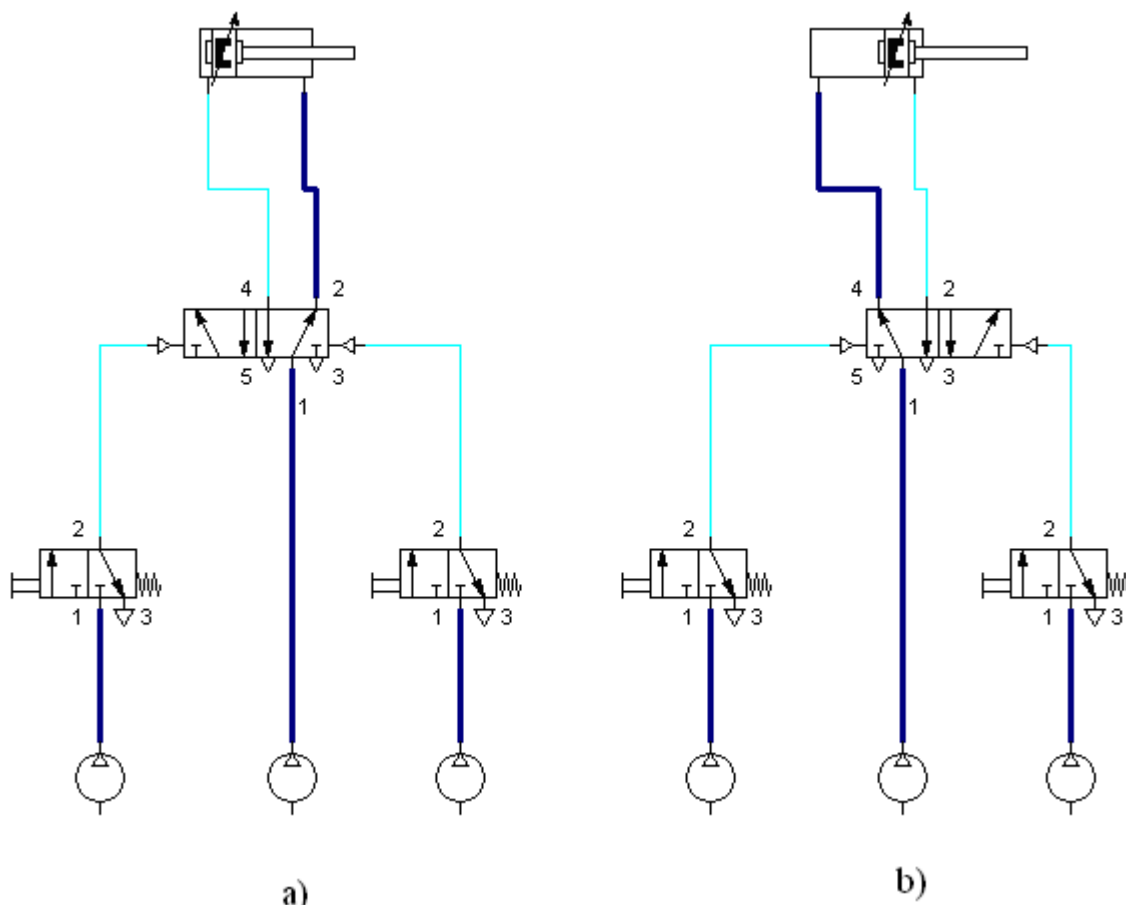


Fig. 14.9. Simularea cilindrului cu dublu efect prin acțiune indirectă:
a) starea inițială (acțiunea distribuitorului dreapta); b) acțiunea distribuitorului stânga.

La activarea distribuitorului 3/2 din stânga, acesta va aplica un semnal pneumatic la intrarea din stânga al distribuitorului 5/2. Acesta se va deplasa spre dreapta, făcând joncțiunea între ieșirea 4 a acestuia și intrarea pe partea stângă a cilindrului. În această poziție pistonul se va deplasa spre dreapta, figura 14.9-b.

14.5. Comanda indirectă a unui cilindru cu simplu efect utilizând funcția de auto-menținere

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu simplu efect implementând funcția de auto-menținere. Această funcție necesită două comenzi manuale de tip push-button cu acțiune indirectă.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- c) Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Pentru realizarea schemei sunt necesare următoarele componente: două surse de presiune, două distribuitoare 3/2 comandate manual, un distribuitor 3/2 comandat pneumatic, un circuit logic SAU și un cilindru cu simplu efect.

Observație. Se poate utiliza și o singură sursă de presiune, iar aerul comprimat poate fi împărțit pe mai multe circuite.

C. Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice. Realizarea unei scheme automate de auto-menținere necesită utilizarea a două distribuitoare mecanice 3/2, ce vor îndeplini rolul întrerupătoarelor ON și OFF ale schemei, figura 14.10. Distribuitorul ON trebuie să fie normal închis, iar distribuitorul OFF normal deschis. Auto-menținerea necesită și un circuit SAU, care să mențină semnalul pneumatic de comandă atunci când butonul ON trece din starea activ în inactiv. Circuitul SAU primește două semnale de intrare: primul semnal este generat de distribuitorul ON (numai la apăsarea butonului), iar cel de al doilea semnal reprezintă comanda trimisă cilindrului (presiune existând numai la apăsarea butonului ON). La trecerea distribuitorului ON în starea inițială (inactiv), circuitul SAU va avea semnal de intrare provenit de la alimentarea cilindrului, menținând astfel comanda inițială. Apăsarea butonului OFF va întrerupe cel de al doilea semnal al circuitului SAU și astfel se va reveni la starea inițială a pistonului.

D. Simularea schemei pneumatice. În figura 14.11 este prezentat rezultatul simulării în situația în care butonul ON, butonul OFF sunt inactive iar cilindrul nu este alimentat cu aer.

La apăsarea butonului ON, distribuitorul va alimenta intrarea din stânga a circuitului SAU, iar acesta va alimenta la rândul lui distribuitorul OFF. Acest distribuitor fiind normal deschis, va activa distribuitorul comandat pneumatic. Acesta din urmă va alimenta cu aer cilindrul, deplasând spre dreapta pistonul, dar și transmițând o comandă către cea de a doua intrare a circuitului SAU, figura 14.12.

La apăsarea butonului OFF, distribuitorul asociat va întrerupe semnalul distribuitorului pneumatic care, la rândul său va întrerupe alimentarea cu aer a compresorului. Lipsa aerului în linia de alimentare a compresorului va întrerupe cel de al doilea semnal de intrare în circuitul SAU, fapt ce va dezactiva comanda distribuitorului OFF și implicit posibilitatea de alimentare (la revenirea

distribuitorului OFF) a cilindrului pneumatic. Sistemul pneumatic va reveni la starea inițială prezentată în figura 14.11.

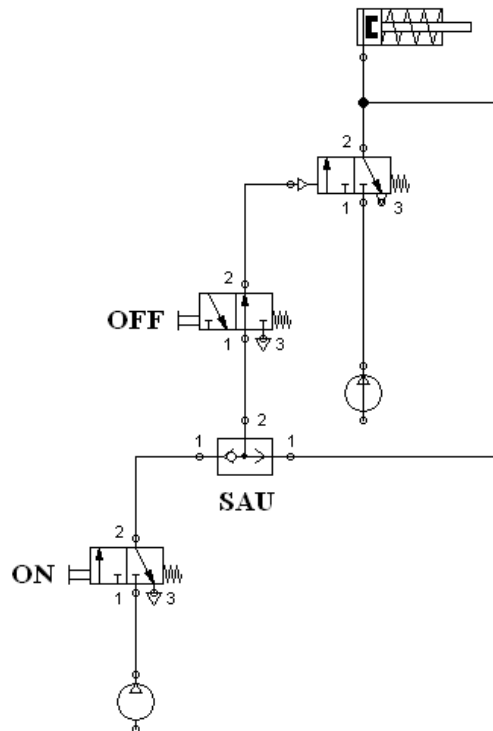


Fig. 14.10. Schema pneumatică pentru comanda indirectă a unui cilindru cu simplu efect utilizând funcția de auto-menținere

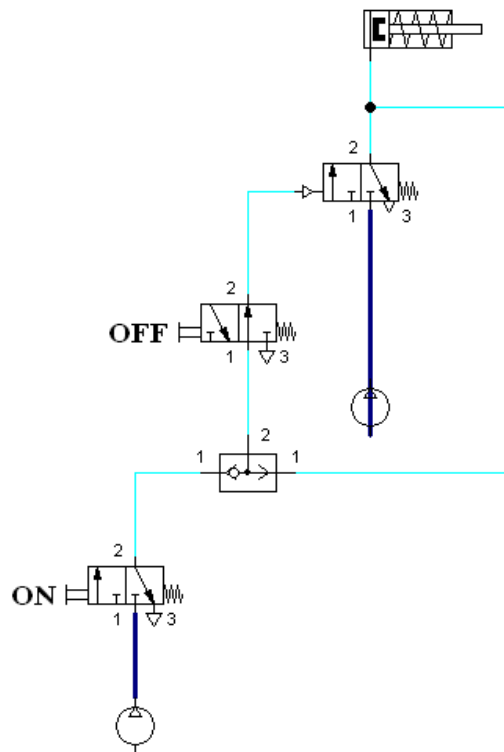


Fig. 14.11. Starea inițială a schemei pneumatice cu auto-menținere.

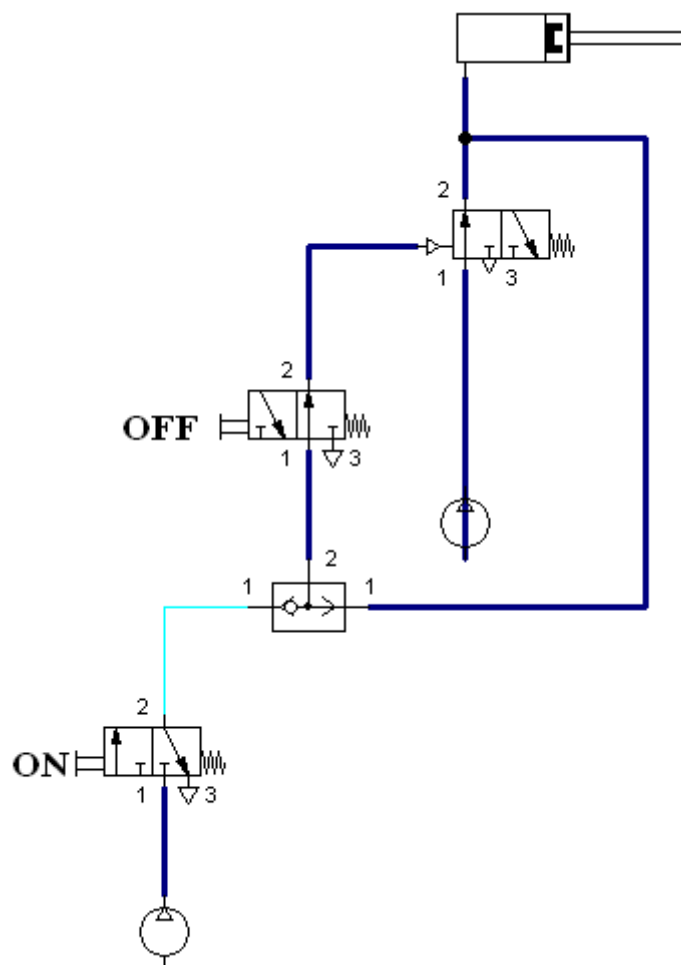


Fig. 14.12. Starea sistemului pneumatic la activarea butonului ON.

În literatură sunt semnalate unele particularități și deficiențe legate de funcționarea supapei SAU în cadrul schemei pneumatice de auto-menținere:

- în cazul în care presiunea din racordul X al supapei este mai mare sau egală cu presiunea din racordul Y, în faza selectării semnalului de comandă din intrarea Y există posibilitatea dezactivării sistemului dacă supapa SAU comută lent sau dacă traseul de alimentare al orificiului Y este parțial înfundat.
- dacă timpul de menținere în comutație al distribuitorului ON este mai mic decât timpul necesar preluării semnalului de comandă din racordul Y, auto-menținerea nu va fi activată.
- dacă distribuitorul OFF este eliberat foarte repede, deci dacă semnalul OFF este foarte scurt, este posibil ca presiunea reziduală din circuitul alimentat să determine reactivarea accidentală a auto menținerii.

În concluzie, indiferent de starea de comutație a distribuitorului ON, acționarea distribuitorului OFF determină dezactivarea sistemului. Din acest motiv, circuitul este numit “cu dominantă OFF”.

14.6. Comanda de retragere automată a unui cilindru cu dublu efect utilizând un distribuitor limitator de cursă cu rolă

Tema de proiectare: Se dorește acționarea unui cilindru pneumatic cu dublu efect, deplasarea într-o direcție realizată cu un push-button și revenirea la poziția inițială generată de un limitator de cursă cu rolă.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- c) Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Pentru realizarea schemei sunt necesare următoarele componente: trei surse de presiune, un distribuitor 3/2 comandat manual (normal închis), un distribuitor 3/2 mecanic cu rolă (normal închis), un distribuitor 4/2 comandat pneumatic și un cilindru cu dublu efect.

Observație. Se poate utiliza și o singură sursă de presiune, iar aerul comprimat poate fi împărțit pe mai multe circuite.

C. Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice. Realizarea schemei solicitate prin tema de proiectare este similară cu schema dezvoltată pentru comanda indirectă a cilindrului cu dublu efect. Distribuitorul 4/2 se găsește în biblioteca *Configurable directional valves*, dar utilizatorul trebuie să configureze distribuitorul conform necesităților impuse prin tema de proiectare. În acest scop se marchează imaginea distribuitorului, se introduce comanda clic-dreapta a mouse-ului și se selectează grupul de comenzi *Properties*, figura 14.13.

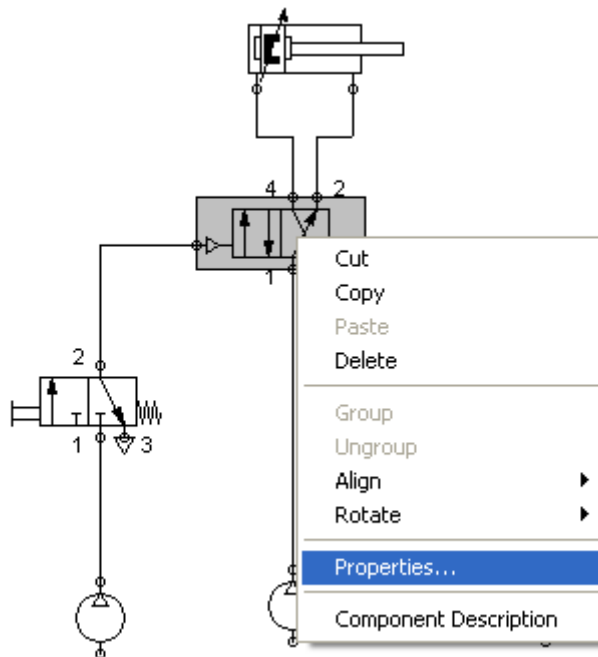


Fig. 14.13. Selecția grupului de comenzi **Properties** pentru obiectul selectat.

Activarea acestei comenzi conduce la încărcarea meniului prezentat în figura 14.14. Pentru a transforma forma generală a distribuitorului 4/2 în cea necesară aplicației se va selecta din submeniul **Left Actuation**, varianta **Pneumatically**, iar în cadrul acesteia se va selecta icoana corespunzătoare semnalului de comandă pneumatic. Aceeași configurație va fi realizată și pentru **Right Actuation**. În final se confirmă cu OK modificările aduse distribuitorului.

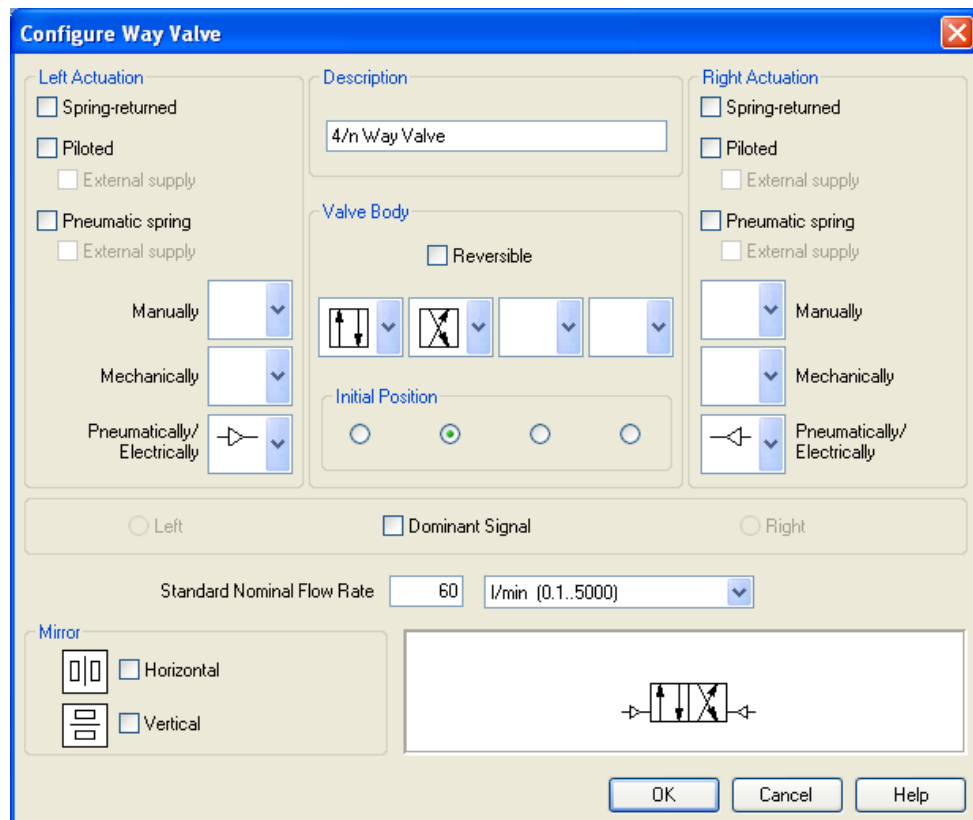


Fig. 14.14. Meniul grupului de comenzi **Properties**.

D. Simularea schemei pneumatice. În repaos, pistonul se găsește în poziția stânga datorită aerului care alimentează, prin orificiul 2 al distribuitorului 4/2, cilindrul pneumatic, figura 14.15. La activarea butonului START, distribuitorul asociat se va deplasa, realizând legătura între ieșirea 2 a acestuia și comanda stânga a distribuitorului 4/2 comandat pneumatic. Prin aceasta se alimentează de la compresor, prin ieșirea 4 a distribuitorului, partea stângă a cilindrului pneumatic și pistonul se va deplasa spre dreapta, figura 14.16-a. La finalul cursei, pistonul va acționa asupra limitatorului cu rolă, provocând astfel deplasarea distribuitorului 3/2. Acesta va transmite semnal pneumatic, prin ieșirea 2, către intrarea din dreapta a distribuitorului 4/2. La rândul său, distribuitorul se va deplasa spre stânga, alimentând partea stângă a cilindrului cu aer, figura 14.16-b.

După deplasarea totală a pistonului spre stânga, sistemul pneumatic se oprește în starea de repaos.

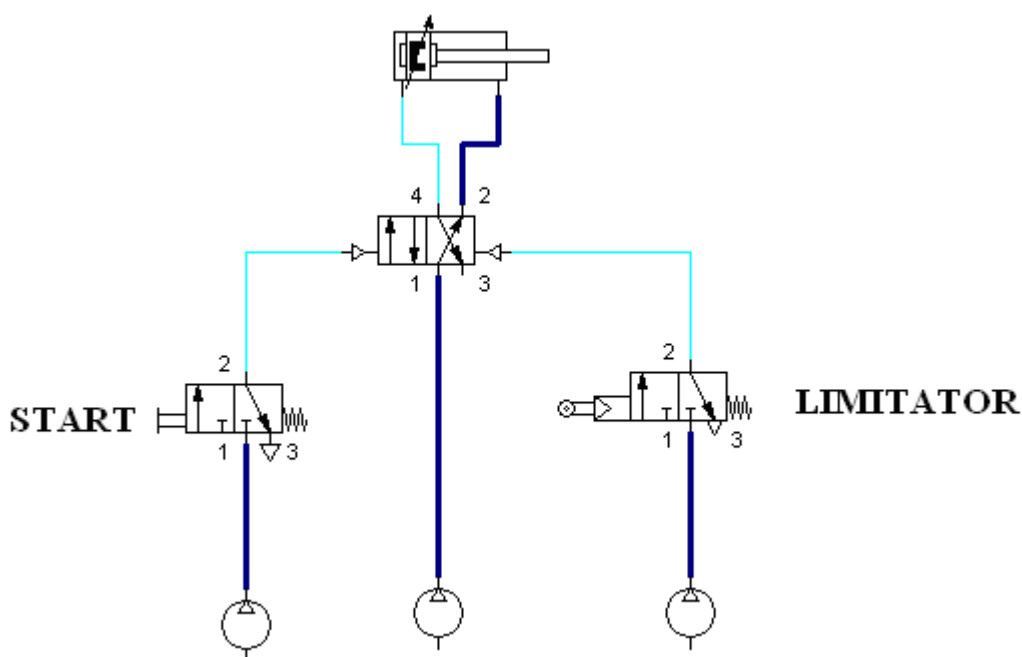


Fig. 14.15. Sistemul pneumatic în starea de repaos.

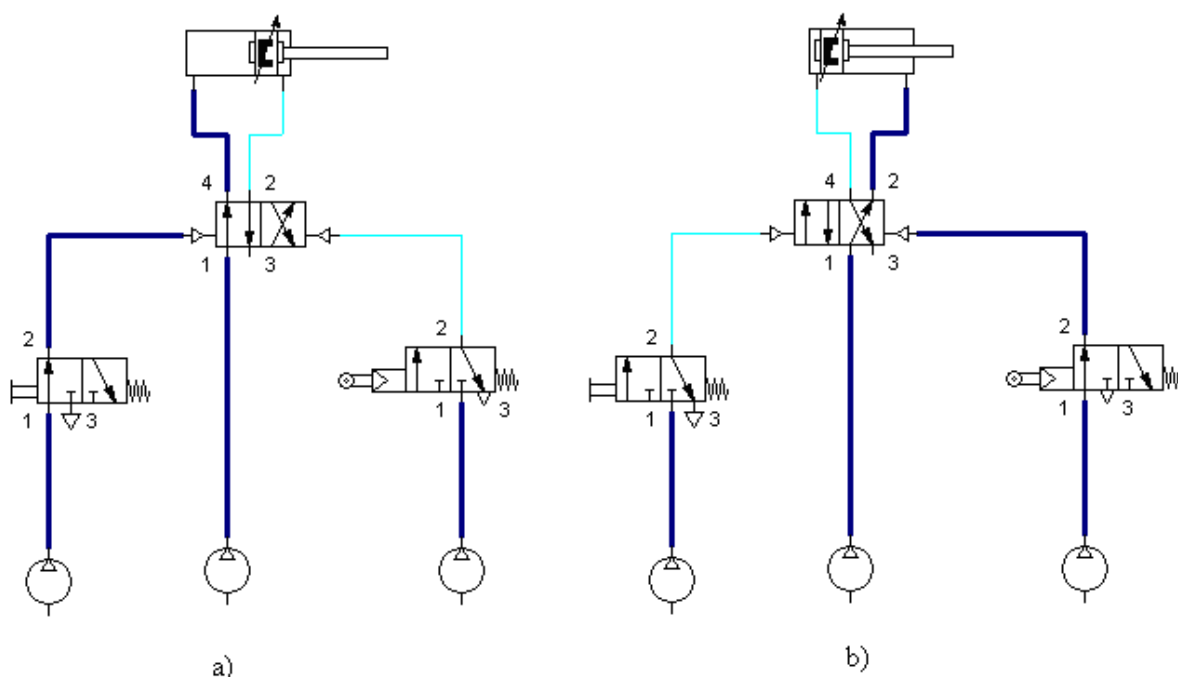


Fig. 14.16. Simularea sistemului pneumatic: a) sistemul la activarea butonului START;
b) sistemul la activarea limitatorului de cursă.

Observații:

- dacă semnalul de pornire se suprapune cu semnalul provenit de la limitatorul de cursă, distribuitorul 4/2 nu comută, el rămânând pe poziția impusă de prima comandă primită (în cazul în care cele două semnale au aceeași presiune).
- dacă semnalele de comandă au presiuni diferite, distribuitorul 4/2 va acționa la comanda care are presiunea mai mare.
- mărimea cursei este stabilită de poziția limitatorului de cursă, cursa micșorându-se pe măsură ce limitatorul este poziționat mai aproape de cilindru.

14.7. Mișcarea continuă alternativă a unui cilindru cu dublă acțiune utilizând limitatoare de cursă cu rolă

Tema de proiectare: Se dorește acționarea reversibilă a unui cilindru pneumatic cu dublu efect, bazată pe utilizarea de limitatoare de cursă cu rolă. Pornirea și oprire sistemului va fi realizată utilizând push-button.

Rezolvare. Pentru construcția și verificarea schemei pneumatice se parcurg etapele următoare:

- a) Identificarea elementelor pneumatice necesare realizării sistemului automat pneumatic.
- b) Încărcarea obiectelor (simbolurilor) din biblioteca de obiecte a simulatorului *FluidSim*.
- c) Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice.
- d) Simularea schemei pneumatice.

A. Identificarea elementelor pneumatice. Pentru realizarea acestei scheme pneumatice sunt necesare următoarele componente: trei surse de presiune, un distribuitor 3/2 dublu comandat manual, două distribuitoare 3/2 mecanice cu rolă (normal deschis și normal închis), un distribuitor 4/2 comandat pneumatic și un cilindru cu dublu efect.

Observație. Se poate utiliza și o singură sursă de presiune, iar aerul comprimat poate fi împărțit pe mai multe circuite.

C. Proiectarea schemei și conectarea elementelor pneumatice. În cele ce urmează vor fi prezentate elementele specifice implicate de implementarea schemei pneumatice. Distribuitorul 3/2 dublu comandat manual se obține din obiectul asociat unui distribuitor 3/2, configurat conform figurii 14.17. Utilizatorul va selecta, atât pentru **Left Actuation** cât și pentru **Right Actuation**, pilotarea manuală.

Distribuitoarele 3/2, comandate mecanic cu rolă de contact și revenire cu arc, sunt configurate conform figurii 14.18. Pentru **Left Actuation** va fi selectată comanda mecanică cu rolă iar pentru **Right Actuation** va fi selectată specificația de revenire cu arc, **Spring-Returned**.

Distribuitorul 4/2 este configurat astfel: atât pentru **Left Actuation** cât și pentru **Right Actuation** va fi selectată opțiune Pneumatically, figura 14.19.

D. Simularea schemei pneumatice pornește de a starea inițială, caracterizată prin poziția STOP a distribuitorului destinat pornirii/opririi sistemului pneumatic, figura 14.20. În această stare pistonul se găsește în parte stângă a cilindrului iar limitatorul stânga al cursei pistonului nu este alimentat cu aer.

La activarea butonului START, distribuitorul asociat se deplasează către dreapta, distribuitorul limitator de cursă stânga este alimentat cu aer și fiind la capăt de cursă va comanda distribuitorul 4/2 să se deplaseze spre dreapta, alimentând astfel cu aer partea dreaptă a cilindrului, pistonul începând să se deplaseze spre dreapta, figura 14.21.

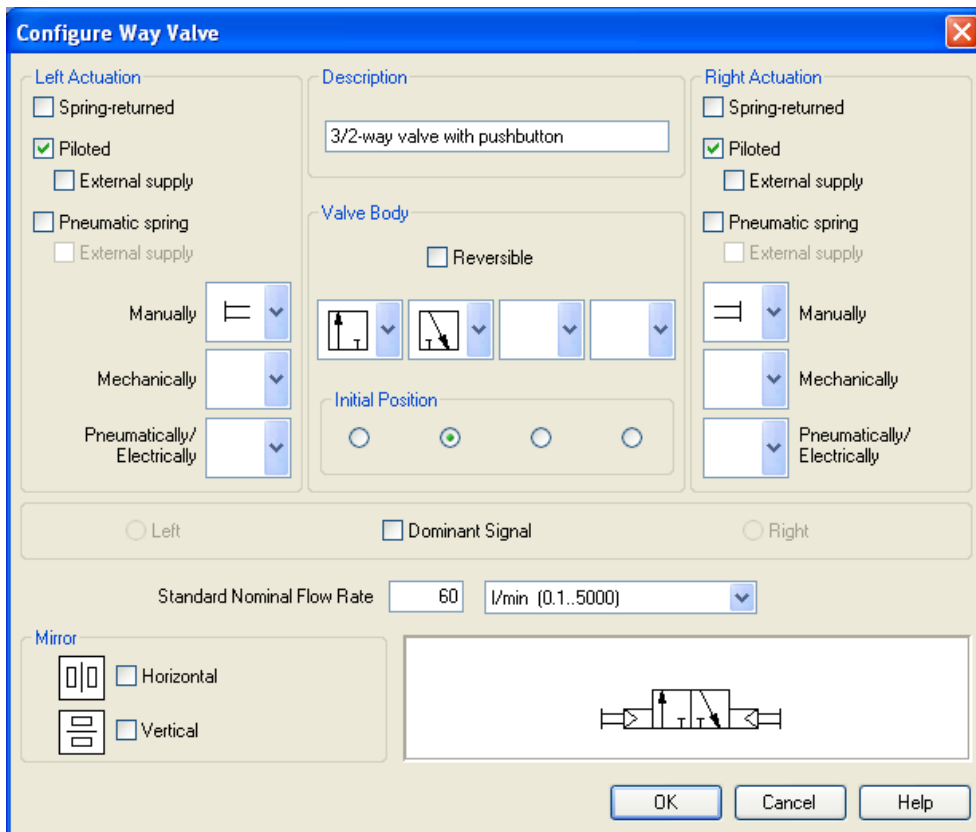


Fig. 14.17. Configurarea distribuitorului 3/2, dublu comandat manual.

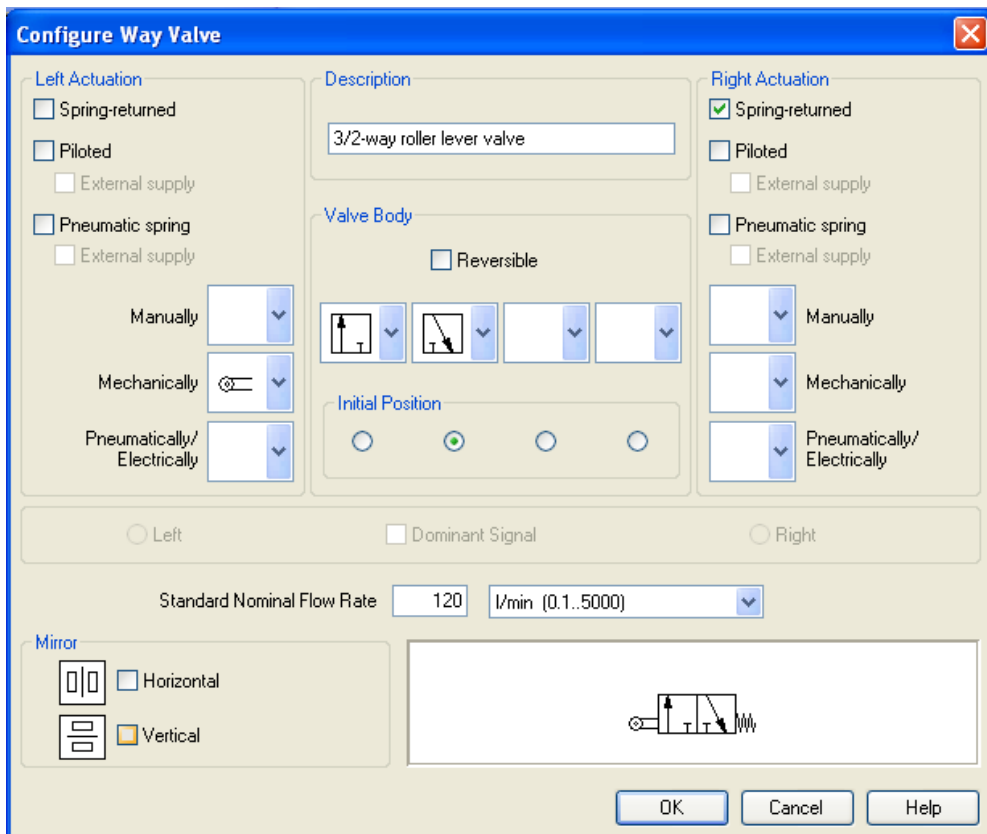


Fig. 14.18. Configurarea distribuitorului 3/2, revenire cu arc, comandat mecanic cu rolă de contact.

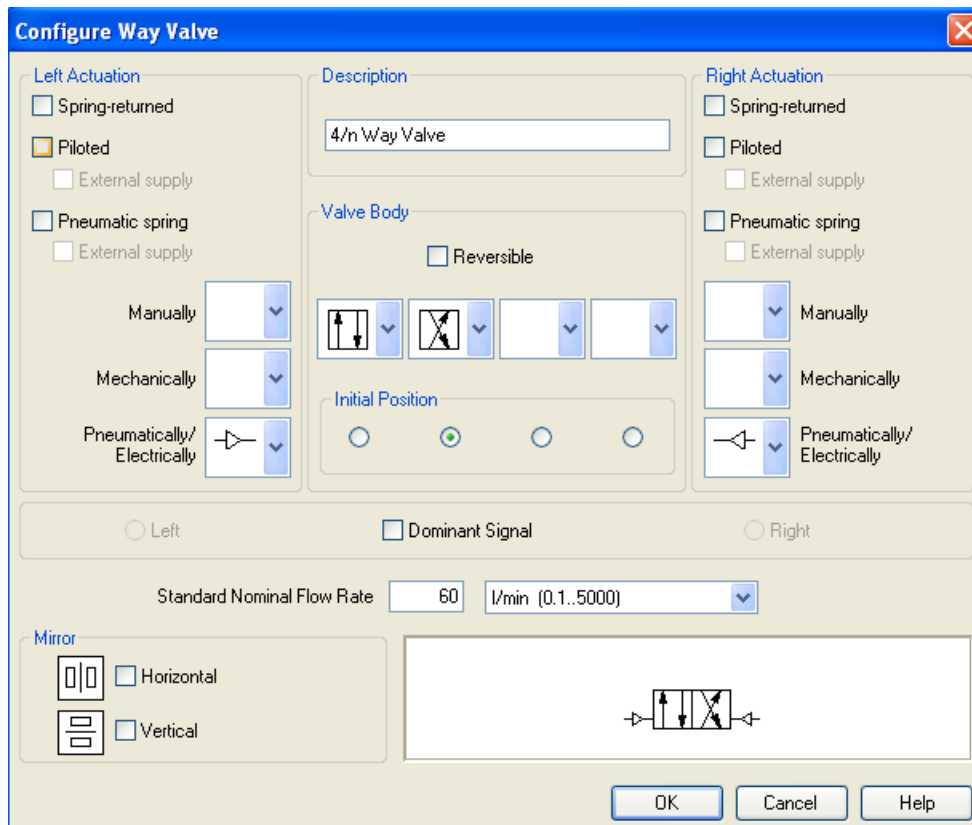


Fig. 14.19. Configurarea distribuitorului 4/2, comandat pneumatic.

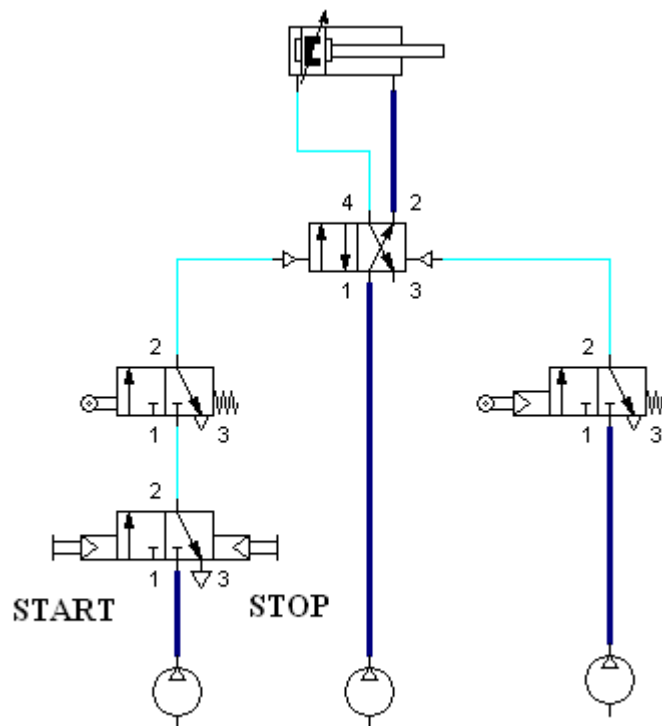


Fig. 14.20. Starea inițială a sistemului pneumatic.

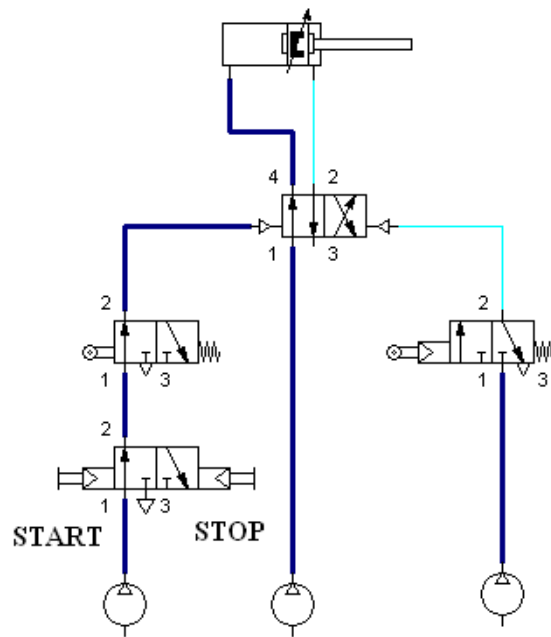


Fig. 14.21. Starea sistemului pneumatic la activarea butonului START.

Când pistonul a ajuns la capătul din dreapta al cilindrului, rola limitatorului de cursă va activa distribuitorul plasat în dreapta cilindrului și astfel va comanda deplasarea spre stânga a distribuitorului 4/2, figura 14.22. Prin această acțiune, prin ieșirea 2 a distribuitorului va fi alimentat cu aer cilindrul, iar pistonul se va deplasa spre stânga.

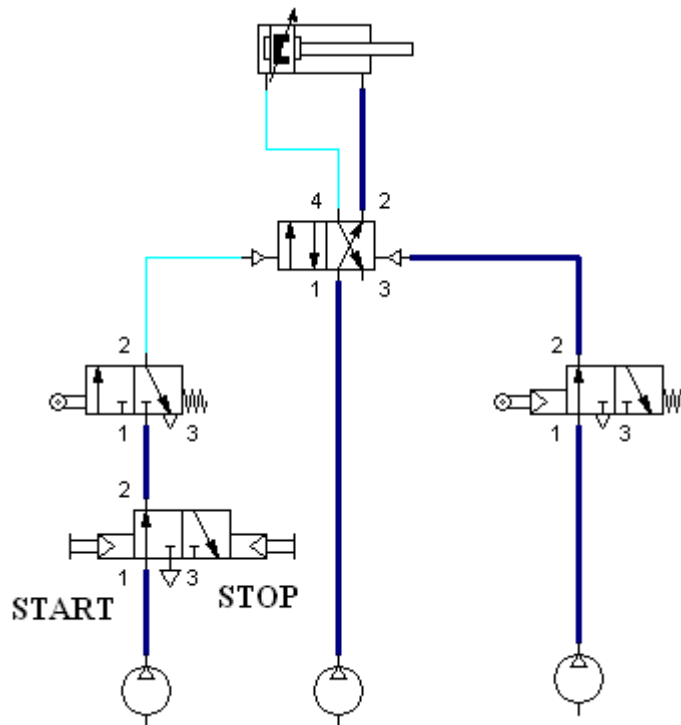


Fig. 14.22. Deplasarea spre stânga a pistonului.

În continuare, pistonul ajuns la capătul din dreapta a cilindrului va modifica din nou starea distribuitorului limitator de cursă (din dreapta) și va începe un nou ciclu exemplificat în figura 14.21. Se observă că poziția distribuitorului START/STOP nu a fost modificată și în consecință mișcarea ciclică se va produce la infinit.

În cazul în care se apasă pe butonul STOP al distribuitorului START/STOP, deplasarea spre stânga a pistonului nu va mai avea loc, sistemul pneumatic revenind la poziția inițială, figura 14.20.