

#### 4.5. Transmisia dispozitivului de frânare

Legea circulației pe drumurile publice impune necesitatea echipării autovehiculelor cu masa totală sub 6000 kg (autoturisme și autoutilitare) cu ***două sisteme de frânare independente***:

- *sistemul de frânare de serviciu* care trebuie să acționeze pe toate roțile,
- *sistemul de frânare de staționare* care trebuie să asigure frânarea sigură a autovehiculului staționat pe panta maximă.

**Comanda frânelor** se poate realiza în trei moduri:

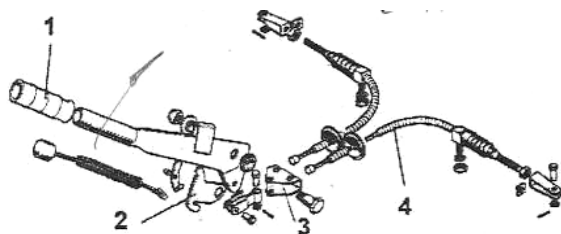
1. *cu acționare directă sau indirectă* (forța de frânare se datorează exclusiv forței exercitate de conducătorul autovehiculului) care poate fi:
  - mecanică,
  - hidraulică.
2. *cu servoacționare* (momentul de frânare apare datorită unui agent exterior, conducătorul având doar rolul de a regla intensitatea frânării):
  - pneumatică,
  - electropneumatică,
3. *cu acționare mixtă* (frânarea se datorează atât forței exercitate de conducător cât și energiei unui agent exterior care poate fi aer comprimat sau ulei sub presiune).

##### 4.5.1. Acționarea mecanică a frânelor

Acest tip de acționare se utilizează numai la frâna de staționare (figura 4.42) și se compune dintr-o pârghie, care, prin intermediul unor tije sau cabluri, acționează asupra frânelor roților din spate (figura 4.43).

În prezent nu mai este utilizată la frâna de serviciu datorită unor *dezavantaje*:

- necesitatea reglării frecvente,
- apariția deformațiilor elementelor și uzuri necontrolabile,
- randament scăzut.



Astfel cablurile flexibile 4, care realizează acționarea frânelor, sunt acționate de pârghia de egalizare 3, acționată de levierul 1.

Imobilizarea levierului în poziția „frânat” este realizată de mecanismul cu clicet 2.

Fig. 4.42 – Sistem de acționare mecanică a frânelor.

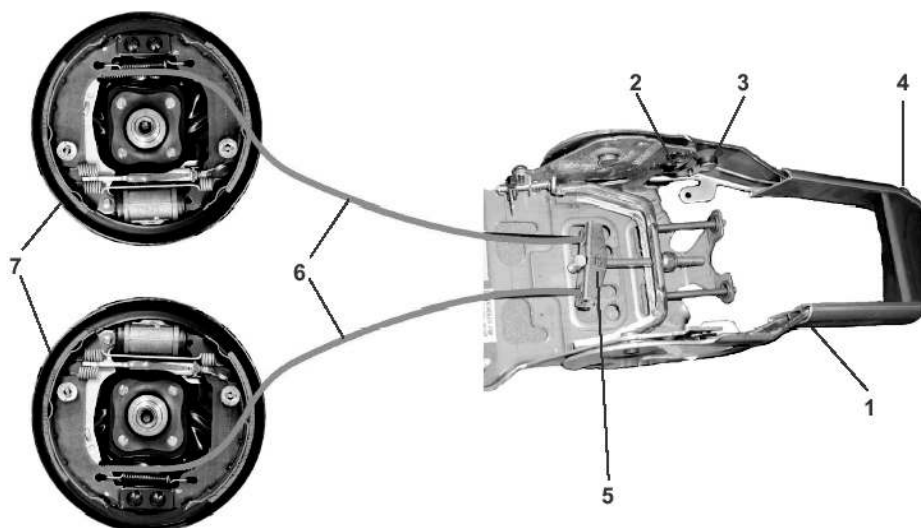


Fig. 4.43 – Frâna de staționare cu acționare mecanică.

#### 4.5.2. Acționarea hidraulică a frânelor

Acest tip constructiv de acționare este cel mai utilizat datorită următoarelor *avantaje*:

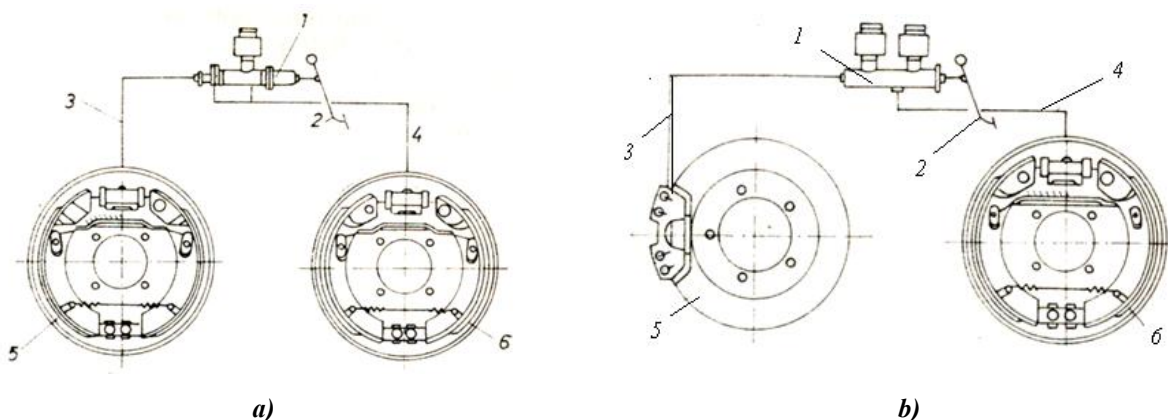
- acționează simultan pe toate frânele,
- repartizarea efortului de frânare între punți, proporțional cu greutatea ce le revine și oferă posibilitatea de control a forței de frânare pe fiecare punte,
- repartizarea uniformă a presiunii pe saboți,
- randament ridicat cu timp de reacție redus,
- construcție simplă, cu elemente constructive standardizate, realizată la preț scăzut,
- întreținere ușoară.

*Dezavantajele* acționării hidraulice:

- nu permit realizarea unui raport de transmitere la valori mari,
- spargerea unei conducte duce la defectarea întregului sistem,
- are elasticitate la pătrunderea aerului în circuit care determină o scădere puternică a eficacității frânei,
- sensibil la temperatură (în special la temperaturi joase) cu randament scăzut.

La automobilele ușoare, sistemul de frânare de serviciu se realizează după una din schemele din figurile 4.44 și 4.45. La puntea din față se utilizează frâne cu saboți duplex sau servofrâne, iar la puntea din spate frâne cu saboți simplex (fig. 4.44 a).

La autoturisme, cea mai răspândită soluție este utilizarea frânelor disc deschise la puntea din față și frâne simplex la puntea din spate (fig. 4.44 b).



**Fig. 4.44** – Sistem de frânare hidraulic: a) frâne cu saboți pe ambele punți, b) frâne disc pe puntea din față și cu saboți pe puntea din spate.

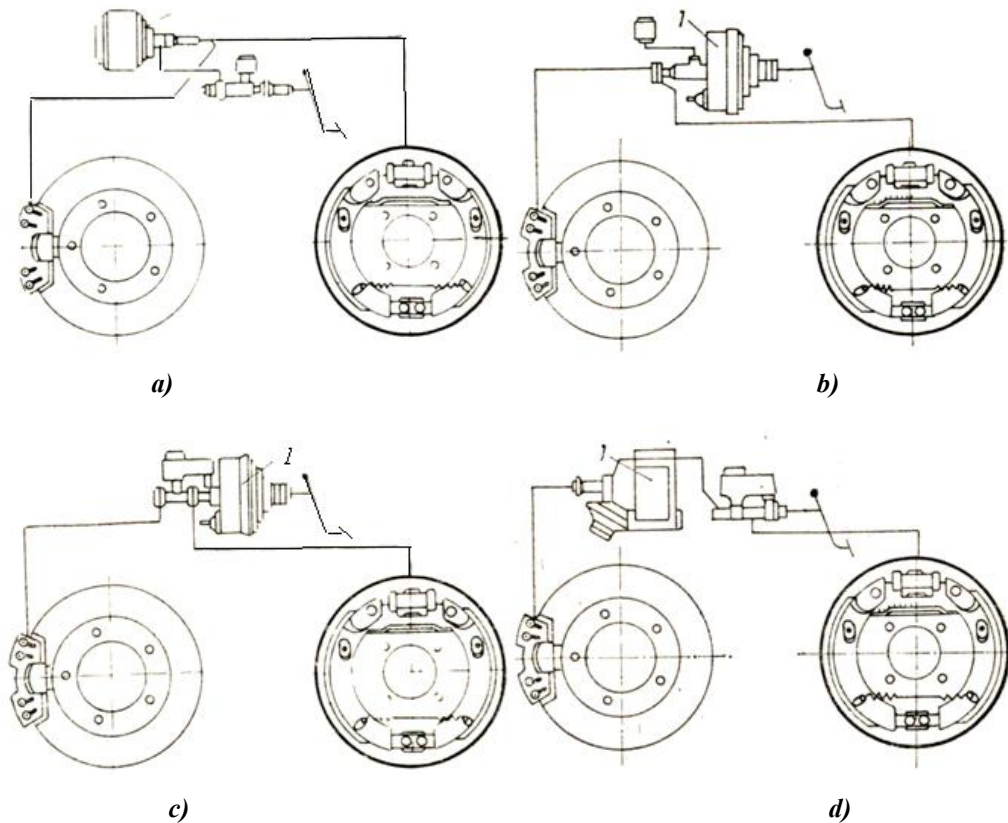
Sistemul de frânare hidraulic se compune din următoarele elemente constructive: 1 – pompă centrală, 2 – pedală, 3 – circuit față, 4 – circuit spate, 5 – frâna din față, 6 – frâna din spate.

În cazul autovehiculelor mai mari și autoturismelor din clasa mijlocie și mare se mai introduce suplimentar un servomecanism vacuumatic 1 în circuitul de frânare (figura 4.45) pentru a micșora forța aplicată la pedală. În cazul defectării servomecanismului vacuumatic, sistemul de frânare lucrează ca un sistem de frânare simplu.

Schemele din figura 4.45 b și c se utilizează în prezent mai mult datorită compactității construcției și a numărului redus de racorduri. În toate cazurile frânele punții din față, respectiv spate se acționează de circuite separate.

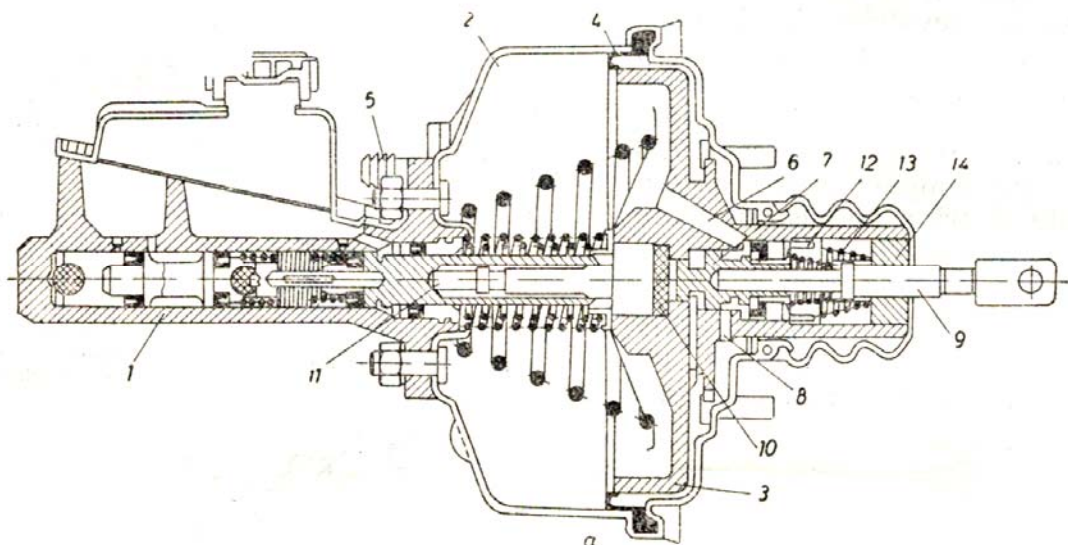
În figura 4.46 este reprezentată secțiunea printr-un *servomecanism vacuumatic* care se compune din cilindrul principal 1 (în cazul de față în tandem pentru cele două circuite) și o cameră vacuumică 2 împărțită în două prin pistonul 3 și membrana 4. Depresiunea de la colectorul vacuumatic se transmite prin țeava 5 la camera anterioară și de aici prin canalul 6 din corpul pistonului 3, pe lângă corpul supapei de reacție 7 (aflată în satre deschisă dacă nu se acționează pedala) și prin canalul 8, în camera posterioară.

Astfel, în stare neacționată, în ambele camere există aceeași depresiune, iar pistonul 3 se află, sub acțiunea unui arc de rapel, în poziția din dreapta. Acționând pedala de frână, efortul de comandă se transmite prin tija 9, corpul supapei de reacția 7, discul de reacție din cauciuc 10 și tija 11 către pistonul primar al cilindrului principal.



**Fig. 4.45** – Sistem de frânare hidraulic cu servomecanism: a) și d) cu acționare indirectă, b) și c) cu acționare directă.

Deplasarea spre stânga a corpului 7 face mai întâi ca garnitura 12, sub acțiunea arcului 13, să se așeze pe buzele din corpul pistonului, izolând astfel canalul 6 de canalul 8, apoi corpul 7, desprinzându-se de pe garnitură, permite ca, prin canalul 8, aerul sosit pe lângă tija 9 și prin filtrul 14, să pătrundă în camera posterioară a cilindrului 2. Sub efectul diferenței de presiune, pistonul 3 se va deplasa spre stânga, acționând tija 11 prin intermediul discului de reacție 10, măbind astfel forța din tijă. Sub acțiunea acestei forțe, discul 10 se va extinde, deplasând spre dreapta corpul 7 până la contactul cu garnitura 12, astfel încât depresiunea din camera posterioară se va anula într-o măsură proporțională cu efortul la pedală. Dacă efortul la pedală depășește valoarea stabilită, discul de reacție este readus la forma inițială, supapa de reacție este complet deschisă și în camera posterioară se stabilește presiunea atmosferică. În acest caz servomecanismul dezvoltă efortul maxim.



**Fig. 4.46** – Servomecanism vacuumatic.

În figura 4.47 se poate urmări funcționarea supapei de reacție pentru trei situații:

- I : pedala este neacționată,
- II: pedala este acționată cu un efort intermediar și menținută astfel,
- III: pedala este acționată cu efortul maxim.

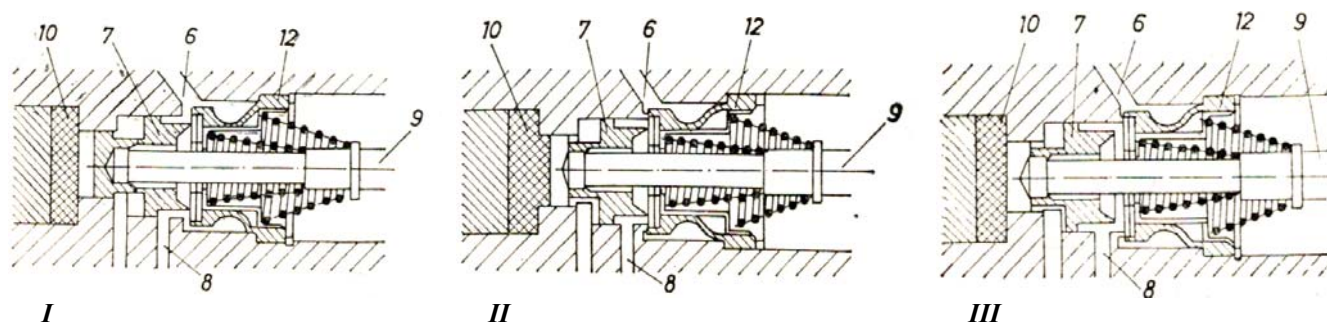


Fig. 4.47 – Funcționarea supapei de reacție la servomecanismul vacuumatic.

La servofrânele cu acționare indirectă (figura 4.45 a și d), modularea forței servomecanismului proporțional cu efortul la pedală se face cu ajutorul unei supape de reacție amplasată în afara transmisiei de forță de la pedală la pistonul principal și comandată de lichidul de frână, având presiunea dată de cilindrul principal sub efectul acționării pedalei de către conducătorul auto.

Deoarece depresiunea din colectorul de admisie depinde de regimul de lucru al motorului, pentru ca funcționarea servofrânei să fie mai uniformă se introduce, uneori, un rezervor de depresiune între colector și servofrână.

Frâna de staționare se execută cu o transmisie mecanică care poate acționa asupra saboților frânelor punții din spate.

În cazul autoturismelor cu transmisie hidrodinamică, frâna de staționare este suplimentată de un zăvor mecanic care blochează arborele cardanic al transmisiei centrale.

!) **Sistemele de acționare hidraulică** pot fi: cu un circuit simplu (figura 4.48) sau cu un circuit dublu (figura 4.50).

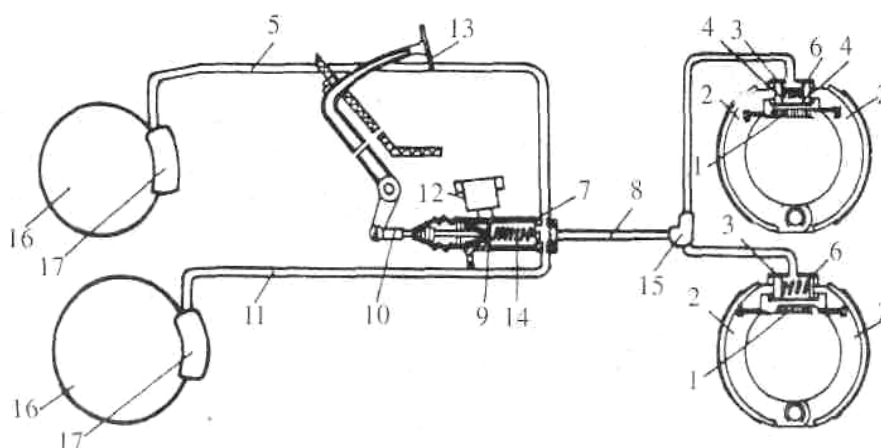


Fig. 4.48 – Schema sistemului de acționare hidraulică a frânelor cu un circuit simplu.

**Funcționarea frânei cu circuit simplu:** la apăsarea pedalei 13, se acționează pistonul 9 al pompei centrale 7, care va trimite lichidul prin conductele 5 și 11 la etrierele 17, și prin prin conducta 8 la limitatorul de presiune 15, de unde prin cele două ramificații ajunge la cilindrii receptori 6.

Jocul dintre tijă și piston se reglează prin modificarea lungimii tijei 10.

2) **Principalele elemente ale circuitului hidraulic de acționare al frânelor** sunt: pompa centrală, cilindrul receptor, conductele de legătură și lichidul de frână.



a) **Pompa centrală** este realizată sub forma unui cilindru principal hidraulic care asigură sursa de presiune pentru numărul  $d$  circuite de frânare și trebuie să răspundă următoarelor cerințe:

- timp mic de reacție,
- defrânare rapidă,
- să nu permită pătrunderea aerului în circuit și să nu existe pierderi de lichid hidraulic.

În figura 4.49 este reprezentată construcția pompei centrale pentru sistemele de frânare cu un singur circuit.

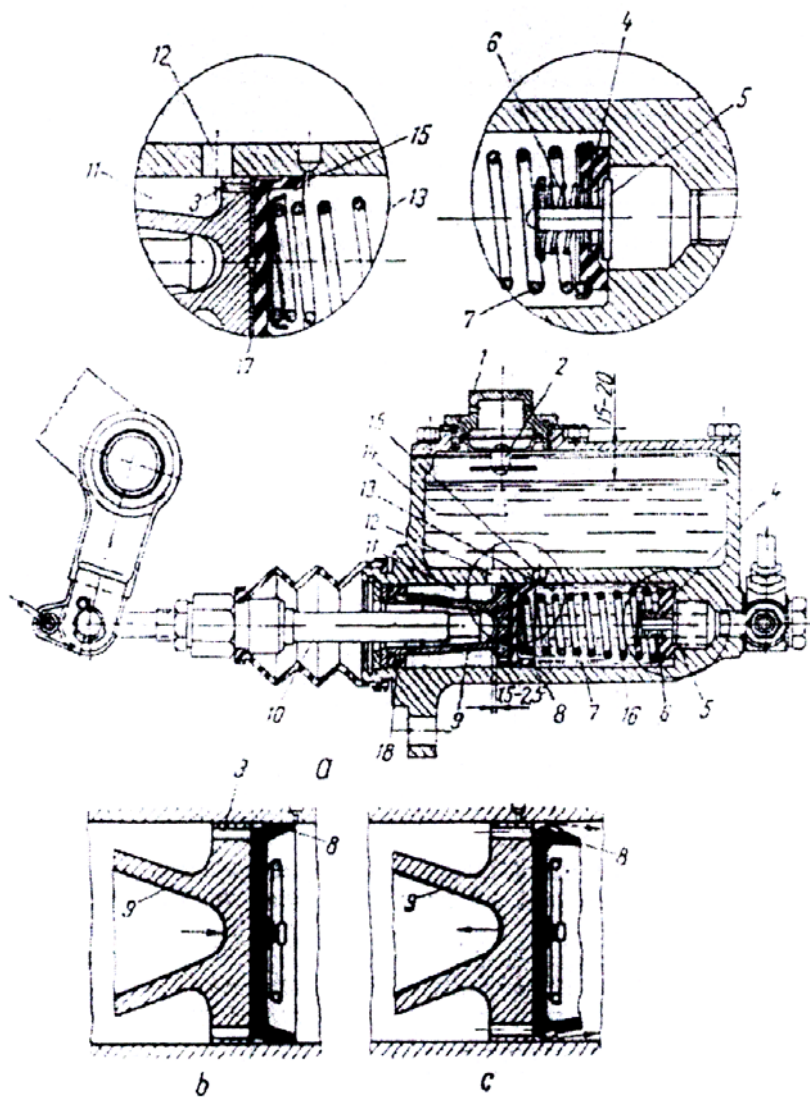


Fig. 4.49 – Pompă centrală cu un circuit.

Elementele componente ale pompei centrale cu un circuit (figura 4.49 a) sunt: 1 – dop cu orificii care comunică cu atmosfera, 2 – reflector care nu permite lichidului să ajungă al orificiile dopului, 3 – orificiile pistonului. Supapa dublă: 4 – supapă de reținere (compusă din inel de cauciuc și disc metalic) ce asigură întoarcerea lichidului în cilindrul de frânare și menținerea unei suprapresiuni de 0,6 ... 1 MPa ce realizează intrarea rapidă în acțiune a frânei și de asemenea nu permite pătrunderea aerului în instalație și respectiv 5 – supapă de evacuare care permite compensarea cantității de lichid din conducte, 6 – arc supapă evacuare, 7 – arc suapapă de reținere, 8 – garnitură, 9 – piston, 10 – tijă de acționare piston, 11 – cavitare, 12 – orificiu de comunicare cu rezervorul, 13 – cavitare 14 – rezervor compensator de lichid, 15 – orificiu de compensare, 16 – cilindru, 17 – arc lamelar.

Pentru frâna cu tambur, împiedecarea scurgerilor de lichid din instalație și a etanșeității cilindrului receptor se realizează prin alegerea convenabilă a garniturilor și arcului 7 care readuce pistonul în poziția inițială.

La frâna disc, nu mai poate fi asigurată suprapresiunea în conducte și de aceea în corpul supapei de evacuare se execută un orificiu calibrat care anulează complet suprapresiunea din conductă. Între tija de acționare și piston se asigură un joc de 1,5 ... 2,5 mm care determină deschiderea orificiului de compensare când frâna nu este acționată.

Pentru *acționarea hidraulică cu circuit dublu* pompa centrală are două pistoane 1 și 2, care împart cilindrul 9 în două compartimente 3 și 4. La compartimentul 3 este racordată conducta 5 a frânelor din față 8, iar la compartimentul 4 se racordează conducta 6 a frânelor din spate 7.

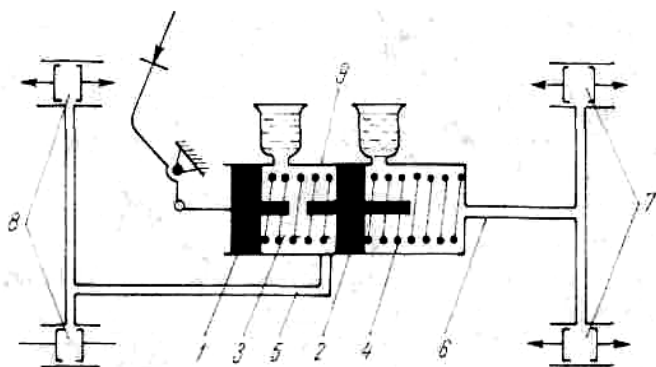


Fig. 4.50 – Sistem de acționare a frânelor cu dublu circuit.

În cazul când ambele circuite sunt în perfectă stare, pistonul 1 împinge lichidul din compartimentul 3 în conducta 5, deplasând, prin intermediul arcului 3, și pistonul 2 spre dreapta, care trimite lichidul din compartimentul 4, prin conducta 6, la cilindrii de frână.

În cazul când s-a spart conducta frânelor din față, lichidul acestui circuit se pierde, iar la frânare pistonul 1 acționează direct pistonul 2, circuitul frânelor din spate rămânând în funcțiune.

Defecțiunea unui circuit se observă prin mărirea cursei pedalei de acționare.

Construcția pompei centrale tandem pentru sisteme de frânare cu două circuite este reprezentată în figura 4.51 în care: 1 – piston pentru circuitul I, 2 – piston pentru circuitul II, 3 și 4 – tije, 5 – dispozitiv cu supape, 6 – perete despărțitor, 7 – cilindru principal, 8 – orificiile din piston.

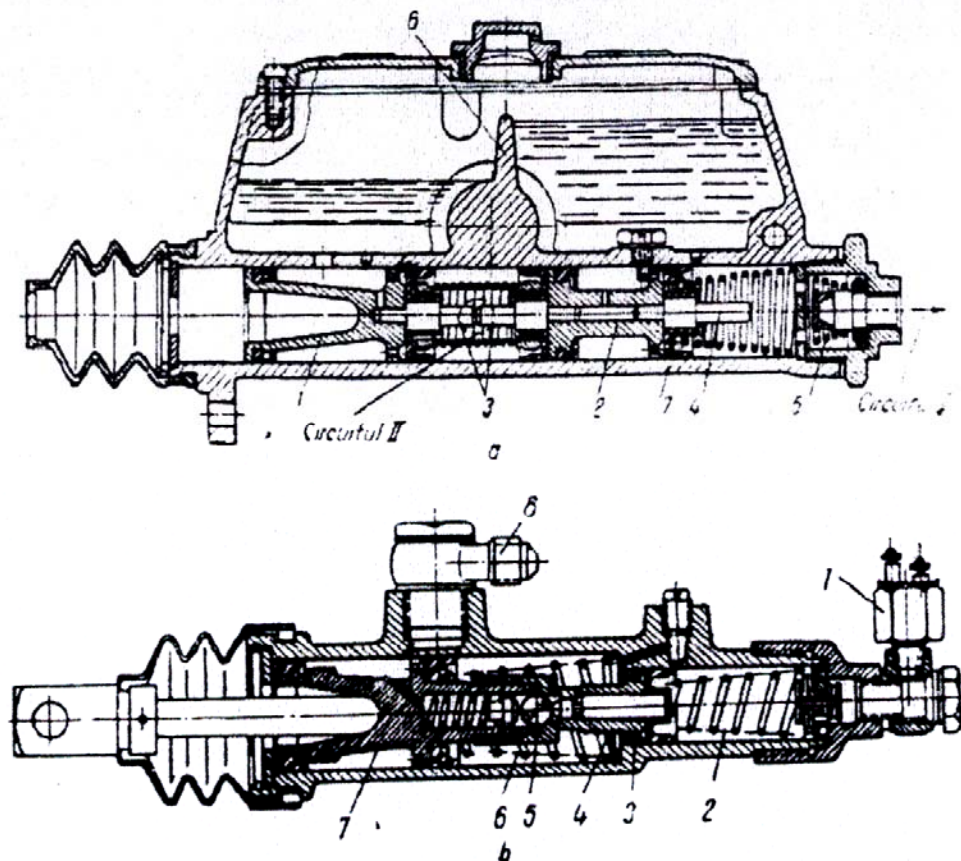


Fig. 4.51 – Pompă centrală cu două circuite.

Construcția cilindrului principal de al autoturismele Dacia este prezentată în figura 4.52 cu următoarele elemente componente: 1 – supapă reținere, 2 – corp, 3 – cilindru principal, 4 – piston, 5 – inel de siguranță, 6 și 7 – etanșări, 8 – cilindru compensare, 9 – arc, 10 – supapă evacuare.

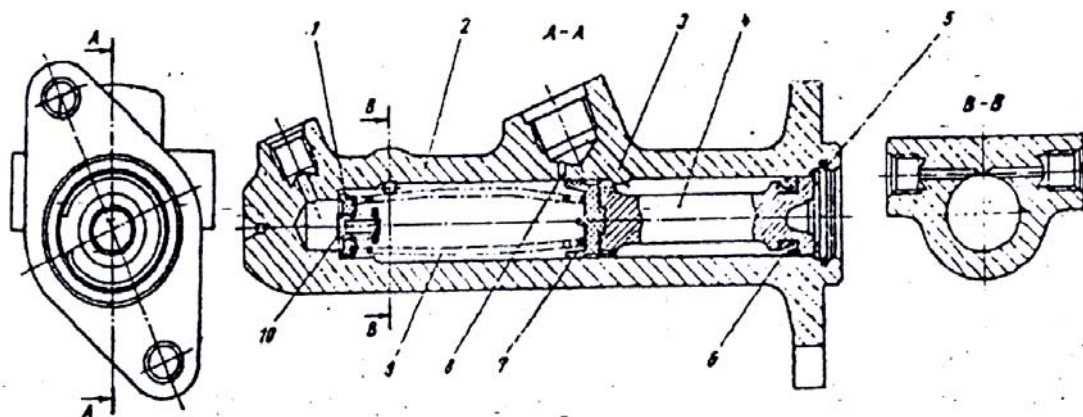


Fig. 4.52 – Cilindrul principal cu un singur circuit la autoturisme DACIA.

În figura 4.53 se prezintă etapele de funcționare a supapei duble din cilindrul principal:

- a) ambele supape sunt închise, frâna nefiind acționată,
- b) supapa de evacuare 2 este deschisă, pedala fiind acționată,
- c) supapa de reținere 1 este deschisă, pedala fiind eliberată.

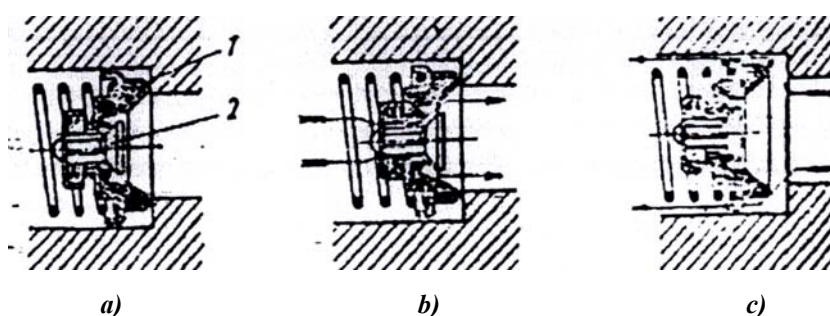


Fig. 4.53 – Funcționarea supapei duble din cilindrul principal.

**b) Cilindrul receptor** este un cilindru cu unul sau două pistonase, iar soluții constructive de cilindri receptori sunt reprezentate în figura 4.54 folosind notațiile: 1 – pistonas, 2 – garnitură de etanșare, 3 – manșetă de protecție, 4 – arc, 5 – piuliță de reglare, 6 – tijă filetată.

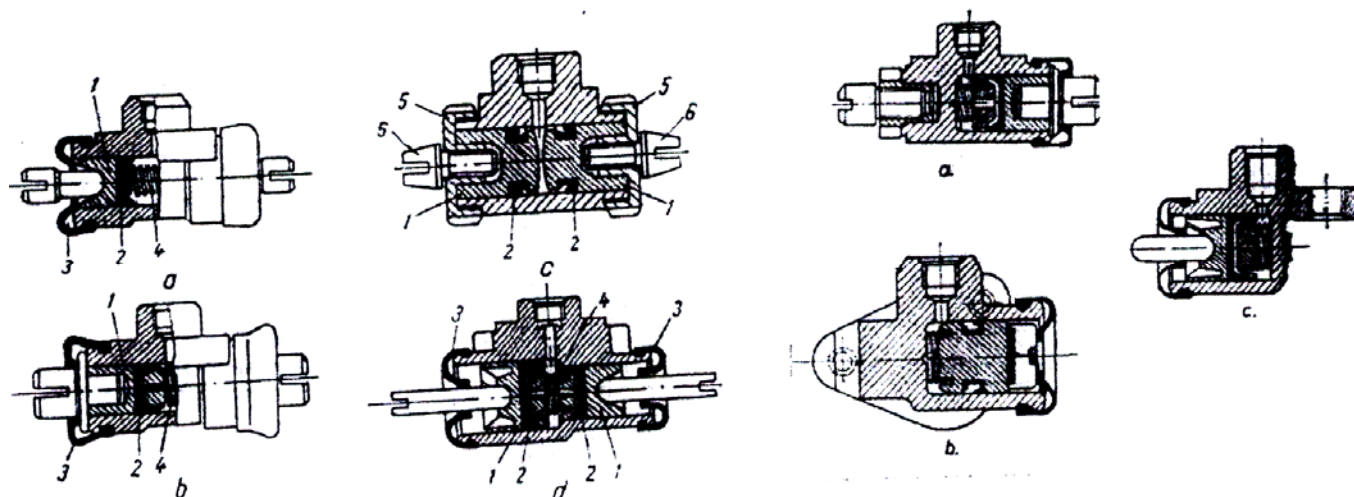


Fig. 4.54 – Tipuri constructive de cilindri receptori cu simplă și dublă acțiune.



Elementele constructive și funcționarea supapei de aerisire a cilindrului hidraulic sunt prezentate în figura 4.55.

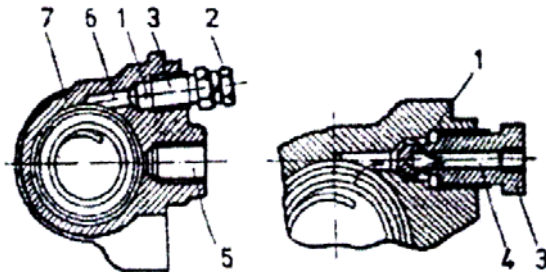


Fig. 4.55 – Construcția supapei de evacuare a aerului din circuitul hidraulic al cilindrului de frânare.

c) **Conductele de legătură** pot fi rigide sau elastice, fiind realizate din țevă de oțel, cupru sau alamă, iar cele elastice sub formă de furtun ramforsat pentru a rezista la presiunea din circuitul hidraulic.

d) **Lichidul de frână** trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- vâscozitate mică și variație redusă a vâscozității cu temperatura între  $-50^{\circ}\text{C}$  și  $+70^{\circ}\text{C}$ ,
- să fie neutru din punct de vedere chimic,
- să fie stabil chimic,
- să asigure ungerea,
- să aibă punct de fierbere ridicat.

Lichidul de frână este un amestec solvent puțin vâscos și ușor volatil, în amestec cu o substanță care asigură ungerea. Solventul poate fi alcool, acetonă, eter, iar ungerea este asigurată de ulei de ricin, glicerină sau uleiuri minerale.

3) **Calculul mecanismului de acționare hidraulică** pornește de la forța de acționare  $S$  a sabotului sau a plăcuței de ferodou.

Presiunea din cilindrul receptor este dată de relația:

$$p = \frac{S}{A_{\text{cilindru}}} = \frac{S}{\frac{\pi \cdot d_{\text{cilindru}}^2}{4}}$$

în care:  $p$  – presiunea lichidului din circuitul de frânare,  $S$  – forța de acționare,  $A_{\text{cilindru}}$  – aria secțiunii transversale a cilindrului receptor,  $d_{\text{cilindru}}$  – diametrul cilindrului receptor.

Pentru calcule se consideră raportul de transmitere al acționării hidraulice dat de relația:

$$i_a = S \cdot \frac{1}{i_p} \cdot \frac{1}{i_h} \cdot \frac{1}{\eta}$$

unde:  $i_p = 3,5 \dots 6$  – raportul de transmitere al pedalei de acționare a frânei,

$$i_h = \left( \frac{d_{\text{cilindru\_receptor}}}{d_{\text{cilindru\_principal\_pompa\_cădă}}} \right)^2 \text{ – raportul de transmitere hidraulic,}$$

$\eta = 0,9 \dots 0,95$  – randamentul mecanismului de acționare hidraulic.

Forța la pedală maximă admisibilă este  $F_{p\_max} = 500 \dots 800 \text{ N}$ .

Cursa pedalei de frână este de  $150 \dots 180 \text{ mm}$  (cursa pedalei până la frânarea completă este  $50 \dots 60\%$  din cursa totală maximă):

$$S_p = i_p \cdot \left( \frac{2 \cdot d_{r1}^2 \cdot x_1 + 2 \cdot d_{r2}^2 \cdot x_2}{d_p^2} + x_0 \right)$$

unde:  $d_{r1}$  și  $d_{r2}$  – diametrul cilindrului receptor,  $x_1$  și  $x_2$  – cursa pistonului cilindrului receptor,  $x_0$  – jocul între tija de acționare și pistonul cilindrului principal ( $x_0 = 1,5 \dots 2,5 \text{ mm}$ ).



$$x_{1,2} = \left( j + u + \delta_t + \frac{\delta_t}{2} \right) \cdot \frac{a + c}{a}$$

în care:  $\delta_t = 0,9$  mm – deformarea garniturii,  $j = 0,2 \dots 0,7$  mm – jocul radial mediu sabot–tambur,  $u = 0,3 \dots 0,5$  – uzura garniturii nituită,  $u = 0,8 \dots 0,9$  – uzura garniturii lipită.

#### 4.5.3. Acționarea hidraulică cu servomecanism

Pentru creșterea eficacității frânei se utilizează acționarea hidraulică cu servomecanism care asigură o mărire suplimentară a presiunii lichidului de frână în circuitul hidraulic.

*Avantajele* introducerii servomecanismului în acționarea hidraulică:

- scade cursa de acționare a pedalei de frână  $s_p = 40 \dots 50$  mm,
- se reduce la jumătate forța de apăsare a pedalei,
- comoditate în timpul utilizării frânei cu servomecanism.

În funcție de sursa energiei utilizate (modul de obținere al efectului de amplificare servo), mai răspândite sunt următoarele tipuri de servomecanisme:

1. servomecanismul cu depresiune (vacuumatic), care utilizează energia depresiunii create în colectorul de admisiune al motorului cu aprindere prin scânteie sau de o pompă de vacuum antrenată de motorul autovehiculului;

2. servomecanismul pneumatic, care utilizează energia aerului comprimat, debitat de un compresor antrenat de motorul autovehiculului,

3. servomecanism hidraulic care utilizează presiunea creată de o pompă antrenată de la motorul termic.

1) *Acționarea hidraulică cu servomecanism vacuumatic* prezentată în figura 4.56 a are următoarele elemente componente: 1 – pistonul servomecanismului, 2 – membrană, 3 – arc de readucere, 4 – tija împingătoare, 5 – supapa de reținere, 6 – filtru de aer, 7 – orificiu de punere la atmosferă, 8 – orificiu de depresiune, 9 – tijă de comandă, 10 – piston plonjor, 11 – disc de reacție, 12 – garnitura pistonului, 13 – garnitura tije împingătoare, 14 – corpul pompei centrale; A camera vacuumatică, B camera de aer.

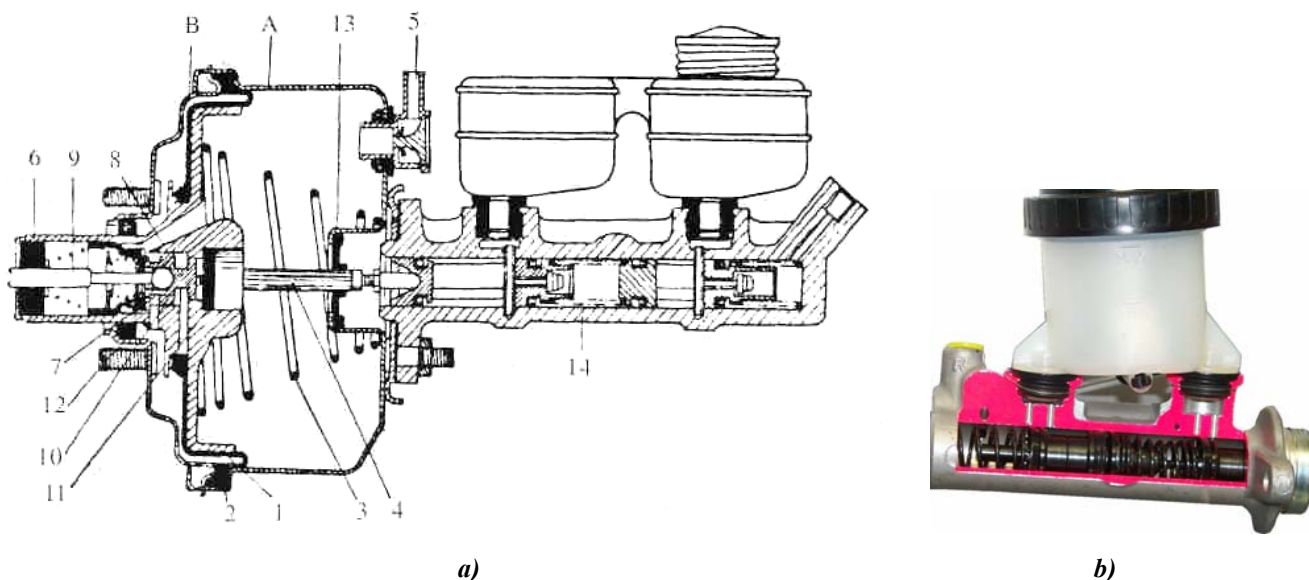


Fig. 4.56 – Acționarea hidraulică cu servomecanism vacuumatic.

Servomecanismul (figura 4.56 b) este intercalat între pedala de frână și pompa centrală simplă sau în tandem, iar funcționarea acestuia are următoarele faze prezentate în figura 4.57:

1. poziția de repaus,
2. poziția de frânare

3. poziția de menținere
4. poziția de frânare maximă
5. revenirea în poziția de repaus.

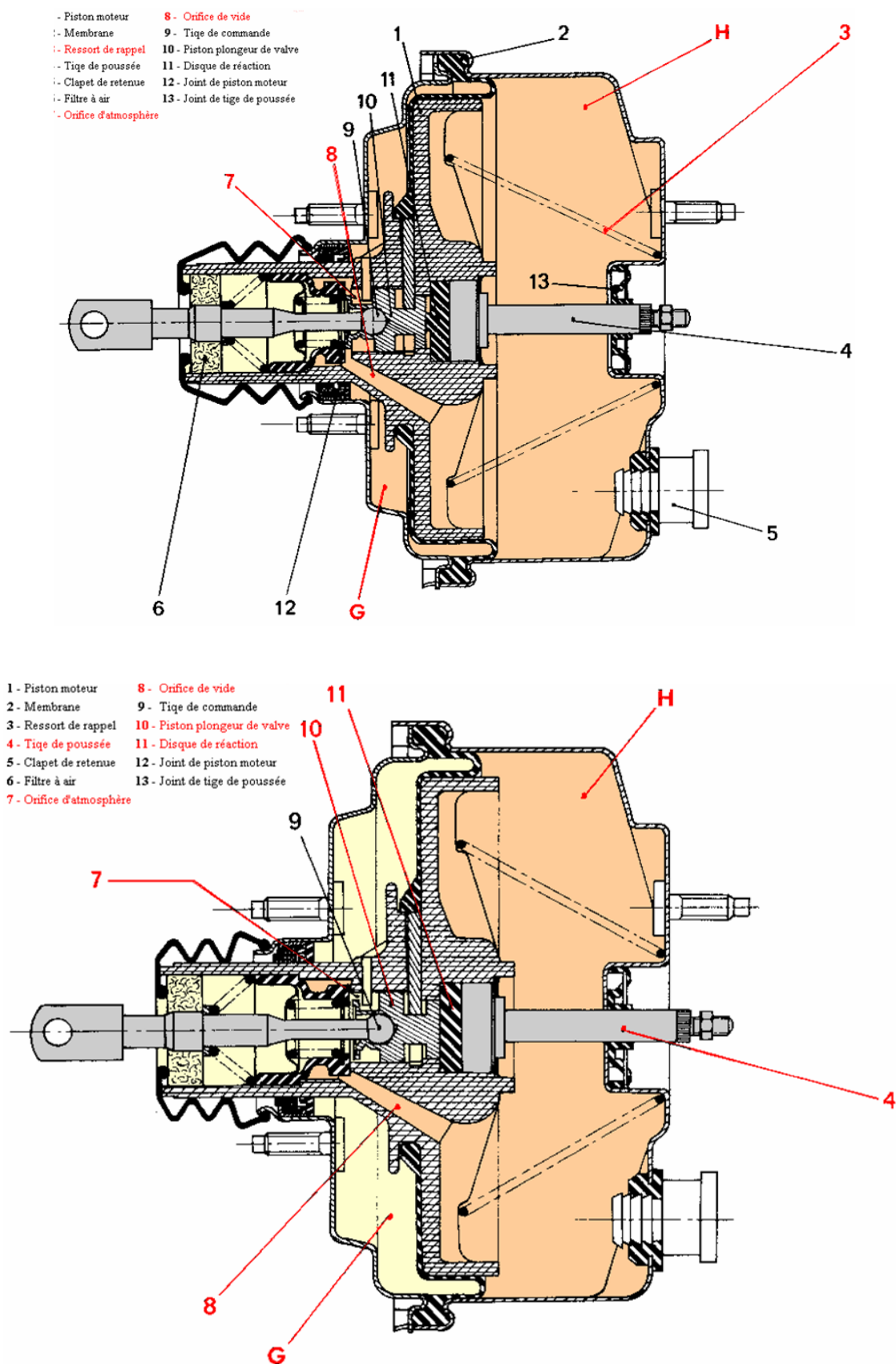


Fig. 4.57 – Fazele funcționării servomecanismului vacuumatic.

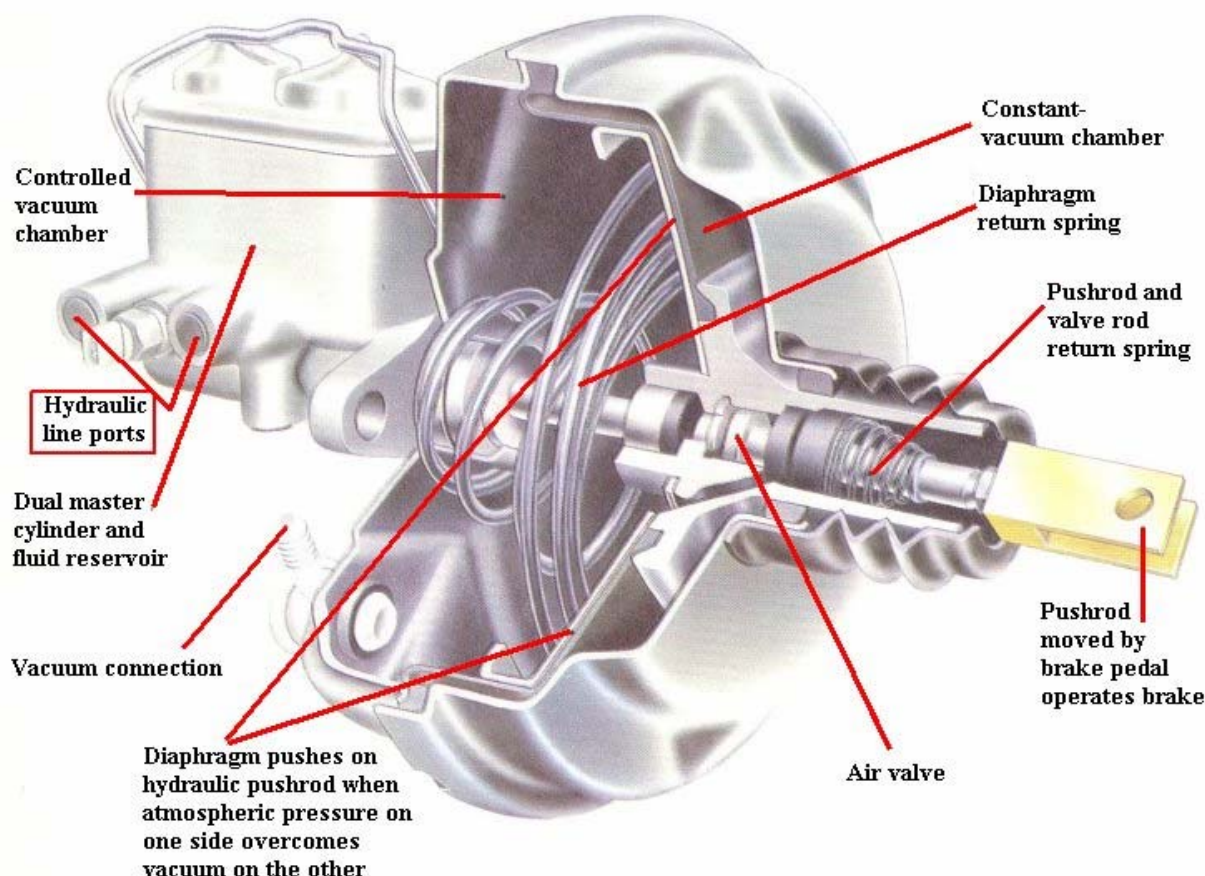
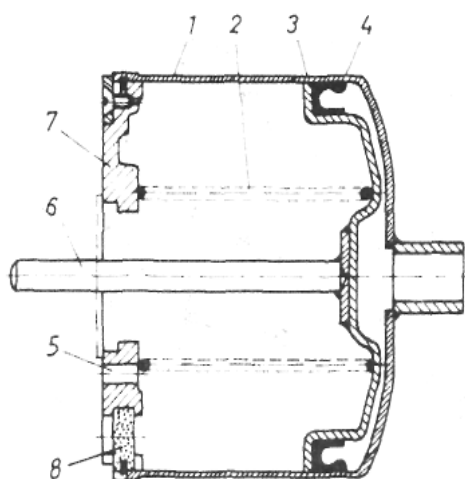


Fig. 4.58 – Construcția servomecanismului vacuumatic.

## 2) Acționarea hidraulică cu servomecanism pneumatic

Servomecanismele pneumatice se utilizează, mai ales, la autocamioanele și autobuzele prevăzute cu o sursă de aer comprimat, fie pentru frânarea remorcilor, fie pentru deschiderea ușilor.



Cilindrul de frână pneumatic 1 (servomecanismul pneumatic), care, prin flanșa 7 și locașurile 5, se fixează de pompa centrală, formând servomecanismul hidropneumatic.

La frânare, prin intermediul aerului comprimat, pistonul 3 este împins și tija 6 acționează asupra pistonului pompei centrale hidraulice.

La defrânare, arcul de readucere 2 împinge pistonul 3 cu garnitura 4 în poziția inițială și eliberează pistonul pompei centrale hidraulice.

Fig. 4.59 – Schema constructivă a servomecanismului pneumatic.

### 4.5.4. Acționarea pneumatică a frânelor

Acționarea pneumatică utilizează pentru frânare energia aerului comprimat. Mecanismul de acționare pneumatică este utilizat la frânarea autocamioanelor grele, cu sau fără remorcă, precum și la autobuze unde sunt necesare forțe de frânare mari. Forța la pedală aplicată de conducător este folosită numai pentru comanda mecanismului de frânare și reglarea intensității forței de frânare prin cantitatea de aer comprimat ce se introduce în aparatele de lucru.

Un *dezavantaj* mare al acționării pneumatice față de acționarea hidraulică constă în necesitatea unui timp mai îndelungat până la atingerea presiunii de regim în camerele (cilindrii) de frână.

Mecanismul de frânare pneumatic poate fi: *cu o conductă* (când mai întâi este frânată remorca și apoi autovehiculul) și *cu două sau mai multe conducte* (una este pentru alimentarea rezervorului, iar cealaltă pentru remorcă).

Utilizarea mecanismului de acționare cu mai multe conducte a frânelor la autovehicule oferă următoarele *avantaje*:

- alimentarea permanentă a rezervorului de aer comprimat al remorcii, ceea ce asigură frânarea și la coborârea pantelor lungi,
- micșorarea capacității cilindrilor de aer comprimat,
- timp de reacție redus, prin montarea unui robinet releu de acționare înainte de remorcă,
- funcționarea la presiuni ridicate 7,5 barri care reduc dimensiunile cilindrilor de frână.

Schemele tipice ale dispozitivelor de frânare cu transmisie pneumatică utilizate în construcția de autovehicule sunt reprezentate în figurile 4.60 – 4. care se diferențiază prin numărul de conducte ce servesc la frânarea remorcilor.

În figura 4.60 este reprezentat un *dispozitiv de frânare pneumatică cu o conductă*.

Aerul atmosferic, comprimat de compresorul 1, trece prin regulatorul de presiune 2, prevăzut cu un filtru de aer și un racord pentru umflarea pneurilor autovehiculului, prin aparatul antigel 3, în rezervoarele de aer comprimat 4. Cel de-al doilea rezervor al dispozitivului de frânare este legat de conducta de alimentare prin intermediul robinetului de transfer 19, care are rolul de a nu permite umplerea lui cu aer comprimat decât după ce presiunea aerului din primul rezervor a atins valoarea de lucru, astfel încât timpul necesar pentru punerea în stare de lucru a dispozitivului de frânare al unui autovehicul ce a staționat un timp îndelungat să fie cât mai redus. Alimentarea cu aer comprimat a rezervoarelor de pe remorcă se realizează prin intermediul semicuplei de legătură 16 și prin conducta de legătură cu remorca.

Când presiunea aerului din rezervoare a atins valoarea prescrisă, regulatorul de presiune 3 întrerupe debitarea de aer de la compresorul 1.

De la rezervoare, aerul comprimat trece la robinetul distribuitor 5 și la robinetul 8 pentru frânarea remorcii.

Prin apăsarea pedalei de frână, conducătorul permite aerului comprimat să pătrundă în cilindrii de frână 11 care acționează elementele de comandă a frânelor și, prin intermediul robinetului de frânare 8 a remorcii, se comandă evacuarea aerului din conducta de legătură realizând astfel frânarea remorcii, timp în care se întrerupe alimentarea cu aer comprimat a rezervoarelor de pe remorcă.

Pentru frânarea de staționare sau de siguranță se acționează maneta 6 care comandă (prin transmisie mecanică) frânarea autovehiculului tractor, iar prin intermediul robinetului 8 comandă golirea de aer comprimat a conductei de legătură 12 și frânarea remorcii.

Dacă autovehiculul nu tractează o remorcă, conducta de alimentare se închide înaintea semicuplei 16 cu robinetul de închidere 15.

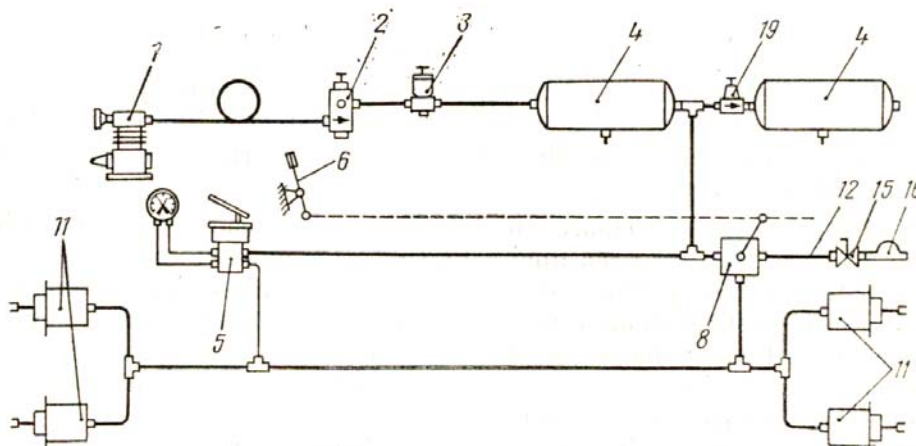


Fig. 4.60 – Dispozitiv de frânare pneumatică cu o conductă.



La dispozitivul de frânare cu transmisie pneumatică cu două conducte prezentat în figura 4.61 a robinetul distribuitor 5 comandă frânarea autovehiculului tractor și a remorcii legată prin două conducte. Una din conducte 13 este de alimentare cu aer comprimat a rezervorului de pe remorcă. Spre deosebire de cazul anterior, comanda frânării se face prin umplerea sau golirea conductei de comandă folosind robinetul-relev 9 care are rolul de a asigura ca frânarea remorcii să se facă cu aer comprimat din conducta 13, accelerând umplerea conductei 14 (prin efect de releu) și de a izola circuitul pneumatic de pe autovehiculul tractor de del al remorcii. Robinetul de siguranță 20 servește la izolarea conductei de alimentare 13 dacă presiunea aerului din circuitul autovehiculului tractor scade sub 0,45 MPa.

Frânarea de siguranță se realizează cu robinetul 7 dispus pe coloana volanului și acționat manual prin robinetul cu două căi 21.

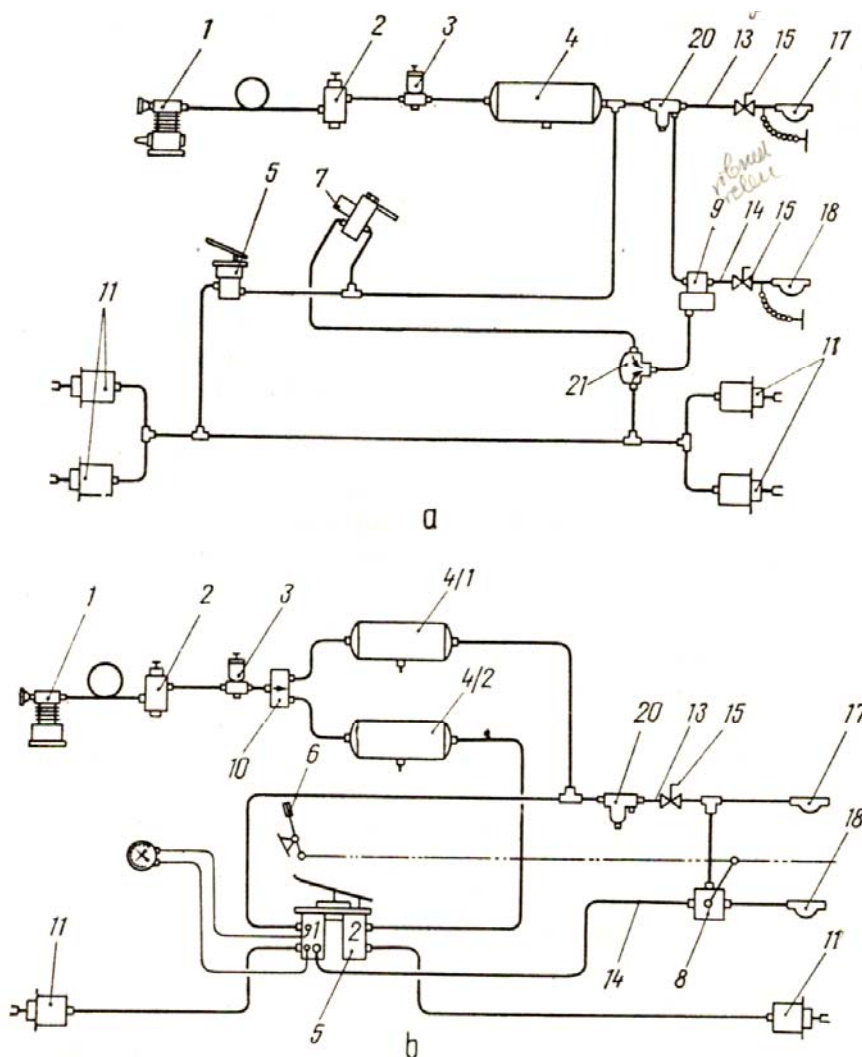


Fig. 4.61 – Dispozitiv de frânare cu transmisie pneumatică cu două conducte.

Dispozitivul de frânare cu două conducte și două circuite (figura 4.61 b) este alimentat la rezervoare separate 4/1 și 4/2 de la compresor prin robinetul uniservo cu două căi 10. Robinetul distribuitor 5 constă în două robinete simple ce pot fi acționate concomitent de către pedala de frână prin intermediul unui levier egalizator. Comanda frânei de staționare se face de la o manetă, direct prin robinetul 8.

În figura 4.62 este prezentat dispozitivul de frânare de tipul cu una sau două conducte realizând așa numitele scheme „1+2”.

Prin introducerea robinetului 22 se asigură comanda de la o manetă a frânării remorcii în varianta cu două conducte, în afara frânării oferită de robinetul 7.

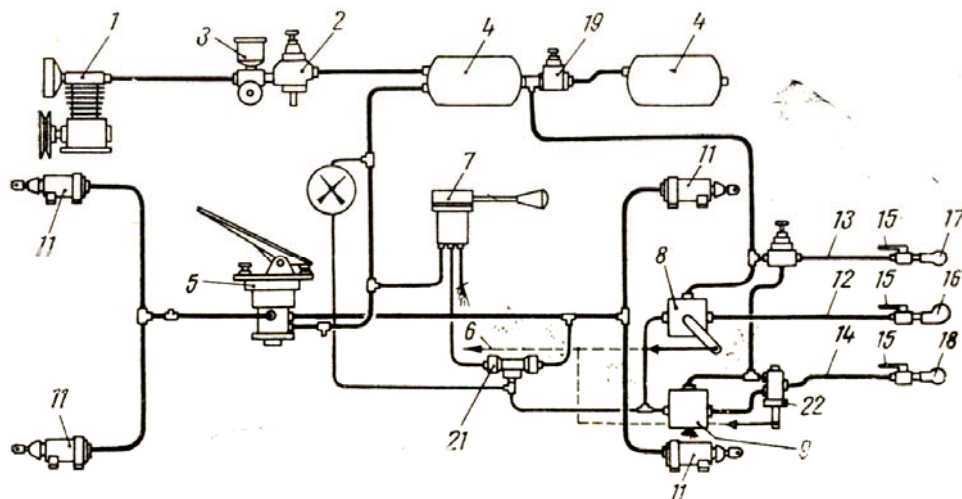
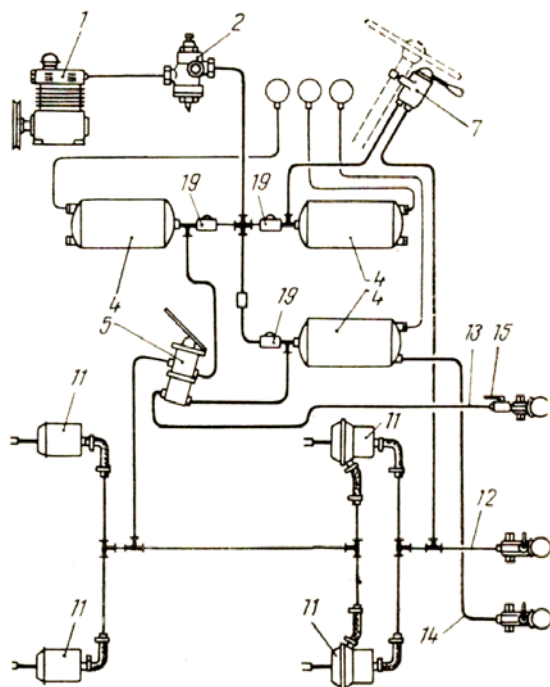


Fig. 4.62 – Dispozitiv de frânare de tip „1+2”.



La autovehicule de capacitate mare și foarte mare se utilizează dispozitive de frânare cu trei conducte (figura 4.63).

Conductele 13 și 14 au același rol ca și în cazul dispozitivului prezentat în figura 4.61, iar conducta 12 servește exclusiv la frânarea de staționare sau de siguranță.

Prin robinetul 5 de tipul în tandem se comandă frânarea de serviciu atât a autovehiculului tractor cât și remorcii.

Cilindrii de frână 11 de la roțile din spate sunt și ei de tipul în tandem și pot fi acționați atât de robinetul 5 (frânarea de serviciu) cât și robinetul 7 (frânarea de siguranță).

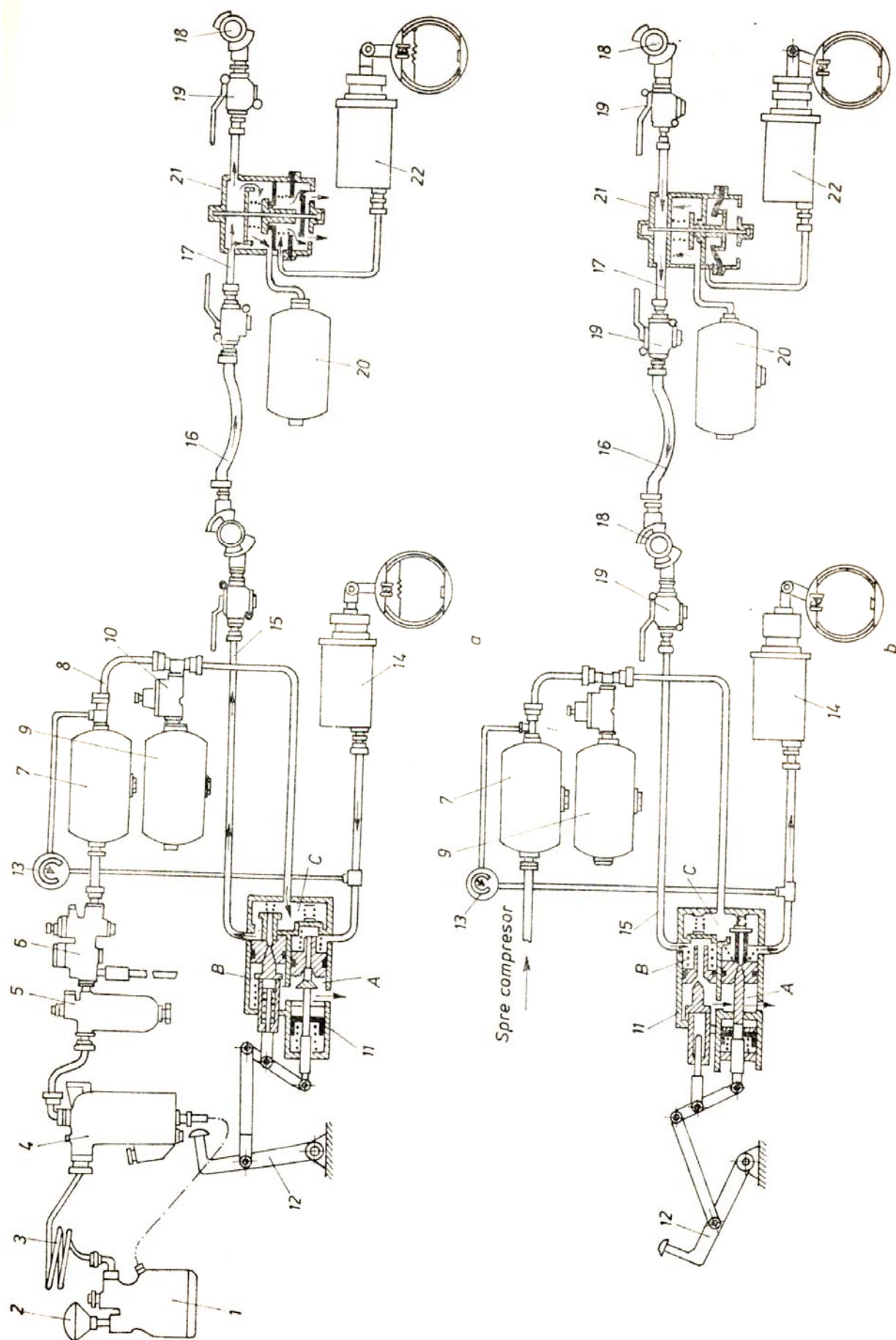
Fig. 4.63 – Dispozitiv de frânare pneumatic cu trei conducte.

În figura 4.64 este reprezentată schema de principiu a sistemului de frânare pneumatic cu un circuit și o conductă pentru frâna de la remorcă.

Sistemul este compus din compresorul 1 care refulează aerul aspirat prin filtrul 2 în conducta 3, separatorul de ulei 4, robinetul de umflare a pneurilor 5, regulatorul de presiune 6, în rezervorul de aer 7, iar existența aerului în rezervoare este semnalată de manometrul 13.

Când rezervorul 7 a ajuns la presiunea nominală, supapa de transfer (trecere) 10 permite umplerea și celui de-al doilea rezervor 9. De asemenea, aerul comprimat trece prin camera C a robinetului central de comandă, conducta 15, cuplajul de legătură 16 la conducta 17 a remorcii unde umple rezervorul 20 al acesteia.

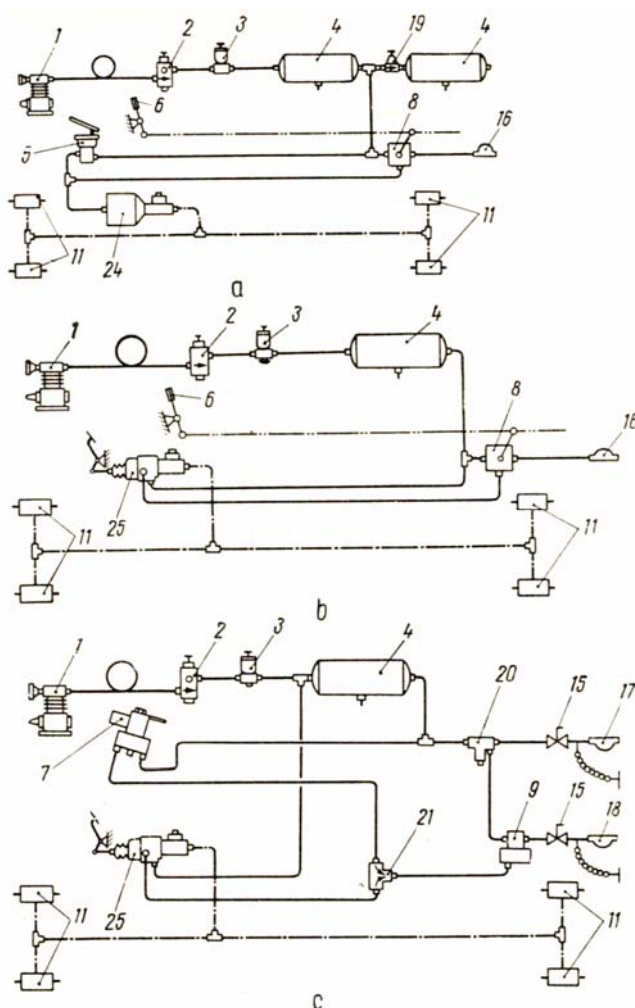
La apăsarea pedalei 12 (figura 4.64 b) se face legătura între camera B a robinetului central de comandă și conducta 15, astfel încât conducta remorcii se golește. Ca urmare, robinetul invers 21 face legătura între camerele de frână 22 ale remorcii și rezervorul 20, producând frânarea. Totodată, se închide în partea de jos a robinetului 11, legătura dintre camera A și camerele de frână 14 ale autovehiculului, astfel încât aerul comprimat va acționa frânele.



**Fig. 4.64** – Sistem de frânare pneumatic la autovehicule cu remorcă.

#### 4.5.5. Sisteme de frânare hibride

În construcția sistemelor de acționare ale frânelor la autovehicule se pot include și câte două modalități de comandă: pneumatică și hidraulică, mecanică și electrică, hidraulică și electrică.



1) **Mecanismul de acționare pneumo-hidraulic** utilizează pentru realizarea forței de acționare atât forța aerului comprimat cât și presiunea hidraulică creată în cilindrii receptori, fiind în mod obișnuit, frână hidraulică pe puntea din față și frână pneumatică pe puntea din spate și remorcă.

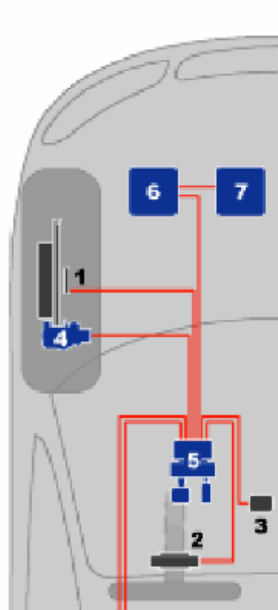
Schemele de realizare a transmisiilor pneumo-hidraulice sunt reprezentate în figura 4.65.

Construcția cea mai tipică (figura 4.65 a) conține o secțiune pneumatică prin care se comandă frânarea remorcii și un cilindru pneumatic 24 care acționează, printr-o tijă, cilindrul principal al secțiunii hidraulice, corespunzătoare frânelor autovehiculului tractor.

La soluțiile constructive din figurile 4.65 b și c prin pedala de frână se acționează nemijlocit cilindrul principal hidraulic concomitent cu o servofrână 25 prin intermediul căreia se comandă și frânele remorcii.

Fig. 4.65 – Sistem de frânare pneumo-hidraulic.

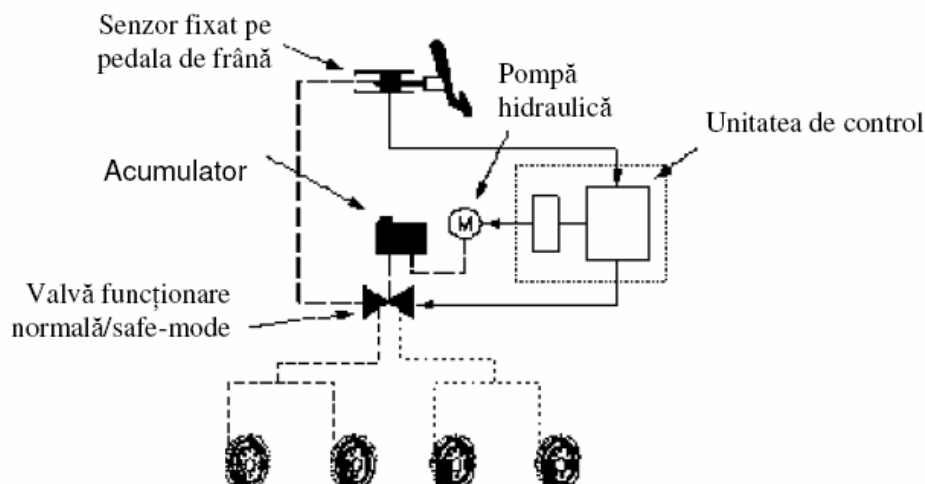
#### 2) Sistem electromecanic de frânare



- 1 – sensor de viteză fixat pe roată
- 2 – senzor de detecție a unghiului volanului
- 3 – accelerometru
- 4 – frână electromecanică
- 5 – modul de comandă a actuatorului frânei electromecanice
- 6 – baterie de alimentare
- 7 – sistem starter - alternator



### 3) Sistem electrohidraulic de frânare



Pentru autovehicule grele se utilizează următoarele tipuri de sisteme de frânare de serviciu:

- frâna cu saboți cu acționare pneumatică,
- frâna cu saboți cu acționare pneumo–hidraulică,
- servofrâne cu disc cu acționare pneumo–hidraulică.

#### 4.6. Elemente specifice de siguranță activă a sistemelor de frânare

Mărirea siguranței active a autovehiculelor se obține prin perfecționarea constructivă a sistemelor de frânare care are ca scop:

- sporirea fiabilității,
- creșterea eficacității frânelor ca urmare a repartizării forței de frânare pe punți funcție de sarcina dinamică,
- aplicarea dispozitivelor antiblocare cu comandă electronică care mențin manevrabilitatea și stabilitatea mișcării autovehiculului pe durata procesului de frânare chiar și în curbe, dacă viteza de deplasare nu depășește viteza critică a curbei.

##### 1) Mărirea fiabilității sistemelor de frânare

Fiabilitatea sistemelor de frânare poate crește prin utilizarea unui număr sporit de circuite și alegerea unei repartiții a roților pe circuitele de frânare care să micșoreze cât mai puțin stabilitatea mișcării după defectarea unui circuit.

Principalele *scheme de așezare a circuitelor de frânare* sunt reprezentate în figura 4.66:

- a) sistem de frânare clasic cu două circuite pentru roțile punții din față, respectiv spate,
- b) sistem de frânare cu două circuite cu roțile legate în diagonală (avantajos la autovehicule cu diferențe mari între sarcinile pe cele două punți),
- c) sistem de frânare pe patru, respectiv două roți (frânele roților din față trebuie să aibă doi cilindri receptori, iar unul din circuite acționează numai jumătate din cilindrii frânei din față),
- d) sistem cu două circuite de frânare „dublu L” fiecare circuit de frânare acționează pe jumătate din cilindrii frânelor din față și pe o frână din spate,
- e) sistem de frânare dublu (fiecare circuit acționează jumătate din cilindrii de frână de la fiecare roată),
- f) sistem de acționare cu trei circuite.

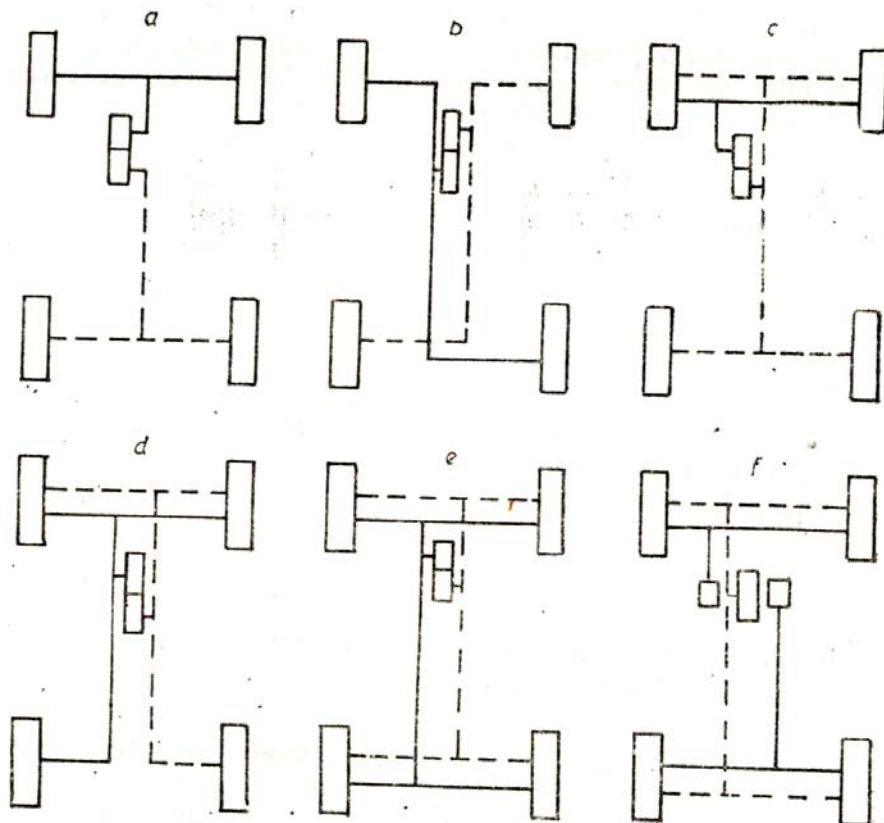


Fig. 4.66 – Sisteme de frânare cu mai multe circuite.

## 2) Dispozitive de repartizare a forței de frânare

Pentru cazul soluției standard sau „totul în față”, puntea din spate este relativ puțin încărcată static, la care, în timpul frânării, se adaugă descărcarea dinamică, astfel încât forțele dinamice nu se mai repartizează optim la diferitele regimuri de încărcare și frânare. De aceea, pentru optimizarea repartiției forței de frânare între punți se utilizează un dispozitiv 1 de modulare a presiunii în circuitul frânei din spate montat între puntea din spate 2 și caroseria 3 a autovehiculului (figura 4.67).

Traductorul de sarcină este suspensia punții din spate. În cazul suspensiilor pneumatice sau hidropneumatice cu reglare de nivel, se utilizează ca mărime de intrare pentru circuitul de reglare chiar presiunea din arcuri.

Deoarece în procesul de reglare a presiunii nu trebuie folosite săgețile extreme ale suspensiei provocate de șocurile dinamice accidentale, cursa punții din spate se împarte în trei zone:

- spațiul A corespunde cu săgeata maximă inferioară,
- spațiul B este cursa de reglare efectivă,
- spațiul C corespunde săgeata maximă superioară.

Construcția dispozitivului este reprezentată în figura 4.63 a și se compune dintr-o parte mecanică și una hidraulică. Partea mecanică are două grupuri de arcuri 1 (compensează spațiile A și C) și 2 (execută reglajul presiunii de la frânele din spate pe porțiunea B). Partea hidraulică are pistonul dublu 3, montat pe corpul 7. Pistonul este prevăzut cu supapa 6 care se deschide mai mult sau mai puțin. Conducta principală se leagă la racordul 4, iar conducta frânelor din spate la racordul 5.

Funcția de reglare rezultă din figura 4.63 b în care s-au notat:  $A_1$  și  $A_2$  ariile suprafețelor pistonului,  $K = c \cdot f$  forța, rigiditatea și săgeata arcurilor,  $p_p$  și  $p_s$  presiunea principală și presiunea din frâna spate înainte de reglare (supapa 6 este deschisă) se poate scrie inegalitatea:

$$p_p \cdot (A_2 - A_1) + K > p_s \cdot A_2$$

După începerea frânării forța  $K$  scade, datorită scăderii sarcinii dinamice pe puntea din spate, moment în care începe procesul de reglare, iar pistonul se află în echilibru labil, adică:

$$p_p \cdot (A_2 - A_1) + c \cdot f = p_s \cdot A_2$$

de unde rezultă:

$$p_s = p_p \cdot \frac{A_2 - A_1}{A_2} + \frac{c}{A_2} \cdot f = k_1 \cdot p + k_2 \cdot f$$

în care  $f$  săgeata de prestrângere a arcurilor 2. Cu cât puntea din spate se descarcă mai mult, cu atât scade săgeata  $f$  și deci și presiunea din sistemul de frânare.

La unele construcții de autoturisme (ex. Dacia 1300), reglarea presiunii din frânele din spate este înlocuită cu o limitare a presiunii din frâna din spate. Limitatorul de presiune este comandat tot de săgeata arcului suspensiei din spate.

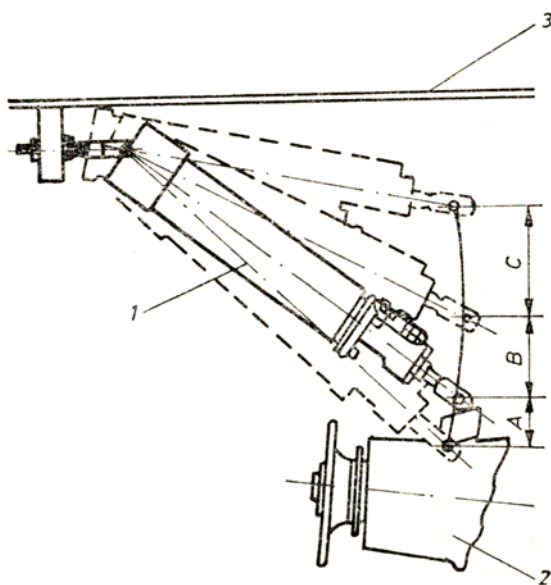


Fig. 4.67 – Amplasarea dispozitivului de repartizare a forței de frânare.

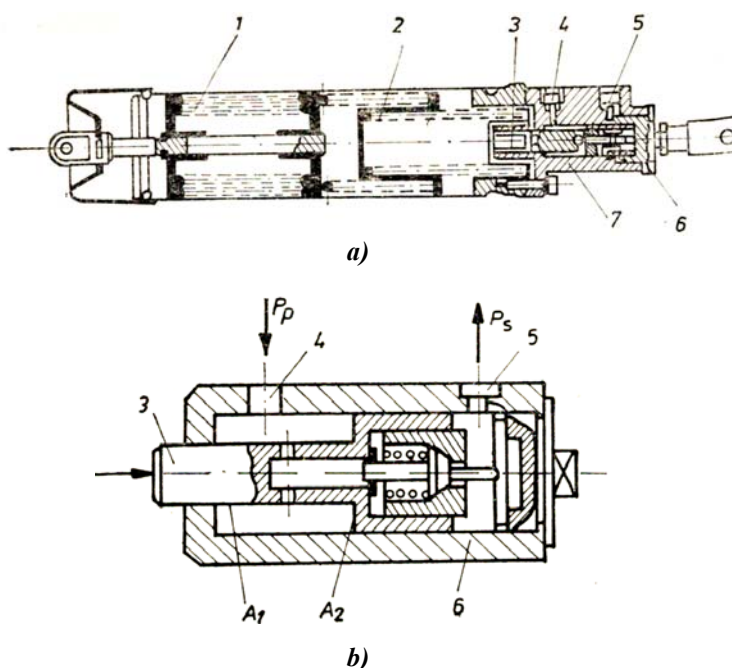


Fig. 4.68 – Schema mecanismului de reglare a forței de frânare.

### 3) Dispozitive antiblocare

Reglarea presiunii din frâne, pentru evitarea blocării roții, se face în funcție de decelerația unghiulară a roții autovehiculului și în funcție de viteză. Sistemul funcționează mulțumitor pe drumuri cu coeficienți de aderență uniformi, dar întâmpină greutăți la variații ale coeficientului de aderență pe punți sau la roțile unei părți a autovehiculului. Reglajul optim se obține numai la anumiți coeficienți de aderență selectați inițial.

Dispozitivele de antiblocare cu comandă electronică digitală au regimurile de funcționare dirijate cu un microprocesor cu circuite integrate.

Principalele condiții impuse acestor dispozitive sunt:

- să asigure, în timpul procesului de frânare, stabilitatea și manevrabilitatea autovehiculului, atât pe drum drept cât și în curbă,
- creșterea momentului de girație să fie lentă, astfel încât să poată fi compensată prin manevrare de volan,
- reglarea frânării să se adapteze rapid la schimbările de aderență ale căii de rulare,
- reglarea forței de frânare să fie sensibilă la influența mărimii momentelor de inerție reduse la roți la hestereza frânei,
- să nu provoace vibrații la punți, suspensie, etc.

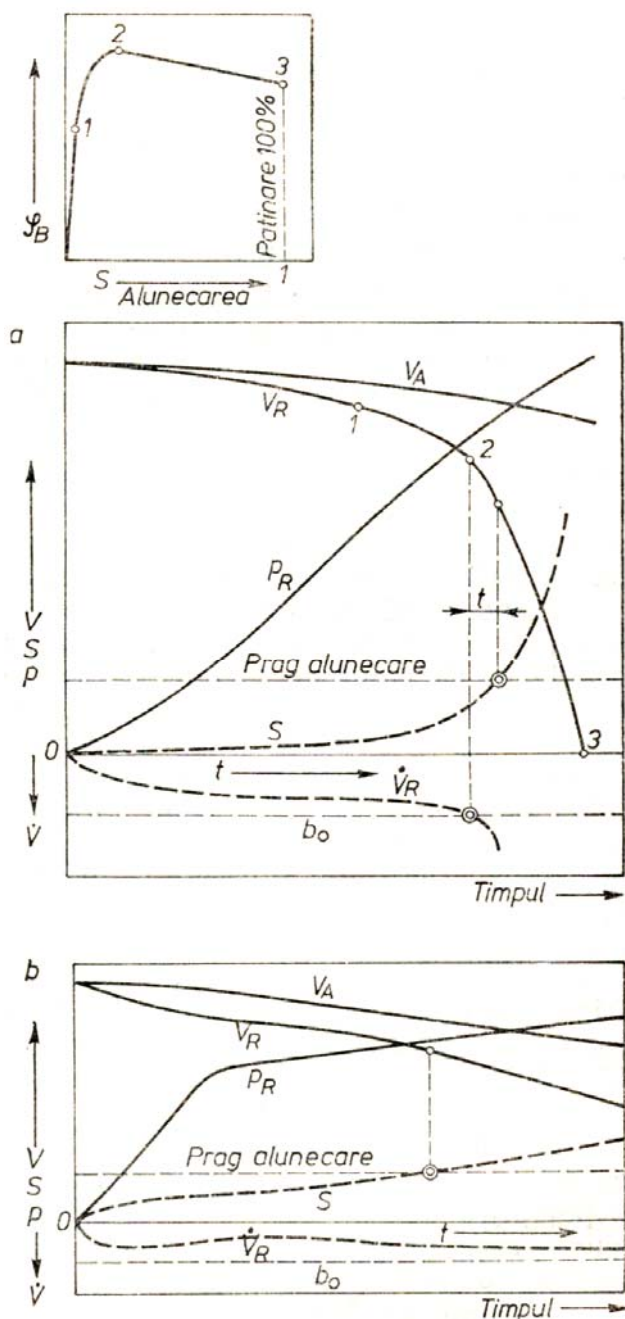


Fig. 4.69 – Variația parametrilor procesului de frânare.

Principiul de reglare a forței de frânare rezultă din diagramele prezentate în figura 4.69 care reprezintă variația vitezei autovehiculului  $V_A$ , a vitezei periferice a roții  $V_R$ , a presiunii din pompa centrală, a patinării  $S$  și a decelerației roții  $V_B$  în funcție de timp.

Punctele 1, 2 și 3 sunt definite pe caracteristica  $\varphi = f(S)$ .

În figura 4.69 a sunt reprezentate mărimile menționate pentru cazul unei frânări intense a unei roți care nu este roată motoare, iar în figura 4.69 b pentru cazul frânării lente a roții motoare cuplate într-o treaptă inferioară.

Pentru reglarea forței de frânare eficiente, dar fără blocare, se impune ca decelerația unghiulară a roții să nu depășească o valoare limită  $b_0$  și se fixează un prag  $S_{1,2}$  pentru patinare.

La frânarea intensă a roții în zona stabilă a coeficientului de aderență, decelerația  $V_B$  are o valoare ușor crescătoare care depășește pragul după maximum coeficientului de aderență  $\varphi$ , iar după o întârziere  $t$  depășește și patinarea limită impusă. Astfel, în acest caz, apare mai favorabilă decelerația  $V_B$  ca mărime de reglare.

În cazul din figura 4.69 b, decelerația ajunge foarte târziu la valoarea pragului, întrucât frânarea este lentă și momentul de inerție al roții este mare. În această situație patinarea atinge valoarea de prag mult înaintea decelerației unghiulare. Dacă s-ar face reglajul după  $V_B$  roata ar ajunge și în faza blocată.

Prin urmare, pentru reglarea forței de frânare sunt importante atât decelerația unghiulară a roții cât și patinarea.

Modularea presiunii din cilindrul receptor al frânei se realizează pe baza pragurilor impuse decelerației  $V_B$  și în funcție de valoarea  $V_B$  a vitezei periferice a roții care se compară cu o viteză corespunzătoare unei patinări  $S_1$ , respectiv  $S_2$ .

Pentru îmbunătățirea calității reglajului forței de frânare, mai ales în situații extreme, se includ praguri atât pentru accelerația unghiulară a roții cât și pentru decelerația liniară a autovehiculului.

Dispozitivul de antiblocare al roții autovehiculului are în componență următoarele elemente: traductorul pentru viteza unghiulară a roții, blocul electronic, blocul hidraulic și sistemul de frânare în care se montează.



Schema bloc a sistemelor de frânare echipate cu dispozitive de antiblocare (DAB) este prezentată în figura 4.70 în care este reprezentat circuitul hidraulic pentru o singură roată, respectiv canal (de obicei autovehiculul se echipează cu 2, 3 sau 4 canale pentru fiecare roată sau punte câte unul).

Apăsând pedala de frână, lichidul de frână este împins de servomecanismul  $S$  (figura 4.70  $a$ ) și pompa centrală  $PC$  prin supapa electromagnetică  $SI$ , spre cilindrul receptor  $CR$  al frânei.

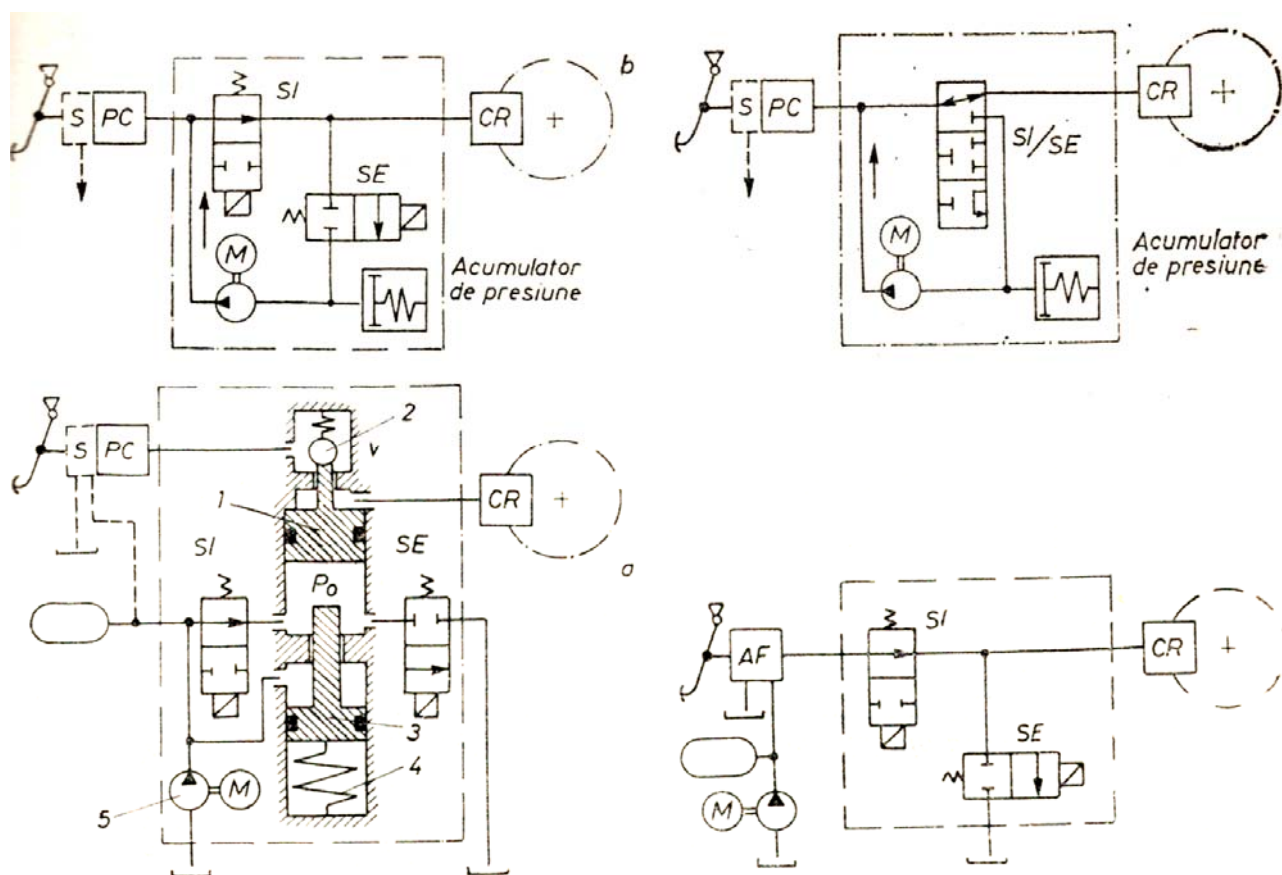
Când blocarea roții este iminentă, supapa  $SI$  se închide, iar supapa  $SE$  (ambele comandate de blocul electronic) se deschide. Ca urmare, o parte din lichidul de frână iese din cilindrul receptor și presiunea scade, permițând accelerarea roții, după care ciclul se repetă după o anumită lege de reglare. Lichidul eliminat prin supapa  $SE$  este recirculat cu o pompă cu plunjer acționată electric cu un motor.

Sistemul de frânare din figura 4.70  $b$  este echivalent cu precedentul cu deosebirea că cele două supape electromagnetice  $SI$  și  $SE$  de tip 2/2 (2 căi – 2 poziții) sunt înlocuite cu o supapă electromagnetică 3/3 (3 căi: presiune / rezervor / frână  $CR$  și 3 poziții: crește presiunea / menține presiunea / scade presiunea).

Sistemul din figura 4.70  $c$  se caracterizează prin introducerea în circuitul frânei a unui sertar de reducere a presiunii în locul pompei hidraulice de recirculare  $M$ . Plunjerul  $1$  este menținut în poziție normală de o presiune exterioară  $p_0$  realizată de electrocompresorul  $5$ . În cazul când această presiune lipsește, arcu  $4$  (prin intermediul pistonului  $3$ ) preia rolul presiunii  $p_0$  menținând supapa  $2$  deschisă. Dacă trebuie evitată blocarea roții, supapa  $SI$  se închide și  $SE$  se deschide, ceea ce determină închiderea supapei  $2$  și coborârea plunjerului  $1$ , permițând scăderea presiunii în cilindrul receptor.

Presiunea  $p_0$  poate fi utilizată și pentru amplificarea forței de frânare cu servomecanismul  $S$ .

Schema din figura 4.70  $d$  este mai simplă din punct de vedere constructiv dar necesită un amplificator de frână  $AF$ , tot hidraulic.



4.70 – Schema bloc a sistemului de frânare cu DAB.