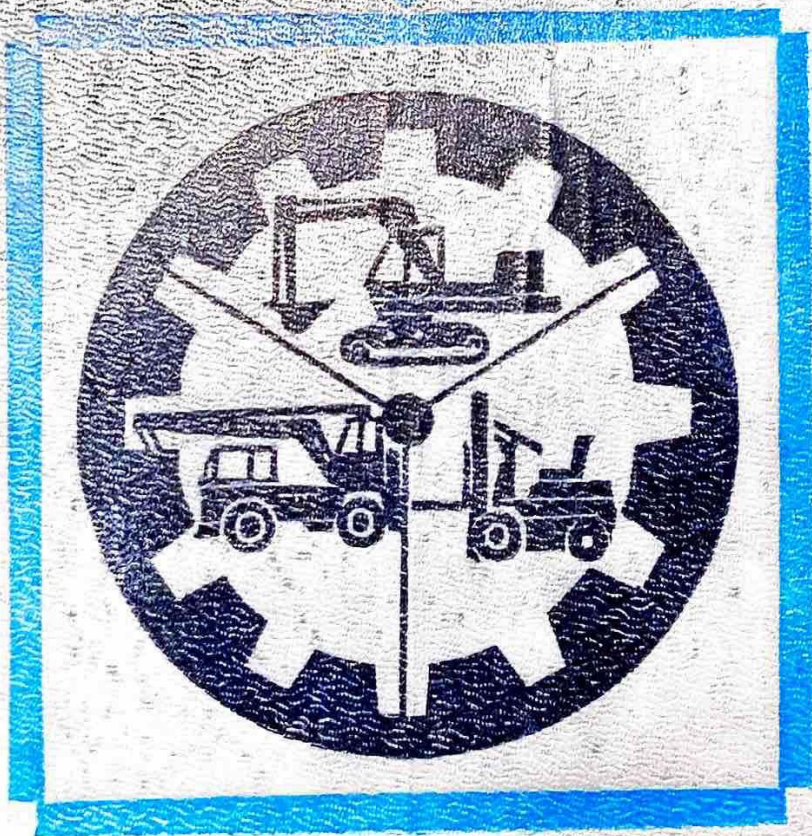


---

# MASINI DE CONSTRUCȚII



# MASINI DE CONSTRUCTII

Recomandat pentru traducere  
de Comisia de Experti Mecanica  
a Ministerului Stiintei si Invatamintului  
al Republicii Moldova

S 4742  
Ptbli,)t,?-:....  
Nr.   iit  

Clia ilail  
rJniversitas  
1993

o  
a  
a-  
ta  
a-  
i-  
:lc  
\_a  
ce  
ul  
or  
a-  
ta  
li-

Ui  
01-  
si-  
o-  
a-  
ci-

un  
:a-  
iei  
:a-  
ta-  
s-  
de  
in-  
i-  
bi-  
{<!  
ta-  
o-  
si-  
a-  
e-  
de  
err-  
er-

sala de lucru a mașinii apare datorită acționării forțelor laterale - cum sint forța rotitoare a excavatoarelor și macaralelor, componenta laterală a forței masice date de greutatea mașinii la deplasarea ei pe suprafețele înclinare transversale, componenta laterală dată de încărcările exterioare.

*Vizibilitatea* reprezintă una din cele mai importante proprietăți ale siguranței active. De aceea mașina trebuie să asigure manipulanților o vizibilitate bună a echipamentelor de lucru și a suprafețelor de lucru înconjurate. Pentru mașinile mobile care lucrează în corelare tehnologică cu alte mașini în limitele frontului de lucru, câmpul de observație trebuie să fie spațial circular. În timpul nopții câmpul de vizibilitate depinde de bună iluminare a spațiului de lucru, care trebuie să corespundă normelor stabilite. Pentru a asigura vizibilitatea și în timpul precipitațiilor sau în limitele temperaturilor de lucru se montează tergatoare de parbriz, curățitoare și dispozitive pentru eliminarea acoperirilor cu gheață sau a aburirii geamurilor.

La siguranța funcționării mașinilor contribuie dispozitivele de semnalizare sonoră și luminoasă a imperfecțiunilor în funcționarea sistemului de frinare, indicatorul momentului sarcinii la macarale, indicatorii de unghi, montarea ambreiajelor cu moment limitat, dispozitivele de blocare și altele.

Prin *siguranța pasivă* la apariția situației de avarie trebuie să se elimine sau să se reducă traumatizarea formatiei de lucru. Aceasta se obține mai ales ca rezultat al criteriilor de durabilități și rigidității cablurilor, folosirea lor în folosirea sticlei nefragile, montarea manipuletoarelor de protecție, folosirea centurilor de siguranță și

Pentru a obține siguranța post accident în construcția mașinii se prevăd dispozitive pentru ieșirea rapidă sau evacuarea oamenilor din mașina accidentată. Pentru aceasta, în par-

tea de șHS a cablului se „realiză o trapa de siguranță”.

*Proprietățile ergonomice* reflectă concordanța construcției mașinii la condițiile igienice ale activității umane, cu capacitatea de muncă a omului, cu precuțiile ale calitatilor lor antropometrice, fiziologice și psihologice. Aceste proprietăți au influența asupra intensității muncii manipulantului și, prin urmare, asupra protecției și productivității muncii. Poziția optimă a corpului omului pe scaunul de lucru conduce la sporirea preciziei și vitezei mișcărilor de manevră, asigură posibilitatea muncii îndelungate, continue, fără oboseală. De aceea corpul trebuie să se găsească într-o poziție corespunzătoare stării de repaus funcțional, când masa este distribuită uniform pe suprafața de sprijin, iar spătarul scaunului permite fixarea corectă a părții dorsale cu coloana vertebrală de la nivelul pieptului la talie. Manipuletoarele de comandă se amplasează în limitele zonei de lucru a mișcărilor și a mâinilor. Pentru a proteja oamenii de la persoanele cu statură diferită scaunele de lucru trebuie să fie dotate cu dispozitive de reglare pe timp.

Manipuletoarele de comandă se amplasează într-o ordine care să permită găsirea lor rapidă, fără un control vizual prealabil. Amplasarea și iluminarea locului de lucru pe mașină trebuie să asigure **operatorului** din poziția în care se află **vizibilitatea** tuturor obiectelor. Pentru **reducerea obosealii fizice a manipulantului**, mărirea forțelor **necesare mișcării manipuletoarelor de comandă**, trebuie să se evite **simptomele obosealii**, la care se formează **forțele** necesare pentru **de comandă** sunt date în STAS 12.2. 11-75\*.

Aplicarea și altele. **manipuletoare automate de comandă și transmisori automate** conduce la **mărirea numărului de operații cu pedalele și mânerii de manevră**, care, la rândul lor, **reduc oboseala manipulantului**. Dotarea **rațională a locului de lucru în cabină**

cu aparate de control al stării mașinilor în timpul lucrului și de asemenea al microclimatului din interiorul mașinii determină în mare măsură gabaritul cabinei. Caracteristicile optime ale microclimatului din interiorul cabinei manipulantului sunt date în tabelul 1.1 (STAS 12.1.005-76).

Tabelul 1.1.

Anotimpul	Temperatura aerului, °C	Umiditatea relativă, %	Țețea aerului, m/a
Rece	23...16	40...60	0,2...0,3
Cald	25...18	60...40	0,2...0,3

Cabina trebuie să fie închisă ermetic și să elimine pătrunderea în interior a oxidului de carbon și a altor substanțe toxice, precum și a prafului. Conținutul de CO în cabina nu trebuie să depășească 20 mg/m iar a SiO<sub>2</sub> - 10 mg/m<sup>3</sup>.

Înfluența negativă pe care o poate avea zgomotul și vibrațiile asupra mașinistului trebuie să fie limitată. Nivelul limită admisibil al zgomotului la locul de lucru al mașinistului se ia în concordanță cu STAS 12.1.003-76 și nu trebuie să depășească 85 dB. Parametrii limită admisibili ai nivelului de vibrații la locul de lucru sunt dați în STAS. Lucrul mașinistului trebuie să excludă influența dăunătoare asupra organismului care lucrează în **apropiere și** asupra mediului **incriminat**. Cantitatea de substanțe toxice care trece în atmosferă prin gazele de evacuare de la motorul mașinii trebuie să fie limitată în conformitate cu STAS 12.1.005-76. Proprietățile de design ale mașinii trebuie să conducă la formarea emoțiilor pozitive și, în consecință, la creșterea capacității de muncă a personalului de deservire.

## 1.2. Bazele clasificării mașinilor de construcții și a echipamentelor mecanice

Ca bază pentru clasificarea generală a mașinilor de construcții și a echipamentelor mecanice pot servi

principalele categorii de lucrări de construcții. Astfel, mașinile de construcții pot fi împărțite în următoarele clase principale: de transport inclusiv încărcare - descărcare; de ridicat; mașini și utilaje pentru lucrări de terasament; utilaje de batere a piletilor; pentru preiucrarea, sortarea și spălarea agregatelor; pentru prepararea, transportul și punerea în opera a betonului și mortarului și compactarea betonului; pentru lucrări de finisaje; unelte portabile folosite la realizarea diferitelor categorii de lucrări în construcții. Clasele de mașini, la rândul lor, se împart în grupe, grupele în tipuri, iar tipurile în tipodimensiuni în conformitate cu cerințele tehnologice, cu specificul procesului de lucru, cu soluția constructivă de bază și cu parametrii tehnici funcționali. De exemplu, mașinile pentru lucrări de terasamente se împart în funcție de caracterul procesului de lucru - în următoarele grupe: mașini de săpat (excavatoare) care săpa și transporta pământul la o departare mică ce depinde de **elementele constructive ale echipamentului de lucru; mașini de săpat și transportat (buldozere, scelere, grădare, edere elevatoare) și** mașini care săpat și transportă la o distanță stabilită; mașini pentru lucrări de hidromecanizare (pompe de nămol, hidromonitoare); echipamente de scarificat pentru soluri dure și înghețate; mașini de compactat; mașini pentru execuția lucrărilor de foraj; mașini pentru lucrări pregătitoare (mașini de defrișat, mașini de tăiat tufișuri, mașini de îndepărtat piatră și altele).

Multe grupe de mașini se împart în tipuri, de exemplu, excavatoarele cu o cupă; cu cabluri și hidraulice. La rândul lor, majoritatea tipurilor de mașini - după parametrii principali - se împart în tipodimensiuni. Ca parametri principali pot servi de exemplu capacitatea cupei (pentru excavatoare); sarcina de ridicat (pentru macarale) sau masa mașinii, puterea instalată și altele. De exem-

plu, excavatoarele pentru constructii cu o cupa au  $\square$ ase tipodimensiuni ale capacitati cupei  $q=0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5$  m<sup>3</sup>.

In afara clasificarii ma $\square$ inilor dupa criteriile  $\square$ i parametrii mai sus men $\square$ ionati, ma $\square$ inile de constructii se impart - in functie de natura procesului de lucru - in doua mari clase: ma $\square$ ini cu functionare continua  $\square$ i ma $\square$ ini cu functionare ciclica. De exemplu, la excavatoarele cu o cupa cu functionare ciclica procesul de sapare ocupa maximum 25...30% din durata ciclului de lucru, iar in rest executa operatiile de rotire a platformei  $\square$ i descarcare a pamintului. In acela $\square$ i timp, excavatorul cu functionare continua executa continuu  $\square$ i simultan operatiile de sapare  $\square$ i transport a pamintului. In $\square$ irile specifice ma $\square$ inilor cu functionare ciclica sint universalitatea  $\square$ i adaptabilitatea la lucru in diferite conditii. In $\square$ irile specifice ma $\square$ inilor cu functionare continua sint productivitatea sporita  $\square$ i indicii tehnico-economici superiori in conditii speciale de lucru.

Circa 90% din ma $\square$ inile folosite in constructii sint dotate cu echipamente proprii de deplasare. Dupa tipul sistemului de deplasare ele se impart in ma $\square$ ini pe  $\square$ enile, pe roti cu pneuri, pe roti metalice  $\square$ i patinoare. Ma $\square$ inile de constructii se

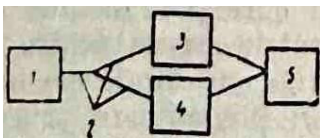


Fig. 1.1. Schema structurii de alcatuire a ma $\square$ inii mobile pentru constructii

impartiri universale, care au posibilitatea schimbării rapide a echipamentului de lucru  $\square$ i realizarea diferitelor categorii de lucrari,  $\square$ i speciale, utilizate la realizarea numai a unui tip de lucrari date. Ultimele - in conditii de lucru date - asigura un nivel ridicat al parametrilor.

Dupa tipul energiei folosite la actionare, ma $\square$ inile de constructii se impart in electrice  $\square$ i cu motoare cu ardere interna. Prima grupa are un grad de pregatire pentru lucru superior celei de a doua. Superioritatea ma $\square$ inilor de constructii actionate cu motoare cu ardere interna fata de cele electrice este data de independenta fata de sursa de energie. Exista inca un mod de clasificare a ma $\square$ inilor in functie de diferite particularitati constructive.

Toate ma $\square$ inile de constructii mobile pot fi prezentate ca sisteme alcatuite din urmatoarele parti (fig. 1.1): echipamentul de forta 1, transmisia 2, echipamentul de lucru 3, echipamentul de deplasare 4  $\square$ i sistemul de comanda 5. La rindul lor, aceste parti de obiect se compun din agregate  $\square$ i unitati de asamblare separate, iar ultimele - din piese. In afara de schemele structurale mentionate pentru ma $\square$ inile de constructii s-au adoptat modalitati de definire dupa schemele constructive  $\square$ i cinematice ce le insotesc, iar pentru ma $\square$ inile cu actionare hidraulica  $\square$ i electrica de asemenea schemele lor hidraulice  $\square$ i electrice.

Schemele constructive definesc alcatuirea lor principala - constructia ma $\square$ inii. Schemele cinematice arata relatiile de interdependenta a elementelor mecanismului de actionare. Schemele hidraulice  $\square$ i electrice arata relatiile de interdependenta a sistemelor hidraulice  $\square$ i electrice ale mecanismului de actionare. La alcatuirea schemelor cinematice  $\square$  hidraulice se folosesc simboluri grafice.

Partile principale ale ma $\square$ inilor de constructii (cu exceptia echipamentului de lucru), precum  $\square$ i agregatele acestora, unitatile de alcatuire  $\square$ i piesele prezinta multe generalitati. De aceea in acest capitol se analizeaza aspectele generale legate de partile comune ale masinilor de constructii  $\square$ i principalii parametri tehnico-economici ai acestora.

### 1.3. Caracteristicile generale a dispozitivelor de acționare și a echipamentului de forță al mașinilor de construcții

Mecanismul de acționare reprezintă totalitatea echipamentului de forță, transmisiei și sistemului de comandă care asigură punerea în mișcare a mecanismelor și a organelor de lucru ale mașinii.

După modul de acționare mașinile de construcții se împart în mașini acționate de un singur grup motor și de dispozitive multimotoare. În prima grupă toate mecanismele mișcarilor de lucru sunt legate la motor prin cuplaj, frână și transmisie mecanică. În cea de a doua - fiecare mecanism este pus în mișcare de către un motor electric, hidraulic sau pneumatic [parte individuală].

Posibilitatea de asigurare a unui randament ridicat, a simplității și agregării construcției, automatizării, a condițiilor mai bune de exploatare și de reparare - toate acestea definesc superioritatea folosirii la mașinile de construcție a dispozitivelor de acționare individuale a mecanismelor.

Cerintele generale impuse de dispozitivele de acționare la marea majoritate a mașinilor de construcții sunt: autonomia echipamentului de forță față de sursa exterioară de energie, asigurarea unui nivel minim al gabaritelor și masei proprii, o mare siguranță și un înalt grad de performanță pentru lucru. Randament înalt, simplitate în ceea ce privește inversarea sensului de mișcare a mecanismelor și reglarea vitezelor și forțelor de lucru, asigurarea cuolarii line a mecanismelor, independența mișcarilor de lucru la o posibilă suprapunere a lor, simplitatea automatizării, sistemul de comandă, realizarea constructivă a elementelor mecanismului de acționare din blocuri și agregate.

Cerintele suplimentare sunt determinate de regimul de lucru al mașinii care în principal se caracteriză:

1) prin raportul momentului maxim de torsiune (încărcare) și momentul mediu  $T_{max}/T_{med}$  prin raportul frecvenței maxime de rotație (viteza) și

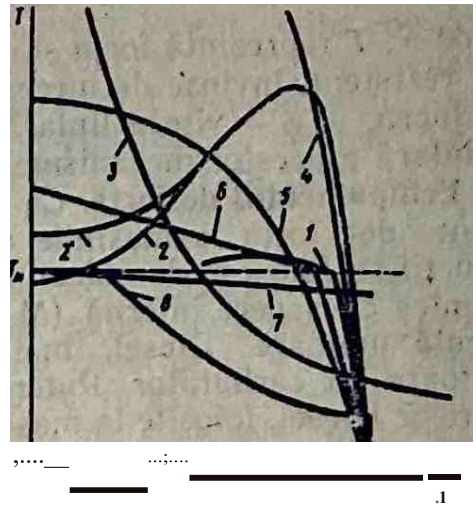


Fig. 1.2. Caracteristicile mecanice ale echipamentelor de forță

1 - cu motor Diesel; 2 - cu motor electric de curent alternativ cu rotor fază; 2' - cu motor electric de curent alternativ cu rotor în scurt circuit; 3 - cu motor electric de curent continuu cu excitație; 4 - cu motor electric de curent continuu cu excitație în paralel; 5 - generator-motor de curent continuu cu trei bobine G-MT; 6 - generator-motor cu amplificator electromecanic G-M cu AEM; 7 - cu pompă hidraulică nereglabilă; 8 - cu pompă hidraulică reglabilă.

cea medie  $W_{max}/W_{med}$  prin mărirea timpului de cuplare a dispozitivului de acționare (DC) în procente din durata totală de lucru a mașinii și prin numărul de conectări pe timp de o oră (NC). În funcție de gradul de variație a acestor parametri care pentru multe mașini variază în limitele  $T_{max}/T_{med} = 1,1...3,0$ ; DC = 15...100%; NC = 10...600, regimul de încărcare a multor mașini și a mecanismelor lor luate individual în mod convențional se împart în regim ușor, mediu, greu și foarte greu. Pornind de la aceste condiții, pentru multe mașini este necesar să se asigure ca dispozitivele de acționare să aibă o capacitate suplimentară de supraîncălzire și o capacitate de limitare a sarcinii maxime, și să aibă o caracteristică mecanică liniară, determinată în funcție de variația efectivă a momentului de torsiune al dispozitivului de acționare, la schimbarea vitezei și a forței (curbele 3, 5, 6, 8, fig. 1.2).

În cazul dispozitivului de acționare trebuie să corespundă condițiilor de

tucru ale mașinilor. Puterea necesară pentru efectuarea operațiilor de lucru,

$$P=Nv \text{ sau } P=Tr, \quad (1.1)$$

unde  $N$ ,  $T$  reprezintă forța și momentul rezistenței, învinse de mecanismele de lucru,  $v$ ,  $r$  - viteza liniară și unghiulară a acestor mecanisme.

Echipamentul de forță. Ca echipament de forță la mașinile de construcție se folosesc de obicei motoare termice cu ardere internă (MAI), de regula motoare Diesel, mai rar - motoare cu carburator. Puterea motoarelor Diesel, folosite la mașinile de săpat și transportat, atinge 1000...1200 kW. Motoarele Diesel au un randament mare (30...37%) față de o masă specifică mică (3...4 kg/k.W) și un consum de combustibil mic (0,2...0,25 kg/(kW. ora). Durata de funcționare în cazul unei exploatare corecte ajunge la 6000...8000 ore de lucru. Printre deficiențele motoarelor Diesel folosite la mașinile de construcție putem enumera: greutatea în exploatarea la temperaturi scăzute și o mare sensibilitate la supraîncărcări date de caracteristica mecanică rigidă a motorului. Caracteristica mecanică a motorului Diesel este determinată de variația momentului de torsiune la arbore și a forței corespunzătoare la echipamentul de lucru în funcție de frecvența lui de rotație și de viteza corespunzătoare a echipamentului de lucru caracterizată de curba 1, fig. 1.2. Curba 1 arată că în zona de lucru de bază a caracteristicii momentului de torsiune crește de la zero pînă la mărimea  $T_n$  la o modificare neînsemnată a frecvenței de rotație. Modificarea în continuare a turației arborelui pînă în momentul începerii căderii (inerciei) motorului duce la o oarecare creștere a momentului de torsiune - cu 8...13%.

La mașinile care n-au nevoie de autonomie față de sursa de energie externă, în calitate de echipament de forță se folosesc motoare electrice de curent alternativ sau continuu.

**Motoarele electrice de**

**curent alternativ** - alimentate de obicei de la rețeaua electrică cu tensiunea 380...220 V și frecvența normală 50 Hz au o construcție simplă, sînt ieftine, sigure și comode, în exploatare, de aceea se folosesc în calitate de echipament de forță la mașinile de construcție: Motoarele electrice cu rotor în scurt circuit sînt cele mai simple, sigure și comode în exploatare. Însa în timpul funcționării necesită un curent mare la pornire. Aceste motoare, a căror caracteristică mecanică din fig. 1.2. este dată de curba 2', nu au de asemenea posibilitatea de reglare a vitezei în funcție de sarcină. De aceea foarte des folosirea lor este limitată de puteri mici - 8...10 kW.

Motoarele electrice asincrone de curent alternativ cu rotor bobinat, a căror caracteristică mecanică este dată în fig. 1.2. curba 2, permit prin introducerea în circuitul rotorului a unor rezistențe de pornire, să se obțină o caracteristică avînd diferite grade de rigiditate, cu posibilitatea reglării vitezei în funcție de sarcină. Aceste caracteristici asigură condiții satisfăcătoare de pornire și frînare a mecanismelor. Motoarele electrice asincrone au o capacitate mare de preluare a supraîncărcării care se determină din raportul momentului maxim cu cel nominal, adică  $\psi = T_{\max}/T_{nom}$ . Pentru motoarele de uz general  $\psi = 1,8...2,2$ , iar pentru motoarele speciale utilizate la mașinile speciale  $\psi = 2,5...3,4$ .

Deficiențele motoarelor asincrone au o sensibilitate sporită la variația tensiunii în rețeaua de alimentare care se întîmplă pe șantiere.

La mașinile de ridicat, unde se cere oprirea precisă și așezarea liniară a sarcinilor, se folosesc, de asemenea, motoare electrice, asincrone cu rotor în scurt circuit cu două viteze cu raportul vitezelor 2; 8/3; 3; 10/3.

La dispozitivele de **acționare al. Q** electrice **portabile**, în scopul micșorării masei motorului, acestea se alimentează cu tensiune de înaltă

frecvența. Utilizarea motoarelor la curent cu frecvența de 400 Hz comparativ cu frecvența de 50 Hz conduce la reducerea masei de 3,5 ori. Utilizarea motoarelor de înaltă frecvență cu caracteristici rigide este favorabilă sculelor și uneltelor portabile cu rotații mari ale organelor de lucru, în care variația sarcinii nu trebuie să influențeze esențial frecvența de rotație a arborelui.

Pentru dispozitivele de acționare ale sculelor și uneltelor portabile, mai des se utilizează motoare electrice, monofazate cu colector, care au o putere specifică mai mare pe unitatea de masă și o caracteristică mecanică lină, asigură variația vitezei organului de lucru odată cu creșterea încărcării lui. Motorul este puțin sensibil la variația tensiunii din rețeaua de alimentare, lucrează în regim stabil cu multe conectări, poate fi conectat în circuit de curent continuu și de curent alternativ fără convertizoare. Deficiențele acestor motoare sunt: costul mare datorită existenței collectorului și a periiilor, precum și necesitatea utilizării de către un personal de înaltă calificare.

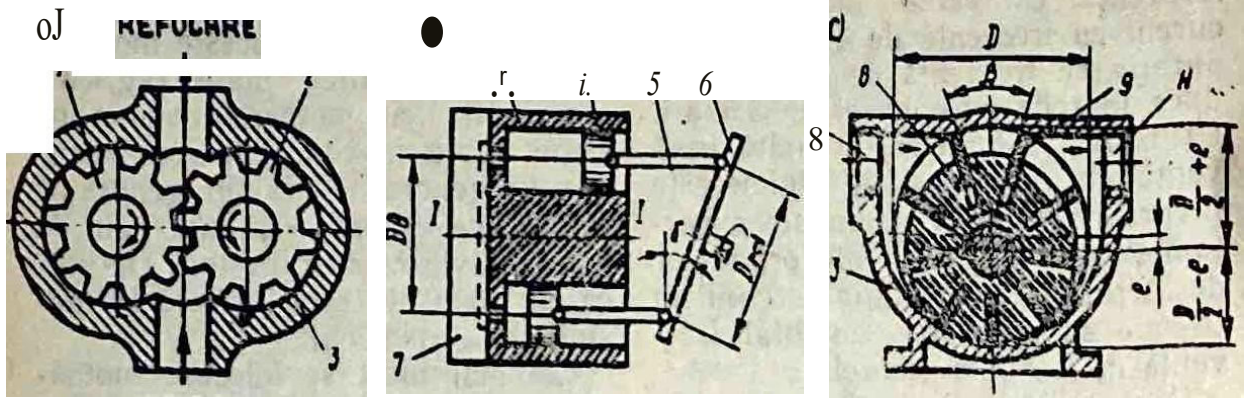
Printre diferitele tipuri de motoare electrice se evidențiază în special motorul vibrator electromagnet monofazat. Deosebindu-se cu o construcție simplă și cu o siguranță deosebită în funcționare, electromotorul eiectuează nemijlocit transformarea energiei în energie mecanică cu următoarea alternativă: Aceasta determină domeniul de bază al utilizării lor pentru ciocane și perforatoare, precum și sub formă de excitator universal de vibrații, pentru alimentatoare vibratorie, dozatoare, ciururi vibratorie, pompe vibratorie.

Motoarele electrice de curent continuu asigură pornire și oprire lină a mecanismelor comparativ cu motoarele de curent alternativ. Așa cum se vede în fig. 1.2. motoarele în serie au caracteristici (curba 3). cele cu excitatie ...

11-caracteristici mecanice rigide (curba 4). De altfel, aceste motoare au masă specifică mare (kg/kW) comparativ cu motoarele asincrone și pot lucra în condițiile constructive, în general de la un generator special de curent continuu, sau de la un convertizor cu tiristori. De aceea ele au o utilizare limitată la mașinile de construcție.

Cel mai mult se folosesc motoarele de curent continuu la excavatoarele de putere mijlocie și mare, cu volumul cupei de la 4 m<sup>3</sup> și mai mare. În acest caz motoarele lucrează mai des în sistemele: generator cu trei bobine - motorul (GT-M), generator-motor cu amplificator electromecanic (G-M cu AEM) sau cu amplificator magnetic (G-M cu AM). Caracteristicile mecanice ale acestor instalații de forță (curbele 5 și 6, fig. 1.2) fac parte din caracteristicile la care vitezele organelor de lucru care le acționează variază considerabil pe măsura variației sarcinii de lucru. În regimurile tranzitorii de demarare și frinare aceste instalații asigură caracterul lin necesar. De aceea, neînrund seama de masă specifică marită a acestor instalații de forță și anume de 1,5...2,5 ori mai mare decât a altor instalații, este mai rațional să se utilizeze la excavatoarele de putere mijlocie și mare.

În arara de motoarele cu ardere internă și electrice ca dispozitive de forță la mașinile de construcție se folosesc de asemenea instalații de forță combinate: MAI - generator electric care asigură sursa de energie electrică; MAI (sau motor electric) și pompa hidraulică, care asigură acțiunea hidraulică a mecanismului (sau motor electric) - pompa (instalație de forță). În figura acționarea hidraulică a mecanismelor. Elementele în aceste instalații sunt pompe hidraulice și compresoare hidraulice utilizate ca dispozitive de acționare a mașinilor de



ASPIRAȚIE.

Fig. 1.3. Schemele ale pompelor hidraulice

construcții, după modul în care are loc circulația lichidului, se împart în pompe cu roți dinate, pompe cu pistoane axiale, pompe cu palete (fig. 1.3).

Pompele cu roți dinate (fig. 1.3 a) sunt compuse din corpul 1 și roțile dinate 1 și 2. Una din roți este pusă în mișcare de la motor, a doua se rotește liber pe ax. Principiul de funcționare a pompei este bazat pe faptul că dinții intrând în angrenare absorb lichidul din camera corespunzătoare și îl împing din golurile dintre dinți în camera de refulare. Pompele cu roți dinate au debit constant și lucrează de obicei în gama de 500...2500 min<sup>-1</sup>. Randamentul lor, în funcție de numărul de rotații, presiunea și viscozitatea lichidului, este 0,65...0,85. Aceste pompe se folosesc larg mai ales pentru presiuni până la 10 MPa și puteri până la 30...40 kW.

Productivitatea (debitul) pompei cu roți dinate, în cm<sup>3</sup>/min:

$$Q = 2\pi z m^2 b n, \quad (1.2)$$

unde  $z$  este numărul dinților roții conductoare;  $m$  - modulul angrenajului;  $b$  - lățimea roții, cm;  $n$  - frecvența de rotație a roții conductoare, min<sup>-1</sup>.

Pompele cu pistoane se împart în pompe cu pistoane axiale (fig. 1.3. b) și pompe cu pistoane radiale. Mai răspândite sunt primele pompe, care permit obținerea tranșilor hidraulice mai compacte. Principiul

de lucru al pompei cu pistoane axiale constă în faptul că arborele pompei rotește în jurul axei 1-1 discul înclinat 6 și, legate de el articulat, blebele 5 ale pistoanelor 4 dispuse pe diametrul  $D_d$ . Ca urmare a înclinării discului față de axa pompei rotația acestuia conduce la deplasarea în același timp a pistoanelor în cilindri. Prin aceasta, la o jumătate de rotație a discului, fiecare piston face o cursă completă pe o direcție, iar în a doua jumătate de rotație face o cursă completă în direcția opusă. Cu ajutorul distribuitorului 7, când pistonul se deplasează în stînga, camera cilindrului comunică cu linia de refulare a sistemului hidraulic, iar la deplasarea în sens invers - cu linia de aspirație (absorbție). Debitul acestei pompei depinde de unghiul de înclinare a discului. În pompele cu debit reglabil unghiul  $\gamma$  se schimbă cu ajutorul unui sistem special de comandă, menținând puterea constantă a pompei.

Debitul pompei axiale cu piston, în cm<sup>3</sup>/min, va fi:

$$Q = 0,785 d^2 i D n t g \gamma, \quad (1.3)$$

unde  $d$  este diametrul cilindrilor, cm;  $i$  - numărul de cilindri;  $D n$  - diametrul cercului centrelor cilindrilor, cm;  $n$  - frecvența de rotație a arborelui pompei, min<sup>-1</sup>.

Din formula (1.3) se vede că în cazul pentru  $\gamma = 0$  discul 6 și blocul cilindrilor se rotesc în jurul axei 1-1 și nu transmit pistoanelor mișcarea alternativă, de aceea debitul pompei  $Q = 0$ .

În pompele nereglabile unghiul  $\gamma$  nu se schimbă. Aceste pompe sînt din punct de vedere constructiv mai simple și mai ieftine. Trebuie avut în vedere că la montarea lor pentru reglarea vitezei dispozitivelor de acționare, așezătorul pompei cu roți dinate, este necesară introducerea în sistemul hidraulic a unor dispozitive hidraulice speciali care reduc randamentul dispozitivului de acționare.

În fig. 1.2 curbele 7 și 8 sînt prezentate spre exemplificarea caracteristicilor mecanice ale pompelor hidraulice nereglabile și reglabile. Caracteristica pompelor hidraulice reglabile 8 asigură în regim de funcționare folosirea constantă a puterii totale a motorului.

Pompele cu pistoane axiale lucrează la presiuni de 40...50 MPa, au debit până la 750 dm<sup>3</sup>/min și frecvența de rotație a arborelui de 100...3000 min<sup>-1</sup>. Randamentul pompelor variază aproximativ de la 0,85 până la 0,9.

Pompa cu palete (fig. 1.3. c) este compusă din corpul 3, arborele conductor și rotorul 8 dispus excentric pe același arbore, în canalele cărora alunecă plăcile 9. Rotorul în mișcare de rotație face ca între plăcile care sînt apasate spre corp prin intermediul arcurilor și se formeze camere prin care lichidul se transportă din cavitatea de absorbție A în cavitatea de pompare P. Prin aceasta, cu cât este mai mare excentricitatea rotorului e, cu atât mai mare este volumul de lichid care se pompează. Ca rezultat al scoaterii lichidului din cavitatea de absorbție, în această se formează vid care, la rândul lui, absoarbe lichidul din rezervor.

Debitul pompelor cu palete este dat de formula:

$$Q = 2\pi n B (r_2 - r_1),$$

unde  $n$  este frecvența de rotație a rotorului în min<sup>-1</sup>;  $B$  -- lățimea, în cm;  $r_1$  și  $r_2$  -- razele interioară și exterioră (corpului și a rotorului).

Pompele cu palete funcționează

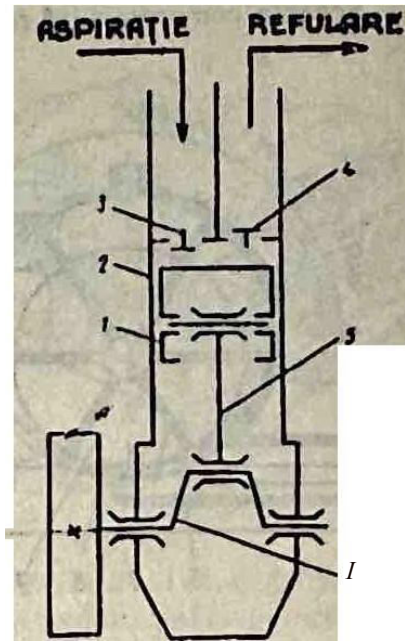


Fig. 1.4. Schema compresorului cu piston cu o singură treaptă

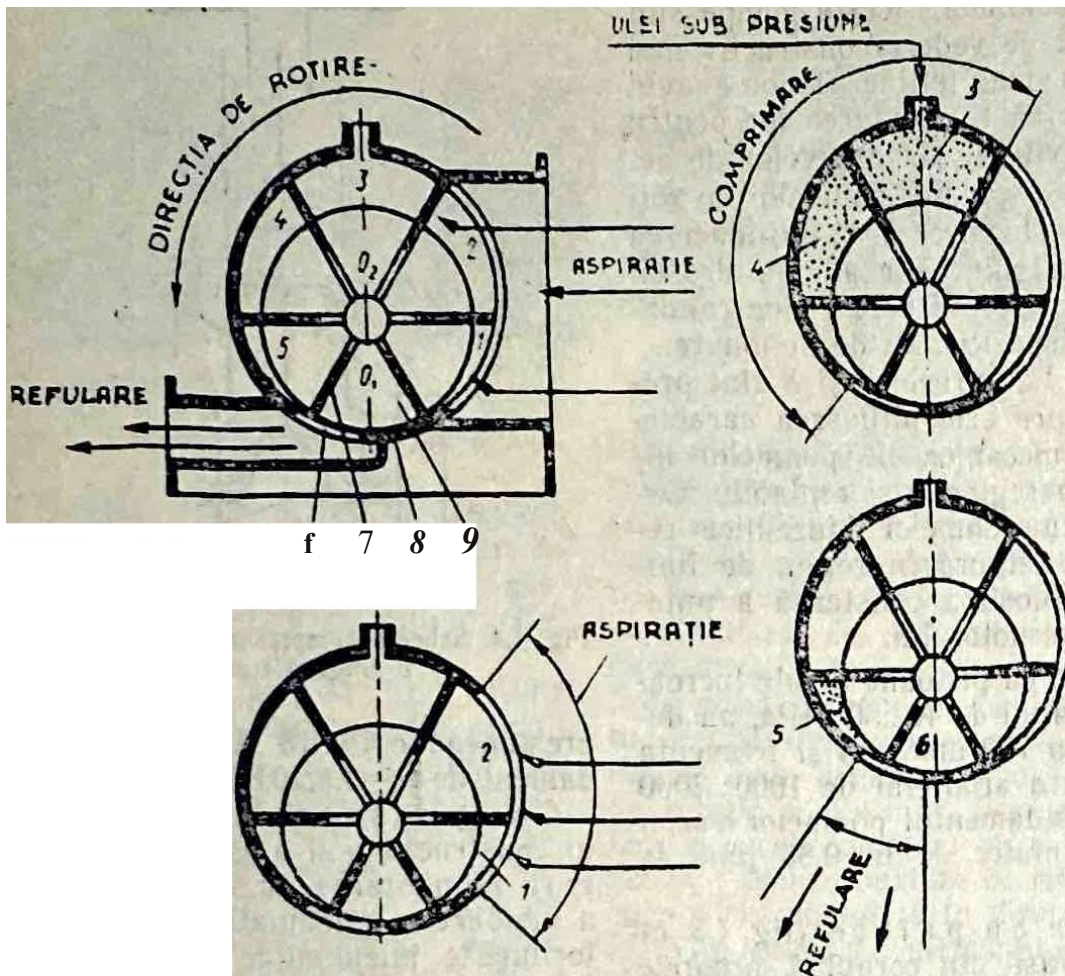
la presiunea de 16...18 MPa cu un randament de  $\eta = 0,8...0,85$ .

Compressoarele sînt folosite în construcții mai ales pentru a asigura alinierea cu aer comprimat a motoarelor pneumatice ale mașinilor unelte pneumatice ca pulverizatoare de vopsea la lucrările de vopsire și în unele sisteme de comandă a mașinilor. De aceea, împreună cu dispozitivul de acționare și sistemul de comprimare a aerului alcătuiesc instalațiile de compresoare (stații de compresoare). Stațiile de compresoare folosite în construcții, după modul de deplasare, se împart în trei tipuri: portabile, remorcate și autopropulsate. Stațiile ușoare portabile de productivitate mică sînt montate de obicei pe o ramă cu roți, ceea ce le permite să fie transportate în limitele oantierului.

Stațiile remorcate sînt montate pe un tracteur cu două roți sau pe un tractor și sînt transportate cu tractoare. Stațiile autopropulsate sînt montate de obicei pe camioane.

Ușor de funcționare, compresoarele sînt împart în compresoare cu piston, rotative și cu palete. Cel mai simplu este alcătuit din cilindru și piston care se mișcă pistonul

Fig. 1.5. Scltema compresorulul rotatlv



1. Mi□careea alternativa a pistonului este asigurata de arborele cotit 6, actionat de la motor □i blela 5. In capaza cilindruL sunt montate supapele de aspiratie 1 □i de refulare 4, care functioneaza automat. In timpul deplasarii pistonului de la punctul «mort» superior in jos in cilindru se creeaza vid, supapa 3 se deschide □i aerul din afara intra in cilindru. Cind prstonul se mi□ca in sus, supapa 3 se inchide □i aerul din cilindru se comprima. Presiunea in cilindru atinge o marime determinata (de obicei 0,8 MPa), supapa 4 se deschide □i aerul comprimat trece din cilindru prin conducta de aer in colectorul acumulator de aer. In timpul unei rotatii a arborelui cotit se indepline□te un ciclu complet al compresorului - absorbtia aerului, comprimarea □i refularrea.

Compresoarele cu piston sunt cu un cilindru □i cu mai multi cilindri, cu comprimare monoetajata □i multieta-

jata. Pentru a obtine o durati mai mare de functionare compresorul este dotat cu un sistem de racire cu apa sau cu aer. Compressoarele utilizate in masinile de constructii de obiceai au un sistem de racire cu aer, simplu □i ieftin.

Pentru cea mai raspindita presiune a aerului utilizata in sistemul pneumatic al masinilor de constructii (pina la 0,8 MPa) □i a productivitatii de pina la 1 m<sup>3</sup>/min compresoarele sunt fabricate cu o comprimare monoetajata, ca fiind cele mai simple □i mai ieftine, iar pentru productivitate mai mare - cu comprimare multietajata, care asigura compresorului un randament sporit (cu 10... 15%) □i o durata de functionare mai mare.

Sta/iile mobile de compresoare cu piston se fabrica cu productivitatea de pina la 10 m<sup>3</sup>/min □i presiunea de pina la 0,8 MPa.

Compresorul rotativ (fig.

1.5) este acatuit dintr-un cilindru 8, în care se rotește rotorul 9 montat în mod excentric. În canalele rotorului se găsesc paletetele 7, care în timpul rotației sub acțiunea forțelor centrifuge se deplasează radial și apăsă pe suprafața interioară a cilindrului. Între paletete și cilindru se formează cavitățile-celulele 1...6, în care aerul se absoarbe 1...2, se comprimă 3...4 și se împinge în colectorul de aer 5...6. În timpul comprimării în cavitatea interioară a compresorului se injectează automat ulei, care răcește aerul comprimat, unge piesele în contact și îmbunătățește procesul de compresie, formând un amestec de aer și ulei. Industria fabrică compresoare rotative mobile cu productivitatea de până la 10 m<sup>3</sup>/min și presiunea de până la 0,8 MPa.

Compressoarele cu șurub (fig. 1.6) reprezintă două rotoare 2 și 3 în formă de șurub, înglobate în corpul 1 și unite cu roțile dinate 4 și 5 care sincronizează mișcarea rotoarelor. Unul din șuruburi este conducător, al doilea - condus. Șuruburile au secțiune transversală constantă și sunt montate în alezajele cilindrice ale corpului, care se intersectează și formează în secțiunea transversală o figură în formă de opt. Dintii, care formează șurubul, în secțiunea

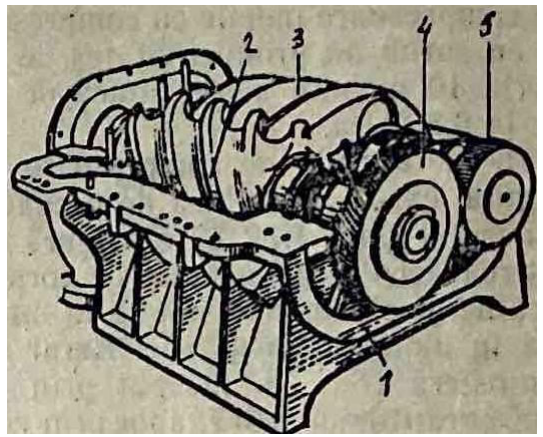


Fig. 1.6. Vedere generală a compresorului cu șurub

transversală sunt conturate de curbe speciale bombate și concave și au un profil, care formează angrenaj teoretic fără spațiu liber (fără joc). Spațiul liber (jocul), este dat de precizia execuției. Corpul compresorului are în părțile frontale, pe direcția diagonalei, racorduri de aspirație și de refulare. La o rotație a șurubului conducător în racordul de aspirație se introduc câteva porții de aer, numărul cărora este determinat de numărul dinților șurubului conducător. La viteze de rotație mari numărul de porții de aer care se împing afară pe o unitate de timp este destul de mare, de aceea oscilațiile presiunii în conducta de aer devin neînsemnate. Stațiile

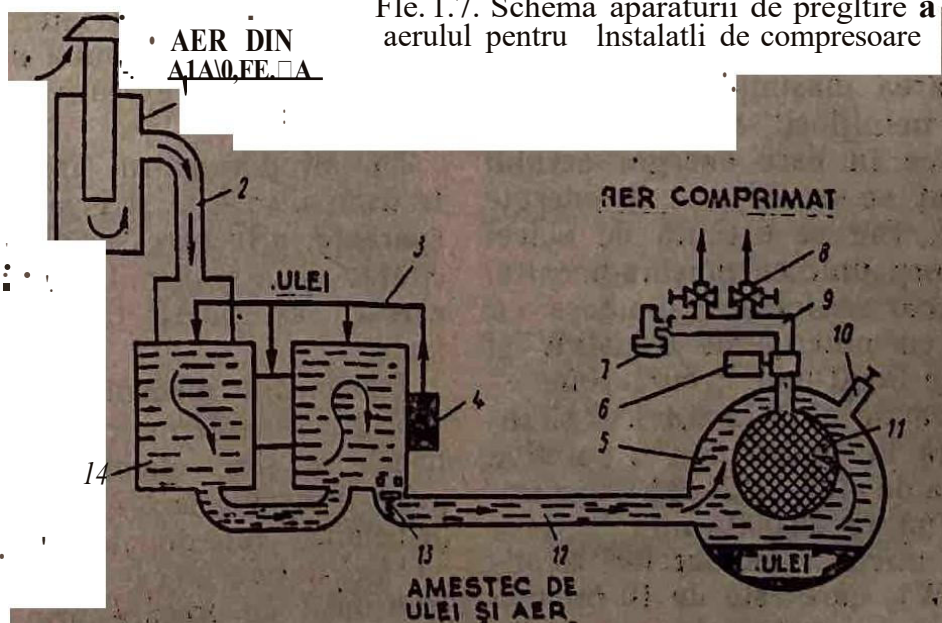


Fig. 1.7. Schema aparatului de pregătire a aerului pentru instalații de compresie

de compresoare mobile cu compresoare cu  $\square$ urub an productivitate $\square$  de pina la  $10 \text{ m}^3/\text{min}$   $\square$ i presiunea de pina la  $0,8 \text{ MPa}$ .

In instalatiile de compresoare, de regula, e. "tjsta aparatura de pregatire a aerului (fig. 1.7), care asigura curatirea aerului comprimat de corpuri straine  $\square$ i o presiune stabla la intrarea in motorul pneumatic. Aerul din atmosfera trece la inceput prin filtrul curatitor de aer 1. apoi prin conducta de aspiratie 2 - in compresorul 14. In aerul comprimat  $\square$ i incalzit din compresor se injecteaza prin conducta 3 ulei rece cu ajutorul pompei 4. Amestecul de ulei cu aer racit, trecind prin supapa de retinere 3, prin conducta de refulare 12 intra in colectorul acumulator de aer 5. In colectorul acumulator de aer amestecul de aer cu ulei trece prin separatorul de ulei  $\square$ i de umiditate 11  $\square$ i supapa 6 care regleaza presiunea minima. Dupa aceasta aerul curat intra in coloana de distributie 9 cu robinetle 8 de alimentare cu aer comprimat  $\square$ i supapa 7 pentru evacuarea aerului. Afara de aceasta, pe colectorul alimentator de aer este instalata supapa de siguranta 10. Colectorul alimentator de aer produce  $\square$ i verifica in conformitate cu cerintele Regulilor de construire  $\square$ i de exploatare in siguranta a recipientilor care lucreaza sub presiune, Regulile elaborate de Gosgortehnadzor din fosta URSS.

Actionarea ma $\square$ inilor-unelte se realizeaza nemijlocit de la motoarele pneumatice in care energia aerului comprimat se transforma in energie mecanica. Ele se executa de obicei intr-un corp unic cu ma $\square$ ina-unealta. In acest caz se folosesc motoare: cu piston - cu puterea de  $0,4 \text{ kW}$   $\square$ i turatia de  $3000 \text{ min}^{-1}$ ; cu turbina - cu puterea de pina la  $0,4 \text{ kW}$   $\square$ i turatia pina la  $15000 \text{ min}^{-1}$ ; rotative cu puterea de pina la  $2-3 \text{ kW}$   $\square$ i turatia de pina la  $20000 \text{ min}^{-1}$ . Masa specifica mica a motoarelor rotative (**kg/kW**), care este de 10 ori mai mica decit la motoarele cu piston,

precum  $\square$ i simplicitatea constructiei lor  $\square$ i reversibilitatea necompleta le-a asigurat o larga raspindire.  $\square$ insu $\square$ ire pozitiva a motoarelor pneumatice pentru multe ma $\square$ ini-unelte este de asemeni caracteristica mecanica moale.

#### 1.4. Transmisiile ma $\square$ inilor de constructii

Transmisiile sint dispozitive care asigura transmiterea mi $\square$ carii de la instalatiile de forta la mecanismele functionale  $\square$ i echipamentele de lucru ale ma $\square$ inii. Ele permit reglarea vitezei dupa marime  $\square$ i directie, reglarea momentului de torsiune  $\square$ i a fortei. Dupa modul de transmitere a energiei transmisiile se impart in mecanice, electrice, hidraulice, pneumatice  $\square$ i combinate. Cele mai raspindite sint transmisiile mecanice  $\square$ i combinate.

Unul din parametrii principali de eficienta privind functionarea transmisiilor este randamentul lor:

$$\eta = N_{m,e} / N_{e,f} \quad (1.5)$$

unde  $N_{m,e}, N_{e,f}$  - puterea mecanismului executiv  $\square$ i a sistemului de forta.

Raportul de transmisie este dat de relatia:

$$u = \omega_{e,f} / \omega_{m,e} \quad (1.6)$$

unde  $\omega_{e,f}, \omega_{m,e}$  indica viteza unghiulara a rotatiei sistemului de forta  $\square$ i a mecanismului executiv al organului de lucru.

Un alt parametru important al transmisiilor este  $\square$ i gradul de transparenta, prin care se intelege capacitatea de a transmite oscilatiile incarcarii exterioare la sistemul de forta.

Transmisiile mecanice. In ele se includ transmisiile mecanice, cuplajele, frinele  $\square$ i alte elemente care asigura transmiterea mi $\square$ carii. Dupa principiile functionale transmisiile mecanice se impart in: transmisiile cu frecare prin contact difect al corpurilor (de frecare) si

cu legătura elastică (prin curele); transmisii de angrenare prin contact direct (angrenaj dințat sau melcat) și cu legătura elastică (cu lant).

Transmisii prin fricțiune. Mișcarea se transmite cu ajutorul forțelor de frecare la alunecare. Forța de frecare la alunecarea corpului 1, (fig. 1.8) în mișcare față de suprafața 2, cu viteza  $v$ , se determină cu ajutorul formulei:

$$F = fQ, \quad (1.7)$$

unde  $f$  este coeficientul de frecare la alunecare;  $Q$  - forța normală în punctul de contact.

Valoarea lui  $f$  depinde de materialul perechii în contact, de ungere și de alți parametri. Valorile orientative la frecarea oțelului pe fontă fără ungere  $f=0,12...0,18$ , oțel sau fontă cu masă plastică de fricțiune și piele  $f=0,25...0,45$ , pentru frecarea perechii de oțel în ulei  $f=0,03...0,05$ . Reacția  $R$  a unui corp față de altul în timpul mișcării se abate cu un unghi de frecare  $p$ . Întrucât  $F = Q \operatorname{tg} p$ , atunci  $f = \operatorname{tg} p$ , de unde  $p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$ .

Schemele celor mai simple transmisii prin fricțiune cu raport de transmisie constant sunt prezentate în fig. 1.9. Forța necesară de apăsare  $Q$  a roților în contact pentru transmiterea forței periferice utile se determină cu formula:

$$Q = PF/f, \quad (1.8)$$

unde  $p$  este coeficientul de aderență suplimentară, care pentru transmisii de putere este egal cu 1,25...1,5.

Datorită alunecării elastice a roților conduse, viteza periferică a acestora va fi:

$$V_2 = \xi V_1, \quad (1.9)$$

unde  $\xi$  este un coeficient care lăsa seama de alunecarea elastică: pentru transmisii uscate (fără ulei) ... 0,995...0,99;  $V_1$  - viteza periferică a roții conducătoare,  $V_2$  - viteza periferică a roții conduse.

Raportul de transmisie în ansamblu

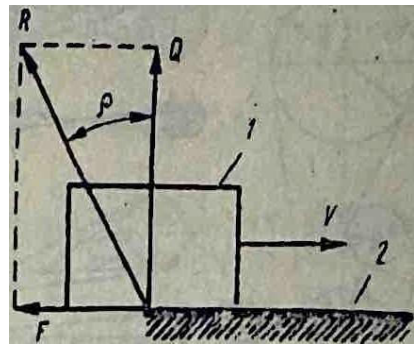


Fig. 1.8. Scheme pentru determinarea forțelor de frecare la alunecare

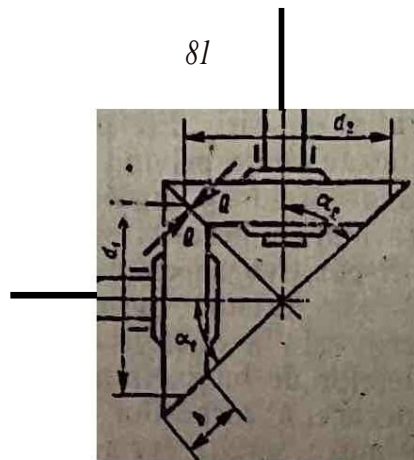
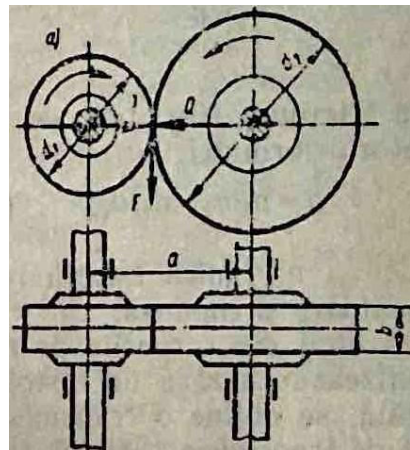


Fig. 1.9. Schemele transmisțiilor prin fricțiune:

• - 1: u rolet cu lant; □ - conice

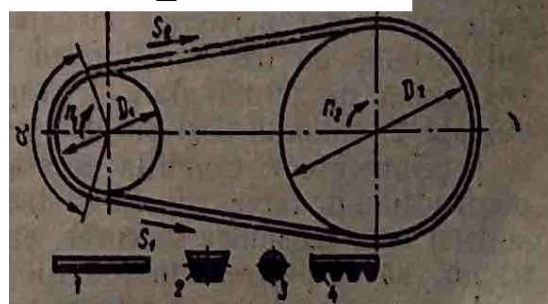


Fig. 1.10. Schemele transmisțiilor simple: a - cu lant; b - cu roți dante

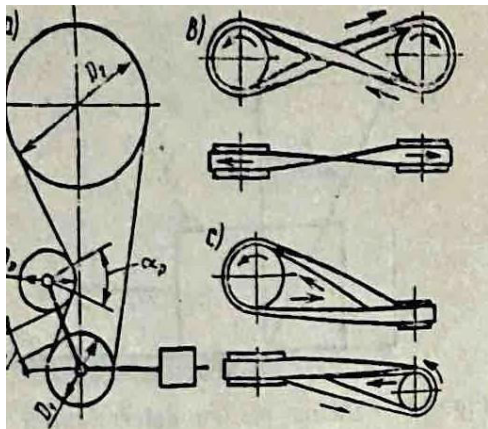


Fig. 1.11. Scheme ale transmisiilor prin curele

și cu fricțiune (fig. 1.9) se obține cu ajutorul formulei:

$$u = n_1 \ln 2 = d_2 / d_1 t \quad (1.10)$$

unde  $n_1$  și  $n_2$  indică turatia rotelor conducătoare și condusă.

Dacă unul din corpurile de rulare se realizează cu raza de rostogolire variabilă, se obține o transmisie cu raport de transmisie variabil (variator). Aceste transmisii prezintă avantaje calitative, cum sunt forma simplă a corpurilor de rulare și uniformitatea mișcării. Ele prezintă însă și dezavantaje privind acționarea asupra arborelor și lagarelor cu încărcări mari, necesitatea folosirii unor dispozitive speciale de apăsare roțile și există pericolul distrugerii și a uzurii rapide a suprafețelor de lucru, fiind vorba de o alunecare a corpurilor de rulare.

Cea mai simplă transmisie prin curele (fig. 1.10) este alcătuită din roțile de curea conducătoare și condusă și curea care se înfășoară pe aceste roți cu o anumită tensiune, ce face posibilă transmiterea forței periferice cu ajutorul forțelor de frecare. Curelele se realizează de forma plană 1, trapezoidală 2, rotundă 3 și cu mai multe proeminente 4. Condiția necesară pentru funcționarea corectă a transmisiei este tensiunea în curea care trebuie să se potrivească în condiții de exploatare. Tensiunea se asigură prin deplasarea uneia din roțile de

curea, cu ajutorul roții de întindere (fig. 1.11.a), sau a unui arc, respectiv cu un dispozitiv automat care asigură reglarea tensiunii în concordanță cu încărcarea transmisiei. Transmisii prin curea de oțel se folosesc pentru transmiterea mișcării arborilor paraleli, care se rotește în același sens (transmisii deschise). În transmisiile șoare, datorită răscucirii curelei, este posibilă transmiterea mișcării într-o arbori paraleli și în sensuri diferite (fig. 1.11.b) cblar și între arbori care se încrucișează (fig. 1.11.c).

Principalele cerințe impuse curelelor sunt: rezistența necesară la tensiuni variabile și rezistența la uzură; un nivel corespunzător al coeficientului de frecare cu roțile; rigiditate mică la încovoire. Aceste cerințe le corespunde pielea de calitate superioară, însă, datorită faptului că este un material deficitar, se folosește rar. Cele mai răspândite sunt curelele din pinză cauciucată care au capacitate mare de încărcare, durată de funcționare satisfăcătoare la viteze de până la 30 m/s. Elementul portant de bază al acestor curele este țesătura de bumbac cu durabilitate ridicată - belting. Ultimele ani se folosesc tot mai des curele din materiale sintetice, care permit o viteză în funcționare de până la 75 m/s și care au durabilitate și durată de funcționare cu mult mai mari decât cele din țesătura de bumbac. În unele cazuri se folosesc transmisii prin curele cu puterea de până la 3000 kW și raportul de transmisie până la 20.

Valoarea forței periferice utile  $F$ , care se transmite prin curea, în concordanță cu formula lui Euler se determină ca diferența dintre tensiunea ramurii întinse  $S_1$  și a celei libere  $S_2$  (fig. 1.10):

$$F = S_1 - S_2 \quad (1.11)$$

$$S_1 / S_2 = e^{\mu \alpha} \quad (1.12)$$

unde  $e$  este baza logaritmului natural;  $\mu$  - coeficientul de frecare între curea și roata de curea;  $\alpha$  - unghiul

de inra...r...te a cutelei p... Mata.

Transmisiile cu curele trapezoidale au o capacitate de tractiune mai mare datorita efectului util da pana. In acest caz formula (1.12) in locul coeficientului de frecare  $f$  trebuie introdusa valoarea coeficientului redus, care pentru curelele standardizate  $f, 3f$ . Distanța dintre axe a (fig. 10) pentru transmisiile cu curele plate se recomanda valoarea optima

$$a_{opt} = 2(D_1 + D_2); \quad (1.13)$$

iar pentru transmisiile cu curele trapezoidale se recomanda valorile minime și maxime corespunzatoare:

$$Gmin = 0,55(D_1 + D_2) + h; \quad (1.14)$$

$$amax = 2(D_1 + D_2); \quad (1.15)$$

unde  $D_1$  și  $D_2$  sunt diametrele rotilor;  $h$  - grosimea curelei.

Raportul de transmisie al transmisiei prin curele cu luarea în considerare a alunecării elastice a curelei pe roți este: ..

$$i = n_1/n_2 = D_2/(D_1 \cdot \epsilon) \quad (1.16)$$

unde  $\epsilon$  este coeficientul care lăsa în seama de alungirea elastică relativă a curelei;  $\epsilon = 0,99...0,98$ .

Capacitatea de funcționare a transmisiilor prin curele se determină din capacitatea de tractiune și durata de funcționare a curelelor. Pe baza datelor... experimentale de alunecare: a curelelor coeficientul de tractiune  $c_p = f/(S_1 + S_2) = 1/F/(2S_0)$  unde  $S_0$  este valoarea tensiunii initiale a curelelor. Tensiunea admisibilă,  $[H]$  a curelelor la sarcina utilă, valoarea forței periferice utile a rotii pentru transmisiile prin curele plate:

$$F = A \cdot a \cdot c/k \quad (1.17)$$

unde  $A$  este aria secțiunii transversale a curelei;  $c$  - un coeficient care depinde de condițiile de funcționare;  $a$  - poziția, anume de raportul  $f/D_1$ , de unghiul de înfășurare a curelei pe roți, de viteza curelei;  $k$  este un coeficient care ține

seama de regimul de lucru;  $k = 1...1,6$ .

Pentru transmisiile cu curele trapezoidale se obține în mod asemănător:

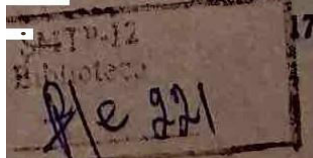
$$F = zF_0c/k, \quad (1.18)$$

unde  $z$  este numărul de curele în transmisie;  $F_0$  - încărcarea utilă pe o curea;  $c$  - coeficientul care depinde de unghiul de înfășurare a curelei de viteza curelei.

Avantajele transmisiilor prin curele sunt: simplitatea construcției, posibilitatea transmiterii mișcării la mari distanțe și protejerea mecanismelor de acționare în caz de supra-sarcină. Ca deficiențe se pot menționa: gabarite mari și durate de viață reduse pentru curelele de transmisie. În timpul funcționării transmisiile cu curele necesită supraveghere permanentă, astfel ca pe roți sau curele să nu se scurgă ulei, deoarece aceasta conduce la reducerea forței de tractiune.

Transmisiile prin roți dinate. Aceste mecanisme realizate cu ajutorul roților dinate în angrenare transmit sau transformă mișcarea cu variația vitezelor unghiulare și a momentelor. Transmisiile prin roți dinate cu axe paralele (fig. 1.12. a...c, g) se realizează cu roți cilindrice cu dinți drepti, cu dinți înclinați și cu dinți în sașeați. Transmisiile cu axe care se intersectează (fig. 1.12. d, e) se realizează cu roți dinate conice, iar cele cu axe care se încrucișează - cu roți dinate elicoidale (fig. 1.12. e, f). Roata mai mică se numește *pinion*, iar cea mai mare *roata*.

Pentru transmisiile prin roți dinate, mișcările de rotație fac parte de translație și inverse; astfel roțile cu cremalieră (fig. 1.12. h) și transmisiile prin roți dinate foarte răspândite la construcții. În comparație cu transmisiile mecanice ele au gabarite mici, randamente superioare ( $\eta = 0,99...0,97$ ), o durată de funcționare și eficiență mare, raport de transmisie constant datorită lipsei



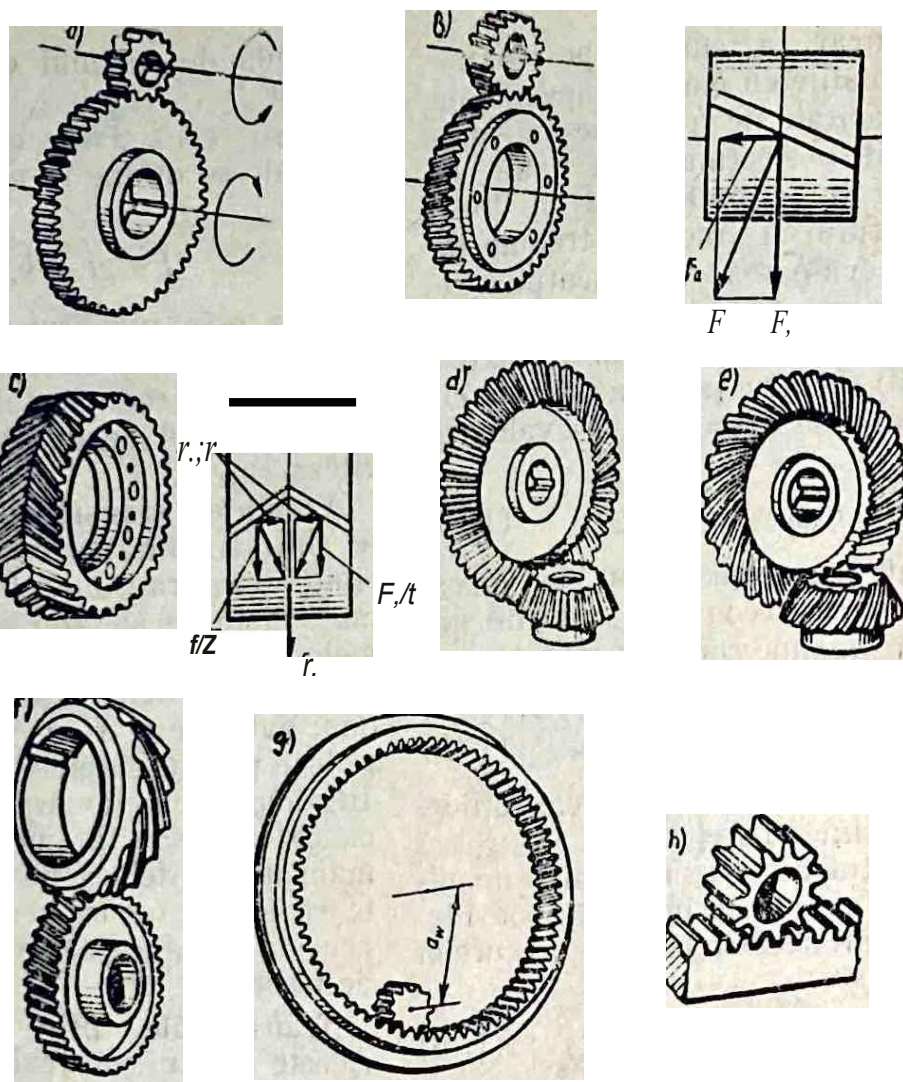


Fig. 1.12. Tipuri de roți dinate

a - cilindri cu danturi dreapta; b - cilindri cu danturi înclinați; c - cilindri cu danturi înșelgați; d - conici cu danturi dreapta; e - conici cu danturi curbi; f - cilindri; g - cu înțelșare înțelșare; h - cu cormășuri.

alunecărilor, au posibilitatea utilizării la un diapazon larg de momente, viteze și raporturi de transmisie.

Deficiențele acestor transmisii sunt date de zgomotul obținut în timpul funcționării cu viteze mari, dar mai ales la realizarea lor la un nivel de calitate necorespunzătoare. În figura 1.13 sunt prezentați parametrii roților cu dantura în evolventă, care este cea mai răspândită transmisie. Ele sunt simple din punct de vedere al execuției și au viteze mici de alunecare și raze de încoșiere suficiente în punctele de contact, ce asigură un randament superior, durabilitate și durată mare de funcționare a dintelui rotii. Angrenajul în evol-

venț este puțin sensibil la abaterea (distorsiuni) dintre axe  $a_w$ .

Angrenajul roților dinate (fig. 1.13) este echivalent cu rostogolirea fără alunecare a circumferințelor cu diametrele  $d_{w1}$  și  $d_{w2}$  care se numesc cercuri divizare. La rostogolirea fără alunecare a dreptei  $MN$  pe cercurile de bază cu diametrele  $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_w$  și  $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_w$ , (unde  $\alpha_w$  este unghiul de angrenare) punctele acestei drepte descriu pentru fiecare din roți evolvente. De aceea mișcarea necesară roților se poate realiza din angrenajul dintelui, al cărui contur este o evolventă. Elementele angrenajelor cu dinți sunt standardizate. Distanța dintre profilurile de aceeași parte a dintelui alăturat, măsurată pe arcu cerului inițial al rotii dinate, se numește pas frontal  $p$ . Evident că  $p = z p_1$  (unde  $z$  este numărul de dinți al rotii),

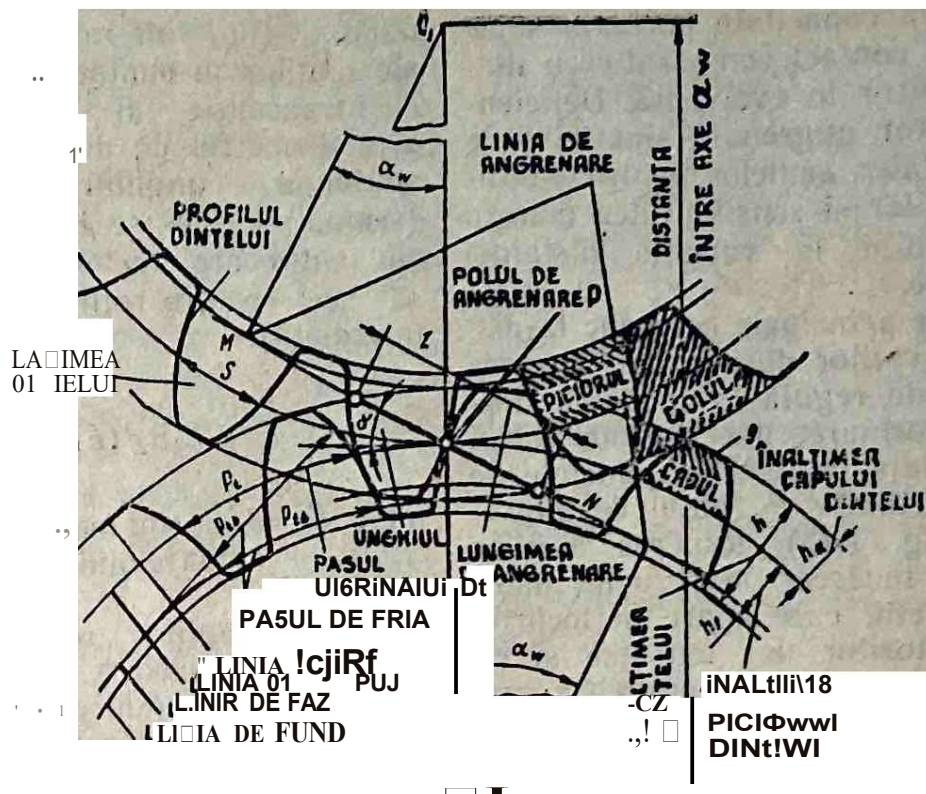


Fig. 1.13. Schema angrenarii rotilor cilindrice cu dantura.

$$d_w = z_p / n = z m, \quad (1.19)$$

unde  $mt = p/n$  - modulul danturii.

Modulul danturii este un parametru de baza. Pentru transmisiile prin roti dantate cu dinti inclinati modulul normal  $m_n = m \cos \alpha$ , unde  $\alpha$  este unghiul de inclinare al dintelui fata de axa rotii. Valoarea modulului a fost standardizata in fostul URSS in gama de la 0,05 pana la 100 mm.

Parametrii de baza care caracterizeaza transmisia cu roti dantate, afara de modulul si pasul, sunt: numarul de dinti ai pinionului  $z_1$  si ai rotii  $z_2$ ; raportul de transmisie  $u = z_2/z_1$ ; distanta dintre axe  $a$ ;  $0,5(z_1+z_2)m$ , care se alege din seriile standardizate; inaltimea dintelui  $h = 2,25m$ ; inaltimea capului dintelui  $h_a = mn$ ; jocul radial  $c = 0,25$ ; diametrul de divizare al pinionului  $d_1 = m z_1$ ; diametrul de divizare al rotii  $d_2 = m z_2$ ; diametrul mft. la  $d_w = d_1 + d_2$ ; diametrul capului dintilor  $d_{11} = d_1 + 2m$ ,  $d_{21} = d_2 + 2m$ ; diametrul la fundul goiurilor  $d_{12} = d_1 - 2m - 2c$ ,  $d_{22} = d_2 - 2m - 2c$ ; unghiul de angrenare  $\alpha_{11} = 20^\circ$ . La fimeea rotilor dantate se gasesc de obicei in limitele  $b = (0,315 \dots 0,63) a$ , iar pentru pinioanele mobile in cutii de viteze  $b = (0,1 \dots 0,2) a$ ; unghiul de inclinare al dintilor rotilor cu dinti inclinati se ia in limitele  $\beta = 18^\circ$ ; rotile dantate in sageata nu transmit sarcini axiale  $F_a$  (fig. 1.12) lagarelor si ele se folosesc in reductoare de mare putere cu  $P = 25 \dots 4000$  kW. Numarul minim de dinti ai pinionului fara corectare se ia  $z_1 = 17$ , iar pentru cele corectate - pina la  $z_1 = 12$ .

...diametrul la fundul goiurilor  $d_{12} = d_1 - 2m - 2c$ ;  $d_{22} = d_2 - 2m - 2c$ ; unghiul de angrenare  $\alpha_{11} = 20^\circ$ . La fimeea rotilor dantate se gasesc de obicei in limitele  $b = (0,315 \dots 0,63) a$ , iar pentru pinioanele mobile in cutii de viteze  $b = (0,1 \dots 0,2) a$ ; unghiul de inclinare al dintilor rotilor cu dinti inclinati se ia in limitele  $\beta = 18^\circ$ ; rotile dantate in sageata nu transmit sarcini axiale  $F_a$  (fig. 1.12) lagarelor si ele se folosesc in reductoare de mare putere cu  $P = 25 \dots 4000$  kW. Numarul minim de dinti ai pinionului fara corectare se ia  $z_1 = 17$ , iar pentru cele corectate - pina la  $z_1 = 12$ .

Afara de transmisiile cu angrenaje in evolventi se folosesc transmisiile prin angrenare circulare (prin care se deosebesc de cele cu evolventi) (M. L. Novicov): in acest caz transmisiile care se realizeaza cu dinti inclinati, profilul dintilor este dat de arcuri de cercuri; la pinioanele convexe, iar la pinioanele concave. Contactul dintre dinti care reprezinta o suprafata de contact se misca de-a lungul dintilor, de aceea dintii trebuie sa aiba un joc axial. Dintii au raze de curbură in locul de contact

și asigură capacitate portanta superioară la contact comparativ cu dilitii cu contur în evolventă. Deficiențele acestor angrenaje sunt date de complicitatea (scule) or pentru danturarea roților și sensibilitatea mare a angrenajului la variația distanței dintre axe.

Cauzele principale care duc la distrugerea roților dinate sunt ruperea dinților, de regulă la rădăcina dintelui, și formarea unei pete de culori pe suprafața dintelui în punctele de contact primitiv  $P$  (polul de angrenare) (fig. 1.13). Ruperea dinților apare la: încărcări mari, uzuri datorate oboseții, care apare în locurile concentratorilor de tensiune și ca rezultat al acțiunii multiple a sarcinilor variabile. Formarea petelor de culoare pe suprafața dinților este rezultatul rezistenței insuficiente la oboseala a straturilor de la suprafața dinților, care lucrează în baie cu ulei și sunt protejate de poluare. În transmisiile cu roți dinate deschise și în cele închise, care lucrează în medii abrazive (nisip, praf etc.), una din cele mai frecvente scoateri din funcțiune a roților dinate este uzura abrazivă a acestora.

Calculul roților dinate se efectuează în primul rând de la prevenirea distrugerii suprafeței dinților (rezistența la contact) și ruperii dinților la piciorul acestora (rezistența la încovoiere).

Rezistența la contact a dinților după formula lui Hertz este:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_H}{\rho_r} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (1.20)$$

unde  $W_H$  este sarcina teoretică uniform distribuită de-a lungul dintelui în planul de angrenare (fig. 1.13);  $\rho_r$  - raza redusă a curburilor dinților în punctul de angrenare;  $E$  - modulul de elasticitate redus al dinților în contact;  $\nu$  - coeficientul Poisson.

$$\rho_2 = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{u d_1 s_1 n \alpha_w}{2(u \pm 1)}, \quad (1.21)$$

unde  $\rho_1$  și  $\rho_2$  sunt razele de curbură ale dinților în contact;  $u$  - raportul de transmisie al roților dinate;  $d_1$  - diametrul de divizare al pinionului;  $\alpha_w$  - unghiul de angrenare (semnul  $\pm$  se ia pentru roți cu angrenare exterioară, se înlocuiește cu  $\rightarrow$  pentru roțile cu angrenare interioară).

$$E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2), \quad (1.22)$$

unde  $E_1$  și  $E_2$  sunt modulii de elasticitate al materialului pinionului și al roții.

Calculul dinților roții după rezistența la încovoiere se efectuează pornind de la faptul că toată încărcarea se repartizează unui singur cuplu de dinți și acționează în punctul cel mai de sus al capului dintelui. Vor fi verificate punctele cele mai periculoase la încovoiere, situate în secțiunea piciorului dintelui în locul trecerii de la evolventă la circumferință.

Pentru a obține o capacitate portanta superioară a roților dinate din punct de vedere al rezistenței la contact și la încovoiere a dinților, precum și la uzura se recomandă folosirea oțelurilor de calitate până la duritatea HRC 55...62. În producția de masă și în serie mare se folosesc pentru transmisiile cu încărcare foarte mare oțelurile aliate cu conținut redus de carbon, care se cimentează, și ulterior se clesc (oțelurile 15H, 20H, J2HNZA, 18HGT, 25HGT - a.). Pentru realizarea roților dinate cu suprafețe de mare rezistență la uzuri se folosesc oțeluri aliate cu conținut mediu de carbon de tipul 38H2MJA, 38H21, 40H2NML, 4HFA, care se nitrucează. Pentru roțile dinate care se produc în serie sau individuale când nu sînt cerințe stricte față de gabarite și dimensiuni, se folosesc oțeluri de calitate bună cu duritatea de pinion HB 300...350. Finisarea în acest caz se realizează după tratament termic, ce exclude necesitatea, de

au să fie rectificate. Pentru astfel de roți se folosesc oțeluri cu conținut mediu de carbon de tipul oțel 40, 45, 50, 35HGS, 40H - a. Pentru roțile cu diametre mari se folosește oțel turnat cu conținut mediu de carbon 35L, SOL, precum și oțelul aliat 40HL, 30HGS, 50GS - a.

Pentru realizarea transmisiilor cu viteze mici și mai ales cu gabarite mari și deschise se folosesc fonte marca SC 21-40 și superioare.

Raportul de transmisie al angrenajelor cilindrice oblice cu axele fixe ale roților poate ajunge la  $i = 6 \dots 8$ .

În afara transmisiilor cu roți dinate având axele fixe, în ultimii ani în mașinile de construcții au început să se folosească transmisiile cu axe mobile ale roților, care poartă denumirea de *angrenaje planetare* (fig. 1.14). În aceste transmisiile sateliții 2 se rotesc în jurul rotii centrale 1. Axele sateliților sunt fixate de elementul H, care se numește *furca de tracțiune*. Ca element conductor sau condus în această transmisie poate fi oricare din roțile centrale.

În cazul furcii de tracțiune. Mai des ca element conductor se folosește roata solara; iar ca element condus: furca de tracțiune sau roata centrală exterioră 3. Dacă în transmisia planetară, toate elementele sunt mobile, atunci ea capătă însușiri diferențiale.

Principiul avantaj al transmisiilor planetare este posibilitatea transmiterii simultane în flux și în sens opus a puterii de la un element condus (sau condusător) la un element condus (sau condusător).

Principiul avantaj al transmisiilor planetare este posibilitatea transmiterii simultane în flux și în sens opus a puterii de la un element condus (sau condusător) la un element condus (sau condusător). Principiul avantaj al transmisiilor planetare este posibilitatea transmiterii simultane în flux și în sens opus a puterii de la un element condus (sau condusător) la un element condus (sau condusător).

Raportul de transmisie al transmisiilor planetare (fig. 1.14), când roata

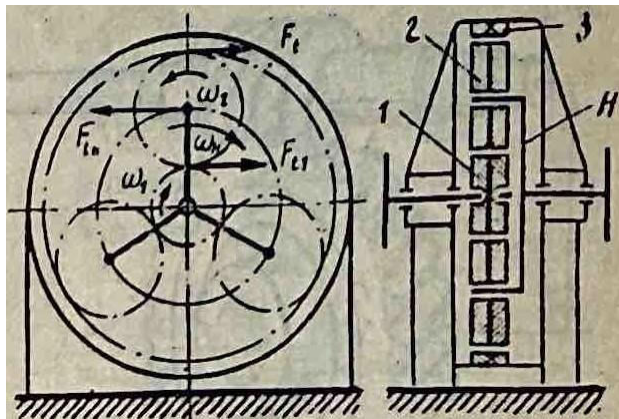


Fig. 1.14. Schema transmisiei planetare: 1,3-roțile centrale; 2-plotool-sateltili; 1-furca de tracțiune.

centrală exterioră este fixă, este dat de relația:

$$i_{1H}^3 = i_{01/1H} = 1 + z_2 z_1 \quad (1.23)$$

la o valoare  $i_{1H}^3 = 0$ .

Pentru astfel de transmisiile, când  $i_{1H}^3 = (1,3 \dots 1,6) \dots (0,8 \dots 0,8)$ , randamentul va fi  $\eta = 0,96 \dots 0,99$ .

Mecanismele alcătuite din două-trei trepte planetare permit obținerea de rapoarte de transmisie superioare și randamente mari.

Transmisiile melcate (fig. 1.15) transmit mișcarea între arbori, ale caror axe se încrucișează și se referă la transmisiile cu roți dințate elicoidale. Ele sunt compuse din arbore melc / cu filet trapezoidal sau asemănător cu el și roata melc 2 cu dinți înclinați de o formă specială, obținuți ca rezultat al angrenării reciproce cu spira de filet a melcului. În aceste angrenaje are loc mișcarea reciprocă.

apoi:  $i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$  unde  $z_1$  și  $z_2$  sunt numărul de dinți al roții-melc și al roții-melc, respectiv.

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1 \quad (1.24)$$

unde  $n_1$  și  $n_2$  indică frecvența de rotație a melcului și a roții-melc,  $\text{min}^{-1}$ ;  $z_1$  și  $z_2$  — numărul de începuturi ale melcului și numărul de dinți ai roții-melc.

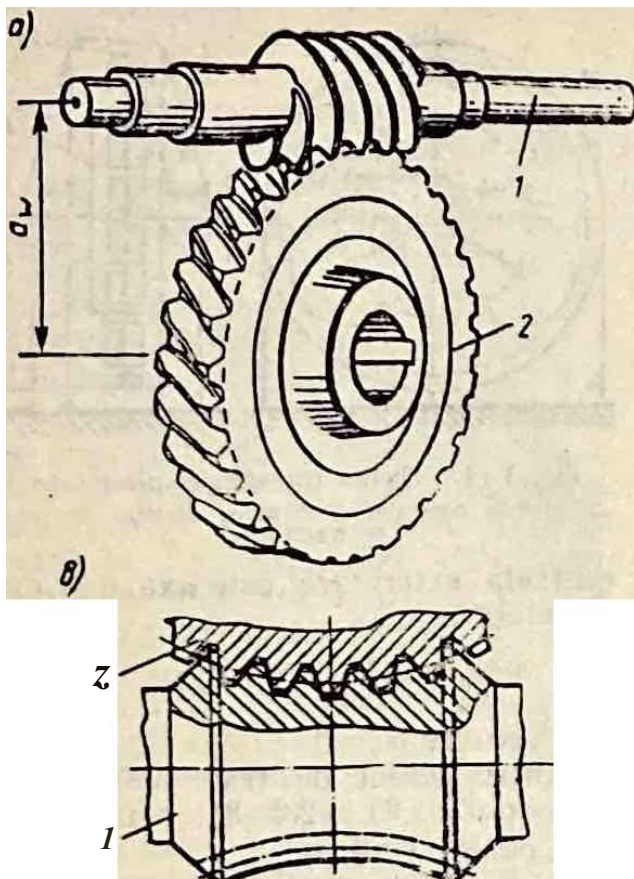


Fig. 1.15 Schema transmisiei melcate:  
a - angrenare oblică; b - angrenare globoidală,

În mașinile de construcții transmisii melcate se folosesc la rapoarte de transmisie  $u = S_1 \dots S_2$  cu un număr de înecuturi ale melcului de 4...1. În același timp  $\eta = 0,9 \dots 0,65$ . Pentru creșterea randamentului cup-

Julm melcat pe seama reducerii forțelor de frecare, dinții rotii melcate se realizează din material cu calitate și coeficient de frecare: bronz de calitate iar filetul melcului se realizează și

se realizează. Datorită randamentului lor mic, transmisii melcate se folosesc de obicei în transmisii de putere mică - 40...50 kW și mai rar pînă la 200 kW la viteza de pînă la 15 m/s.

Principali parametri ai transmisiei melcate sînt pasul  $P_t$  (mm) și modulul  $m$  (mm).

Distanța dintre axe a transmisiei va fi:

$$a_w = m(z_1 + z_2) \quad (1.25)$$

unde  $y$  este unghiul de ridicare a spirii de filela melcului.

Calculul distanței dintre axe și al dimensiunilor dințelului se efectuează ținînd seama de rezistența de contact și la încoavire, arotii-melc, care se execută de obicei din bronz sau fontă și au o durabilitate mai mică comparativ cu melcul fabricat din oțel.

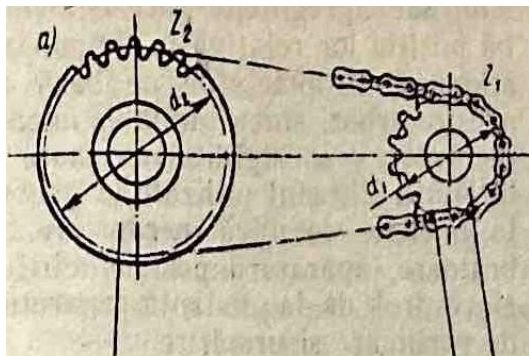
În afara de melcul cilindric cu diferite profiluri ale spirii de filet se realizează și melcul concav. Acesta cuprinde dinții roților melcate pe un arc oarecare (fig. 1.15. b). Astfel de transmisii melcate au o capacitate portantă mai mare, deoarece în angrenare se află simultan un număr mare de dinți. În schimb, aceste transmisii sînt mai complexe în realizare, montare și reglare, mai deosebit după o oarecare uzură a dinților roții melcate.

**Transmisii prin lanț**  
sînt destinate transmiterii mișcării între doi arbori paraleli cînd distanța dintre ei este destul de mare. Transmisia (fig. 1.16) este compusă din roțile de lanț conducătoare 2 și condusă 1 și lanțul 3 care le înfășoară. În afara acestor elemente de bază mai sînt dispozitive de întindere și de ungere, precum și jparatorile.

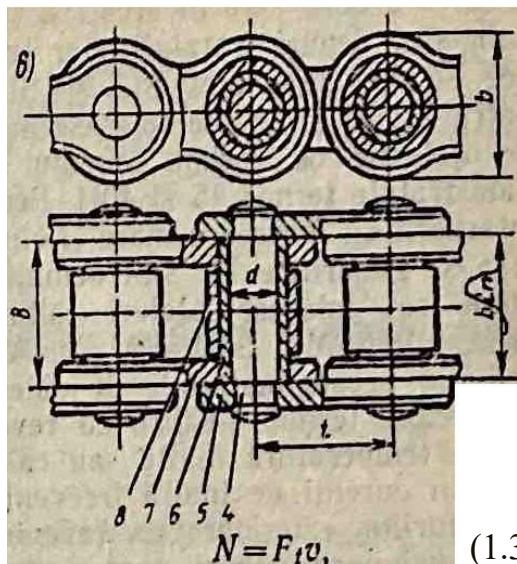
La mașinile de construcții sînt uzuale lanțurile de acționare de tipul cu bușă și cu role, alcătuite din bușturile 4 pe care sînt montate plăcile exterioare 5 și bușcle 6, care se rotesc liber. Pe bușcle sînt presate placile interioare 7 și asanate liber rolele 8. Ca lanțuri de tracțiune ale conveierelor organelor de lucru ale excavatoarelor cu lanț se folosesc de obicei lanțuri cu bușe și zale lungi.

Avantajele transmisiiilor prin lanț sînt: posibilitatea transmiterii mișcării la distanțe mici; gabarite mai mici decît cele ale transmisiiilor prin curele; lipsa alunecărilor; randament mare ( $\eta = 0,98, 0,94$ ); posibilitatea schimbării ușoare a lanțului.

Deficiențele transmisiiilor prin lanț sînt: uzură rapidă a articulațiilor care lucrează în condiții abrazive; necesitatea unei întrețineri mai comple-



J/?



(1.30)

Fig. 1.16. Schema transmisiei cu lant (a) și construcția lanțului cu bușă și role (b)

xa - ungere, reglare comparativ ca transmisiile prin curele trapezoidale; oscilații și zgomot mari la viteze de rotație mari și la o precizie scăzută a elementelor constructive.

Parametrii de bază ai lanțurilor se determină din valoarea pasului  $t$ , după care sunt prezentați și în Standardele de Stat.

Diametrele divizoare ale roților de lanț  $d_1$  și  $d_2$  (fig. 1.16) se determină cu relațiile:

$$\frac{d_1}{Z_1} = t \cdot \ln \left( \frac{Z_1}{Z_2} \right); \quad \frac{d_2}{Z_2} = t \cdot \ln \left( \frac{Z_2}{Z_1} \right) \quad (1.26)$$

Raportul de transmisie se determină cu ajutorul formulei:

$$u = n_1/n_2 = Z_2/Z_1 \quad (1.27)$$

Distanța optimă dintre axe este dată de relația:

$$a = (30 \dots 50) \cdot t \quad (1.28)$$

Valoarea admisibilă a forței periferice utile va fi:

$$F_t = [k] \cdot b_{in} \cdot d / K_e \quad (1.29)$$

unde  $[k]$  este valoarea admisibilă a presiunii în articulații. Pentru lanțurile cu bușă și role, în funcție de pasul și viteza lanțului  $[k] = 14 \dots 35 \text{ MPa}$ ;  $b_{in}$  și  $d$  — din fig. 1.16;  $K_e$  — coeficientul care ține seama de condițiile de ungere, reglare, regimul de încărcare și alte condiții de exploatare,  $K_e = 1,2 \dots 3$ .

Puterea transmisă de un lanț se obține cu formula:

unde  $F_t$  este forța periferică utilă a lanțului;  $v$  — viteza lanțului.

La mașinile de construcție, în funcție de putere și viteza, se folosesc transmisiile prin lanț cu un singur rând și cu 11 sau mai multe rânduri.

Arborii și axele (fig. 1.17) au aceeași formă și se folosesc pentru susținerea pieselor rotitoare. Spre deosebire de axe, arborii sunt destinați transmiterii momentului de torsiune în jurul axei lor. Multe tipuri de arbori sunt supuse atât acțiunii momentelor de torsiune, cât și a forțelor transversale și axiale și a momentelor de încovoiere.

După forma axei geometrice arborii se împart în arbori drepti (fig. 1.17. c, d), cotiți (fig. 1.17. e) și flexibili cu forma variabilă a axei geometrice (fig. 1.17. f). Axele (fig. 1.17. a, b) sunt supuse în principal acțiunii momentelor de încovoiere.

Arborii se împart în axe fixe (fig. 1.17. a), de alunecare (fig. 1.17. b) și în axe mobile (fig. 1.17. c, d).

Arborii se împart în axe fixe și mobile. Pentru înclinarea pieselor rotitoare cu arborii se folosesc pene (de la una până la trei în jurul arborelui) sau se fac îmbinări canelate. În cele mai multe cazuri arborii se execută în trepte (fig. 1.17. d). Această formă este comodă atât la execuția, cât și la montarea arborilor, fiecare treaptă a arborilor putând prelua forțe axiale mari. Ca material de bază pentru arbori și axe se folosesc oțeluri carbon și aliate.

't'11t r11 :r11orll □1nl) tnc□r<t1f □1 cn-  
 r□HH :-f11t sl1p11fl trnt1111er1tC'lor trr•  
 111kc 8<' r\l)t):-t□•c o(<'l St5 □1 SIG.  
 Pt'ttt r1l :htur( □1 nxc sc foloscsc 111111  
 ,1t) ot(1111rill' c11 r11r11o11 r11ct1111 □f  
 :11l:1tc lr:1tate lrr111k 45 □1 01r. rc11-  
 tr11 ;1r1or1i c11 fhr□rcarc 111□1r' □1ct,Hl  
 oi:i□a , i □:tl13ritt'lt' lor sf11t 5c111111ir-  
 r:lti,t\ □(' fo1o□rsc o(t'111ri allntc  
 401IN, -101IN::!1\J, 30IGSJ etc. Лr-  
 l,urii <li11 c1c1.□tc 111lter'nlr <1<' oblcl  
 □e: tr3lt'izi1 trr111ic -cnlirt' cH ΓC\('·  
 11irc 1::i t<'111rcr1t111ri fnalt'i s::111ci11-  
**rc3 prih r11rcn1i dc inalttt rrcvcn1a**  
 11 \$( rathrilor r,terioarc c11 Γ(\·mirc  
 tk <kf1..'11□lom1rc. Лrt,or1i cnrc sc rca-  
 Hzcz:\ f111prc1111ii c11 ro{ilc <lint::ite  
 (t1r11orc-rillion) pr11tn1 tron ·1nisiilc  
 cH inc□rc:irc fn:3lt5 □c fabrica frec-  
 ,r11t diH otclwi cim<'11tatr dc tipt11  
 □tH1, 1□1INЭ.\, ISHGT s:311di11 otr1wi  
 11itru.r.1tC' 3SH2,\ ciilltc pinii l.i dt-  
 ritatt' in31Ui.

Arborii Prxiblli (fi□. 1.17. f) sc  
 f□)0:-(SC pen1r11 t1r11:5111i((ΓC\ 1110111C11·  
 llt11i dc tor-iunc in ansa111bl1r1lc n1a-

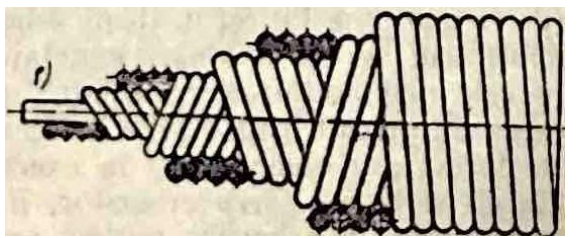
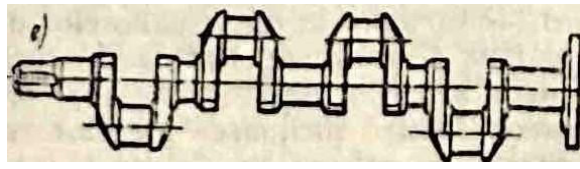
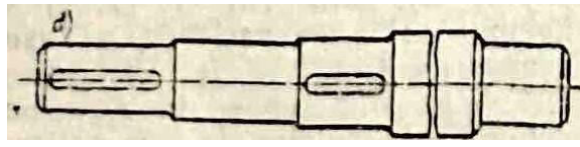
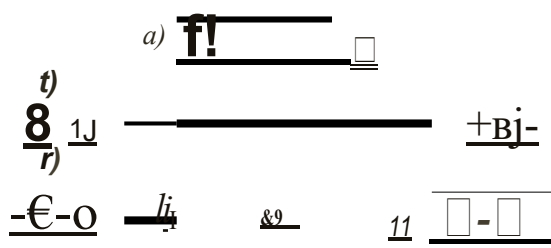


Fig. J.11. TipurHe.- d' baza ale vrl.iorilor □1  
 алс:lor

slnll sntl ngrC1gotr1or cnrc f\$1 scJ1fm•  
 1>□ pozl\ln lor rcntlv□ fn t/шпу1 fun•  
 <\011111rl . Propriet□ilr (lc \.H1z□ nlc  
 :H·c□tnr ori>ori sint rlц<Jitotra 1111cl1 Ja  
 f11covoltΓC' ;,1 rigldtat<'o 111are la  
 torsl1111C', Γ:lt' &fr1t t1111zoto c f11 gcnrcnl  
 111 111H\trlc tlc 111ir□ 111<.'C□rtizurc, vl-  
 l1rol.0111-t', nrort11rri rr11tn1 <lir1jnr  
 □/ ro11trol <lr la <listo11t□a, api.Hntura  
 tl□ vcrificorc □1t1r111iirrc.

Лrborii flexibill contin LJП 111icz (IC  
 otrl □i cftcvn \$tr:1tt1ri clc sfrm□ **fnfa-**  
 ;,t1rate stri11□. l 11 felt11 accst3 **arborfl**  
 fkbxibl\ prez11Ui orct11·i clicoidalc **dc**  
 tor ·i1111c cH 111111tr trot111·! si **multc**  
 incpnt11ri. Strat11rile ol5t1rate se  
 f11fu□o:irii fn clicctii opt1·C. **Grosf"**  
 111c:1 sfrJ11ri str□tt1rilor cxtfrioare **este**  
 111ni 111nr clicit a\c cclor **Interioare,**  
 :rborii flexibili sc fnglol>caza **tntr-o**  
 :ir11alt1r1 dc 111ctal ы1u c□1щ.□it1c **care**  
 protejcaH ar11orelc flexibil etc **dcte"**  
 rionre, coroclal·c □i pastreaia **pe el**  
 \ascl1p:3. Arm1H1ra ni1 sc **rotc□tc** □i  
 protejc:3za astfel persow.1lul **de ser-**  
 viciu 11npotrivr prinderii **arborclul.**  
 rentru c:3lcu1, ar11orii □1 **3xe1e drep-**  
 tc se considera ca grinzi **dispuse pe**  
 rcnze111c artic11ntc, Ca **reacz1ne** pot  
 fi 111cn(io11::1tc lagarele dc rostogoli-  
 rc s:3u de al1111ecarc, **Sarcinile** exte-  
 rioare sint prelua(e dc **la rotl** din-  
 t:3tc, rop dc \ant, roti dc **cur.c1**, scri-  
 pc\i, ta111\Juri etc.

D11pa tras,1ca cpm1lor 1n omente-  
 lor dc incovuicre tn **planurt** le verti-  
 cu! (J.111) □i orizontal (**M□**), se deter-  
 1111115 mol11cl1tul **rczultant** maxim:

$$M1=iM□+M□ \quad (1.31)$$

In caz11 ('Xistc11tei tn sec1iunea pe-  
 riculoasa a **momentu]ul** de torsiune  
 T se calculeaza **valo**area momentu-  
 lui redus la **fncovoier**:

$$M_r = \sqrt{M_{t1}^2 + T^2} \quad (1.32)$$

Dial11etrul arborelui 1n sec1iunea  
 pr.ricl1loasi tn prima aproximat1e  
 este dat **de rela1ia**:

$$d \cong \sqrt{M_r / (0,1 |\sigma|)} \quad (1.33)$$

unde **laJ** este tensiunea admisibil1;  
 sc ia loJ = (0,1...0,15) σ<sub>r</sub>, unde σ este

rezistența la rupere a materialului arborelui.

Pentru calculul axelor în joc de  $M$ , se ia valoarea momentului  $M$ , calculul precis al arborilor și axelor conștient în aprecierea duratei de funcționare în funcție de rezistența la oboseală, în același timp se ia în considerare și regimul de încărcare al arborelui, rezistența de rupere la oboseală, coeficienții concentratoarelor de tensiuni și factorul dimensiional.

Se efectuează de asemenea și calculul de verificare a arborilor și axelor la rigiditatea de încovoiere. Săzimea maximă de oblice se limitează la valoarea de 0,0003 din distanța dintre reazeme, iar în locul asamblării roților dinate - ce) mult 0,03 din modulul de angrenare.

Lăgărele sunt destinate susținerii arborilor și axelor rotitoare și prețării încărcării ce acționează asupra lor. În afară de pene și arbori, lagărele pot fi și piese care se rostogolesc în jurul axelor arborilor, de exemplu role, roți, etc., toate acestea.

După modul de frecare lagărele se împart în lagăre de alunecare și de rostogolire. Lagărele de alunecare sunt reazeme ale pieselor rotitoare care lucrează în condiții de alunecare relativă (fig. 1.8.) a suprafeței fuzului pe suprafața lagărului separată de un strat de ulei. Lagărele de rostogolire sunt reazeme ale pieselor rotitoare care folosesc elemente de rulare (bile sau role) și care funcționează pe principiul frecării de rostogolire.

După legea lui Coulomb forța de frecare la rostogolire (fig. 1.18. b) este dată de relația:

$$F_r = f_r N / r \quad (1.34)$$

unde  $f_r$  este coeficientul de frecare la rostogolire care are ca dimensiune lungimea și caracterizează deviația componentei normale a reacțiunii  $N$  față de axa corpului de rostogolire;  $r$  — raza corpului de rostogolire; pentru o roată din oțel care rulează pe

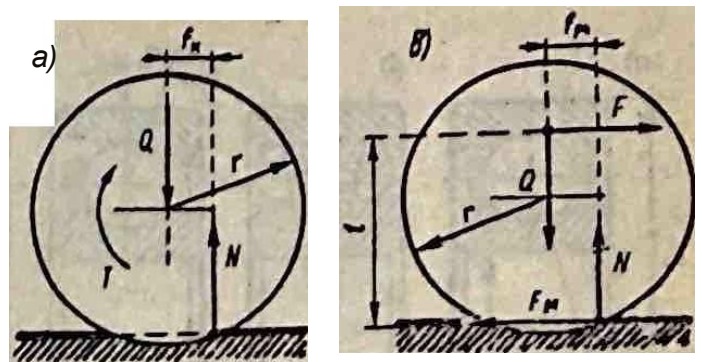


Fig. 1.18. Scheme de acțiune a forțelor de frecare la rostogolire

și în  $f_r = 0,005$  cm, pentru role sau bile care se rostogolesc pe calea de rulare cunoscută a lagărului de rostogolire  $f_r = 0,0005 \dots 0,001$  cm.

Corpul se poate mișca sub acțiunea momentului  $T = f_r N$  sau a forței  $F = f_r N / l$ , unde  $l$  este brațul de acțiune a forței (fig. 1.18. b).

Lagărele de rostogolire sunt principalele tipuri de reazeme ale mașinilor. Ele sunt standardizate pe plan mondial. Din punct de vedere constructiv principalele tipuri de lagăre de rostogolire (fig. 1.19) se compun din inelul interior 2 cu diametrul  $d$ , inelul exterior cu diametrul  $D$ , corpurile de rulare 3 (bile sau role), și ratoarele 4 care dispun și mențin pe direcție corpurile de rulare. Lagărele de rostogolire se clasifică după direcția de preluare a încărcăturii (radiale, axiale); după numărul de rinduri ale corpurilor de rostogolire (cu un rind și cu două rinduri); după capacitatea de a se autoaranja; după forma corpurilor de rostogolire (cu bile și cu role) și după dimensiunile de gabarit.

Lagărele radiale sunt destinate pentru preluarea forțelor radiale (fig. 1.19. a, b, d, f, g). Cel mai răspândit dintre acestea este lagărul cu bile pe un rind (fig. 1.19. a). Lagărele radial-axiale (fig. 1.19. c, e) se folosesc la încărcături compuse cu forța radială  $F_r$  și forța axială  $F_a$ . Capacitatea de a prelua forțe axiale ale acestor lagăre depinde de unghiul  $\alpha$ . Lagărele axial-radiale (fig. 1.19.

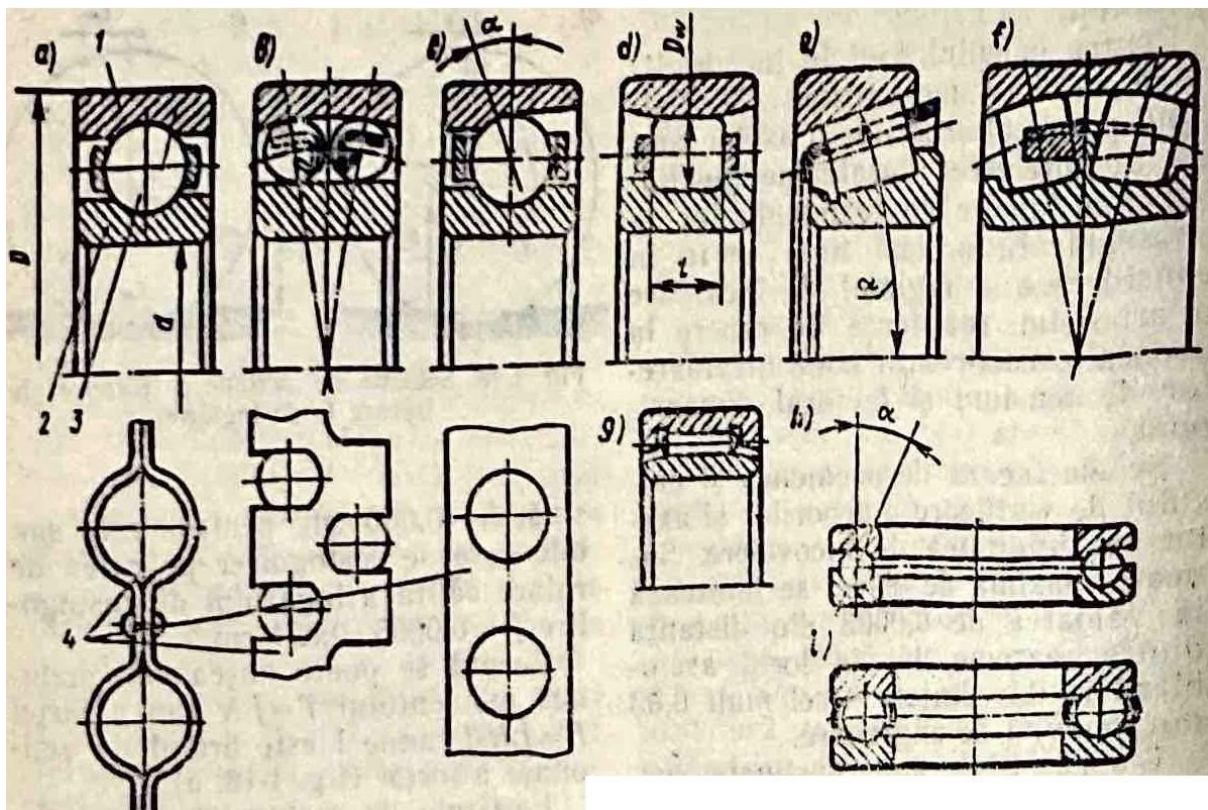


Fig. J.19. Tipurile de hiza ale l'gaturilor de rostogolire

h) sunt destinate pentru încărcări complete  $F_{ax}$  și anume când  $F_{ax}/F_{a0} < 1$ . Lagărele axiale (fig. 1.19. i) pretau numai încărcări axiale. Din categoria lagărelor cu autofixare fac parte lagărele sferice (fig. 1.19. b, f) care permit devierca (juc) cu un unghi de  $2...3^\circ$ .

După dimensiunile de gărit la un diametru interior dat, lagărele se împart în serii (fig. J.20): 1 - ultra-ușoară, 2 - deosebit de ușoară, 3 - ușoară, 4 - medie, 5 - grea, 6 - medie-lasă, 7 - ușoară-lasă.

Principalele avantaje ale lagărelor de rostogolire comparativ cu lagărele

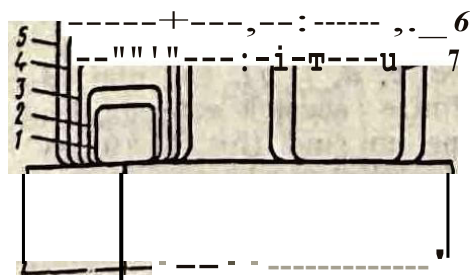


fig. 1.20. Scriile lagărilor:

1 - ultra-ușoară; 2 - deosebit de ușoară; 3 - moară; 4 - medie; 5 - grea; 6 - medie-lasă; 7 - moară-lasă.

de alunecare se referă la: momente mai mici ale forțelor de frecare și o mai mică degajare de căldură ( $d = 5...10$  ori); momente de pornire mai mici; cerințe considerabile pentru rădăcină de întreținere; consum mai mic de lubrifianti; consum mai redus de metale aliate și cerințe reduse pentru materialul arborilor și tratamentul lor termic. Dezavantajele lor sunt: gabarite diametrice mari; cost ridicat la producția de serie mică a lagărelor cu marimi omice.

Materialele de bază ale roților și corurilor de rulare ale lagărelor și ofelurile cromate cu conținut mare de carbon, pentru lagărele cu bile H15 și H15SG (conținutul mediu de carbon este de  $1...1,1\%$ ). Purițea, jnele) și a corpurilor de rulare de obice este HRC 60...66. Rugozitatea admisibilă a suprafețelor corpurilor de rulare și a căii de rulare se stabilește conform clasei 11 de rugozitate. Cauzele principale de ieșire din funcțiune a lagărelor de rostogolire sunt: uzura datorată de oboseala suprafețelor de lucru ca rezultat al trăsăturilor alternante; distrugerea irielelor și a corpurilor de rulare; uzura abrazivă; formarea

urmelor de deformare pe suprafetele rlor  $V=1,2$ ;  $K_b$  - coeficientul de slăbire de rulare ale corpurilor de rostogolire;  $K_t$  - coeficientul de temperatură;  $K_f$  - coeficientul de factor de siguranță ce caracterizează dinamicele funcționării externe;  $K_d$  - coeficientul de distrugere a separatorilor corpurilor de rostogolire.

Principalele elemente de calcul ale lagarelor de rostogolire constau în  $L_h = L_{10} / 60 n$ , unde  $n$  este frecvența de rotație a lagarului.

De obicei lagarele de rostogolire ale mașinilor de construcție în funcție de construcția lor și de condițiile de funcționare se calculează pentru un termen de lucru de la 500 până la 10.000 ore.

$$(C/P)a=L, \quad (1.35)$$

unde, pentru lagarele cu bile  $a=3$ , pentru lagărele cu role  $a=3,33$ ;  $C$  - capacitatea de încărcare dinamică - încărcarea radială constantă (pentru lagarele axiale și axial-radiate - încărcarea axială), pe care lagarul o poate menține timp de  $10^8$  rotații la rolirea inelului interior.

Regimurile de încărcare ale lagarelor radiale și radial-axiale se ia în considerare la determinarea încărcării reduse:

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_b K_t K_f K_d, \quad (1.36)$$

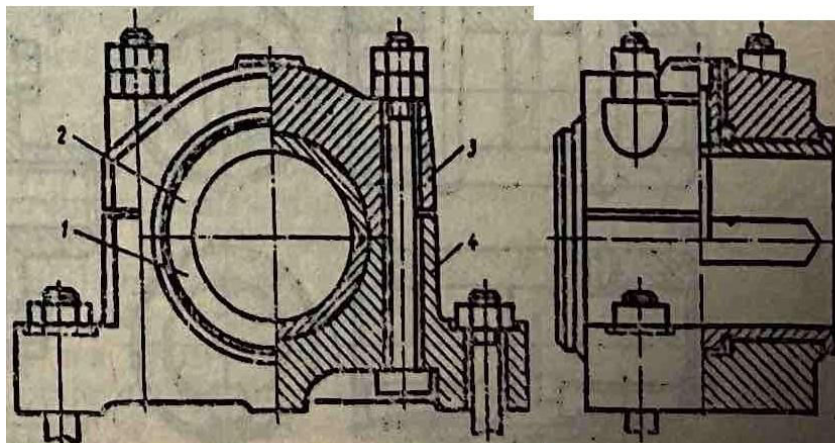
unde  $F_r$  și  $F_a$  sunt componentele radiale și axiale ale încărcării, care acționează asupra lagarului;  $X$  și  $Y$  - coeficienți ce caracterizează influența încărcării, axiale și radiale;  $V$  - coeficientul de rotație; prin rotirea inelului interior față de direcția încărcării  $V=1$ , prin rotirea inelului, exte-

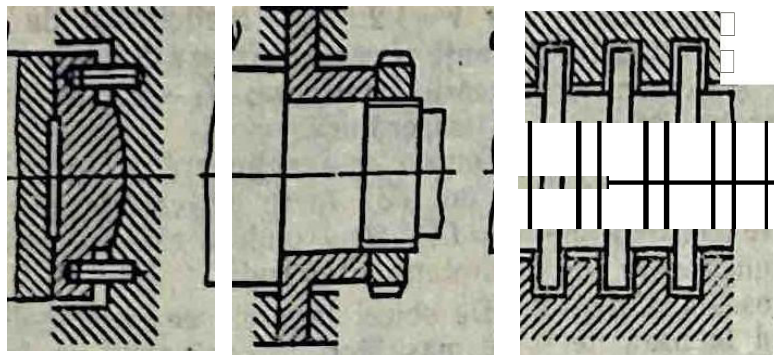
Lagarele de alunecare (fig. 1.21) sunt alcătuite din corpul 4, capacul 3 și cuzinetii 2 și 1 pe care se sprijină arborele, precum și dispozitive de gresare. Corpurile lagarelor se execută dintr-o bucată sau demontabile. Corpurile dintr-o bucată și demontabile, necesită o montare axială care este dificil de realizat pentru arborii grei. Corpurile demontabile ale lor se simplifică montarea arborilor și reglarea jocului.

Pentru preluarea încărcării axiale care acționează asupra arborilor axelor se folosesc lagare axiale (fig. 1.22). Lagărul axial cu un singur inel (fig. 1.22. a) are construcția cea mai simplă. Arborele se sprijină pe inelul lagărului axial cu partea frontală sau printr-un pivot de adaos.

Lagarele axiale bifrontale (fig. 1.22. b) se execută de obicei cu flanșă axială de sprijin. La încărcări axiale mari, pentru măririle suprafeței de reazem este posibilă folosirea laga-

1.21. Lagar de alunecare cu corpul demontabil





1-fig. J.22. Schemele Js,rJrelor de alunecare a.xlale •

relor axiale in forni de pieptene de-  
montabile pe direcția planului axial  
(Cigc 1.22. c). Netinfd seama de fo-  
Josirea reduși a Jagarelor de alunecare  
pe mai puține dornenii comparativ  
cu lagarele de rostogolire, totu□f  
se roJosesc destul de mult in acele  
cazuri, cnd dupa cerinteJe de mon-  
taj trebuie s! fie demontabile, de  
exemplu, la arborii cotifi ai motoarelor,  
compresoarelor □- a. m. d.; pen-  
tul sau, de )a arbore ja piesele asam-  
trublate pe acesta (roti dintate, rot  
de curea, rot de la'nt). Din cond  
IIIe tehnologiei de fabricare □i montare  
sau de transport, arborii lungi se  
fabrica din mai multe e)ernente. Ele-  
mentele □costui arbore se unesc prin  
legaturi 11edecuplablle (fixe) (fig.  
1.23). Din acestea fac parte cuplajelc  
cu man□on (fig. 1.23. a, b) □i cupla-  
jele cu disc (fig. 1.23. c). Dimensi-  
unile cu□lajelor 1? ed□cuplablle sint  
standardtzate dupa dtametrele ar□o-  
rilor. Cele mai utilizate sint cuplaJe  
le cu disc. Cind in aceste cuplaJe bu-  
loanele sint montate cu JOc, se cal-  
culeaza la strfngere din condtia ast-  
gurarii momentului de rrecare necer-  
sar infre di□curile cllplajului:

$$p = \frac{F}{d} \cdot f \cdot r_p \quad (1.37)$$

undc  $F$  este 111carea pe suport;  $d$   
□i  $l$  - diarncfruJ □i Julgimea cuzine-

tulni de lagar; raportul  $l/d$  se ia' de  
oblciei 0,8...1,2. Valoarea  $f_p$  de obl-  
cei 1m depa□e□te 20 MPa.

Lagarele de alunecare importante  
se calculeaza la frecare umeda, cind  
corpurile de imblnare □sint complet  
despartite de o pelicula de ulei:

CupJajele de .actionare  
sint destinate transmiterii momentu-

Jui de torsiune de la un arbore la al-  
lari de arbore ja piesele asam-  
trublate pe acesta (roti dintate, rot  
de curea, rot de la'nt). Din cond  
IIIe tehnologiei de fabricare □i montare  
sau de transport, arborii lungi se  
fabrica din mai multe e)ernente. Ele-  
mentele □costui arbore se unesc prin  
legaturi 11edecuplablle (fixe) (fig.  
1.23). Din acestea fac parte cuplajelc  
cu man□on (fig. 1.23. a, b) □i cupla-  
jele cu disc (fig. 1.23. c). Dimensi-  
unile cu□lajelor 1? ed□cuplablle sint  
standardtzate dupa dtametrele ar□o-  
rilor. Cele mai utilizate sint cuplaJe  
le cu disc. Cind in aceste cuplaJe bu-  
loanele sint montate cu JOc, se cal-  
culeaza la strfngere din condtia ast-  
gurarii momentului de rrecare necer-  
sar infre di□curile cllplajului:

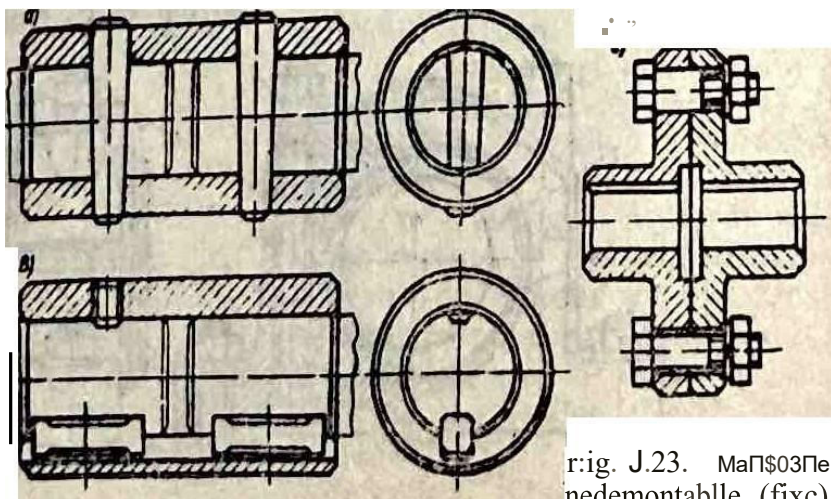


Fig. J.23. MaP\$03Pe nedemontabile (fixe)

$$F_{alr} = 2TPf(dmzf), \quad (1.38) \quad , \quad tj$$

unde  $F_{streste}$  forta de stringere a unui bulon;  $T$  - momentul;  $\phi$  - coeficient de siguranță, egal cu 1,2...1,5;  $dm$  - diametrul mediu al suprafeței de frecare inelare, care se ia egal cu diametrul circumferinței de situare a buloanelor;  $z$  - numărul buloanelor;  $f$  - coeficientul de frecare,  $f = 0,15 \dots 0,2$ . Când se montează buloane prelucrate fără joc, momentul de torsiune este receptat de buloane, care lucrează la forfecare.

Forța de forfecare a unui bulon este dată de relația:

$$F_{d} = 2T / (z d_m), \quad (1.39)$$

Pentru cuplarea arborilor cu axe care nu coincid exact se folosesc cuplaje compensatoare, care compensează deplasările radiale, axiale și unghiulare și combinate de mărime mică, în fig. 1.24, a este prezentat un cuplaj cu dinți, iar în fig. 1.24, b - cuplajul compensator cu lant. Pentru compensarea erorii liniare și unghiulare de situare a arborilor asamblați angrenajul are joc lateral, dintele are forma sferică, coroanele dintate sunt amplasate la o distanță considerabilă una față de alta pe direcție axială.

Cuplajele cu dinți sunt standardizate pentru diametrele arborilor de 40...560 mm și momentul de torsiune pînă la  $10^6$  N·m.

Cuplajul cu lant (Hg. 1.24. b) conține două roți de lant, montate pe arborii asamblați și au un număr egal de dinți, lanțul care le înfășoară și o carcasă. Aceste cuplaje admit înclinarea arborilor pînă la  $1^\circ$  și deplasări radiale pînă la 1,2 mm. Le este caracteristică simplitatea construcției, montării și demontării. Cuplajele sunt standardizate pentru diametrele arborilor de 18...125 mm și momente de pînă la 6300 N·m.

Pentru asamblarea arborilor cu deplasare reciprocă și axiale se folosesc cuplaje mobile. În construcțiile se folosesc mai

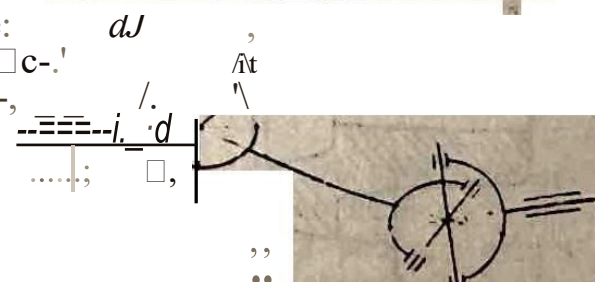
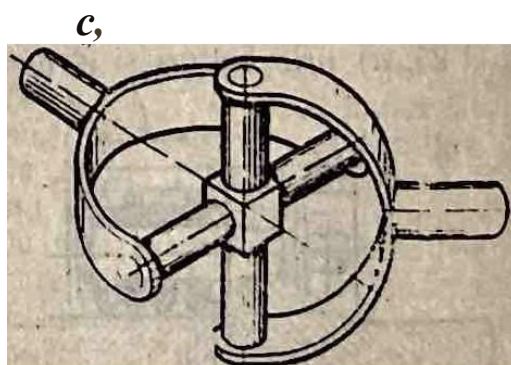
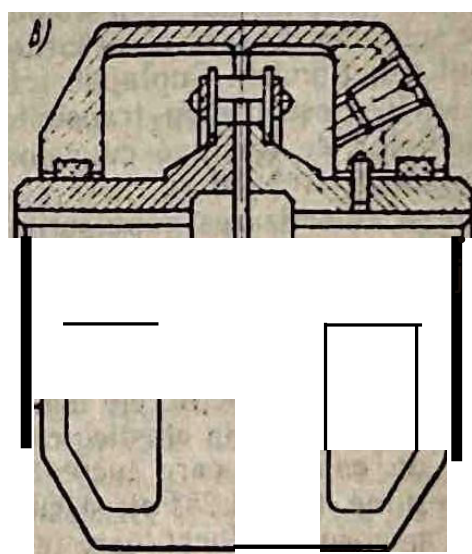
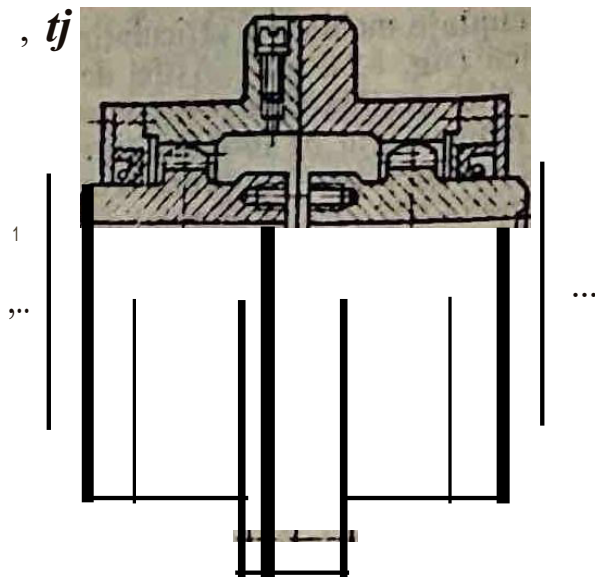


Fig. 1.24, Cuplaje compensatoare, 1 mobile

des cuplaje mobile cu articulație car-  
danică (fig. 1.24. c d). Astfel de cup-

laje sunt destinate pentru transmiterea  
momentului de torsiune între ar-  
borii cu înclinare reciproci a axelor  
de pînă la  $40...45^\circ$ , iar unghiul de încli-  
nare a axelor poate varia. Rotatia  
poate fi transmisă sub unghiuri a cî-  
mari, deoarece cuplajul are două  
articulații cu două axe reciproc per-  
pendiculare (fig. 1.24. c). Impere-  
chind două cuplaje, se poate dubla  
unghiul limită între arborele condu-  
cător și cel condus și se poate trans-  
mite și încărcarea între arbori paraleli,  
însa deplasăți (fig. 1.24. d). Folosind  
arborele intermediar telescopic, se  
poate schimba deplasarea arborilor în  
timpul funcționării. Cuplajele articu-  
late se folosesc pentru transmiterea  
momentelor de torsiune cu valoarea  
cîmă pînă la  $3 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Pentru amortizarea impulsurilor și  
loviturilor și în vederea evitării oscila-  
țiilor periculoase se folosesc cupla-  
je elastice care îndeplinesc concomi-  
tent rolul celor compensatoare. În ma-  
șinile de construcții cele mai ras-pîndite sînt  
cuplajele elastice cu elemente de  
cauciuc, care lucrează la compresiune  
(fig. 1.25, a) și cu elemente de cord  
cauciucat, care lucrează la torsiune  
(fig. 1.25. b).

Momentul se transmite în cuplaj  
(fig. 1.25, a) prin boluri și ele-  
men-

te elastice de cauciuc în forma de încl,  
asamblate pe acestea, sau prin tuburi  
gofrate. Aceste cuplaje se produc  
pentru arborii cu diametrul de  $16...150 \text{ mm}$  și momente pînă la  $15000 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Cuplajele cu bandaj elastic de  
tip toroidal (fig. 1.25. b), sînt  
compuse din bandajul elastic de tip  
anvelopă, două semicuple și două  
inele care fixează cu ajutorul uru-  
burilor bandajul pe semicuple. Acest  
cuplaj are calități de amortizare bu-  
nă, collipează imprecizii mai mari  
ale arborilor instalați și garantează  
montarea, demontarea și schimbul  
șuruburilor elementelor elastice. Aceste  
cuplaje transmit momente de la  $20$   
pînă la  $25000 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

**Ambreiajele cu fricțiune**  
transmit momentul de torsiune ca re-  
zultat al acționării forțelor de freca-  
re pe suprafețele de lucru în forma  
de disc (fig. 1.26, a, b), con (fig.  
1.26, c) sau cilindru (fig. 1.26, d).  
Ambreiajele pot funcționa alit în con-  
diții uscate, cit și cu ulei. Presiunea  
 $F_a$  pe suprafețele de fricțiune este  
creată cu ajutorul diverselor meca-  
nisme cu pîrghie și arc, hidraulice,  
pneumatice sau electromagnetice..

În ambreiajul de camera pneu-  
matică (fig. 1.26. d) forța de pornire  
este realizată de către camera pneu-  
matică 2, care se dilată cînd este  
alimentată cu aer comprimat de la

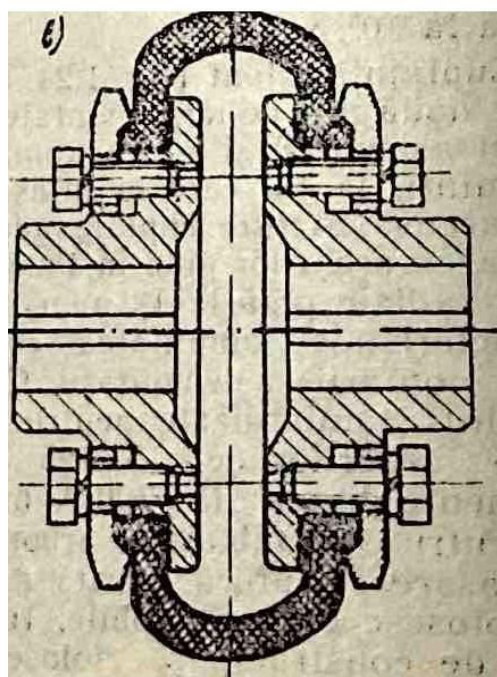
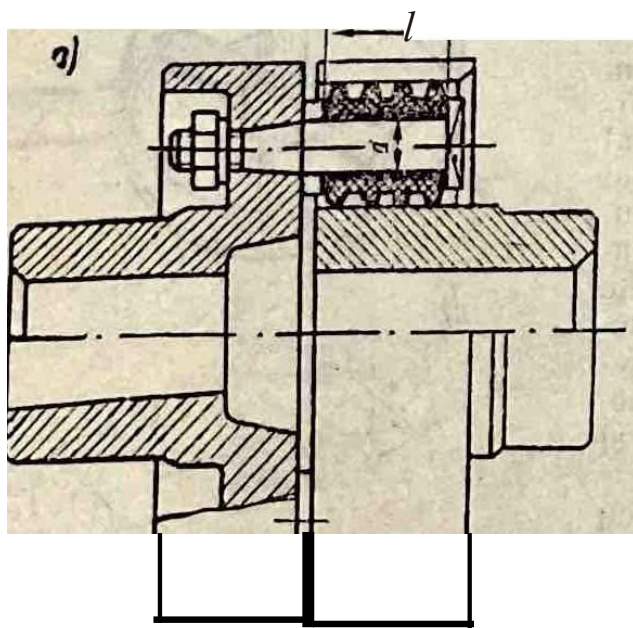


Fig. 1.25

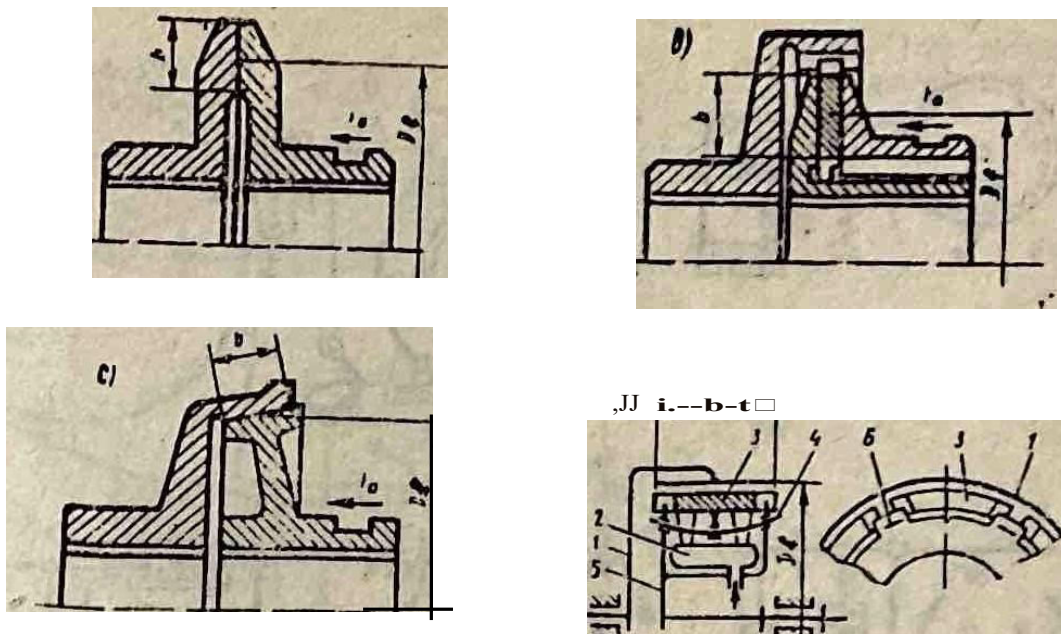


Fig. 1.26. Cuplaje de legatură cu fricțiune

compresor și împing-e sabotii de frinare 3 în interiorul ieșirilor 6 ale elementului conducător 5. Sabotii 3 apăsă pe suprafața cilindrică a elementului condus 1 și îl pun în mișcare prin acționarea forțelor de frecare; Arcurile 4 sînt destinate pentru a readuce sabotii 3 în poziția inițială cînd ambreiajul este decuplat.

Momentul de torsiune, transmis de ambreiajele cu fricțiune, este:

$$T = 0,5 f' \pi f J : l, z / K a \quad (1A0)$$

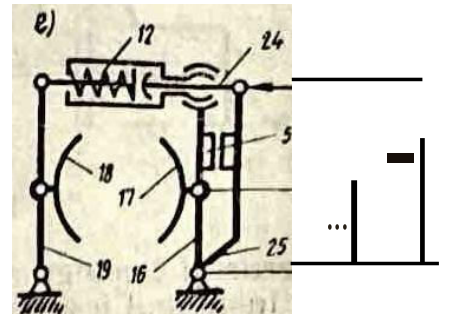
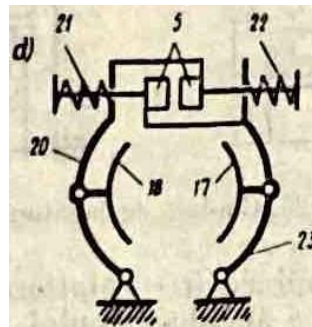
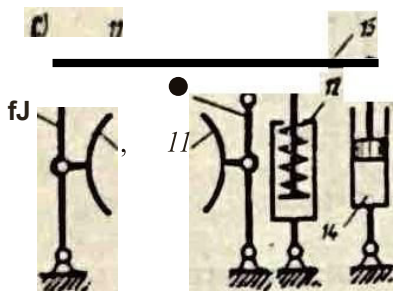
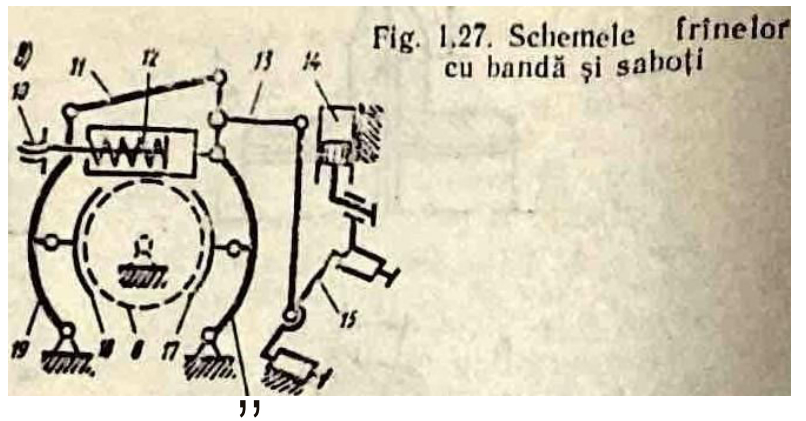
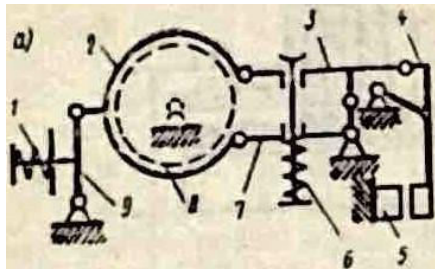
unde  $I_n$  este efortul normal între suprafețele de frecare;  $f$  - coeficientul de frecare pe suprafețele de lucru ale ambreiajului;  $D$  - diametrul mediu de frecare;  $z$  - numărul de plăci de frecare;  $K$  - coeficientul de siguranță al aderentelor.

Coeficientul de frecare uscată pentru diferitele cuple de frecare variază:  $f = 0,25 \dots 0,4$  pentru masele plastice pe baza de azbest cu oțel sau fontă;  $f = 0,35 \dots 0,45$  pentru materialele metaloceramice cu oțelul cald;  $f = 0,14 \dots 0,18$  pentru fonta cu fontă ori cu oțel cald;  $f = 0,06 \dots 0,08$  pentru oțelul cald cu oțelul cald sau cu fonta la frecare cu gresaj;  $f = 0,08 \dots 0,12$  pentru materialele metaloceramice cu oțelul cald cu gresaj.

Frinele servesc pentru reținerea rotirii arborelui, tamburului troliului,

platformei rotative, roților mecanice, mului de deplasare al mașinilor de construcție. Frinele cu bandă (Fig. 1.27, a) și cu saboti (fig. 1.27. b-e) sînt cele mai utilizate; mai rar se folosesc cele cu discuri și con. Frîna se cuplează de obiect cu ajutorul arcurilor sau al greutăților, cînd sistemul de alimentare al echipamentului de forță este deconectat. Frinele se decuplează (sabotii se desfac, banda se deschide) la conectarea sistemului de alimentare al echipamentului de forță. Cînd frina se efectuează cu ajutorul electromagnetilor 5 (fig. 1.27, a, d, e), al cilindrului hidraulic 14 (fig. 1.27. b, c), al împingătorului central și cu alte dispozitive. Banda 2 (fig. 1.27, a) înfășoară tamburul de frînă 8 prin pîrghiile 3 și 7 ca este asigurată cu balansierul 4 care interacționează cu magnetul 5. Elementele 3, 4 și 7 formează mecanismul cu două balansiere. Elementele 3 și 7 sînt asamblate cu arcul 6. Pîrghia și arcul 1 trag banda de frînă pe tamburul de frînă, cînd frîna se decuplează.

Pe schema 1.27, b sabotii 18 și 17 sînt strînși pe tambura de frînă 8. Acești saboti sînt articulați respectiv cu balansierele 19 și 16, asamblate cu arcul 12 și elementele 11 și 13. Arcul se reglează cu piulița 15.



Legatuta articulata a elementelor 18, 19, 17 și 16. precum și a elementelor 19 și 16 cu clementul fix da posibilitate sabotilor 18 și 17 să se așeze automat în funcție de poziția așezării tamburului de frână 8. Prin C5te comandată la cilindru hidraulic 14 prin mecanismul 15. Acționând pe pârghia 13, se distanțiază sabotii 18 și 17.

(în comparație cu schema (fig. 1.27, b) arcurile și cilindru hidraulic pe scie (fig. 1.27, c) o altă acțiune. Ele sunt montate între pârghia J5 și elementul fix. Pe schema 1.27, d) elementele electromagnetului 5 acționează nemijlocit pe pârghiile 20 și 2a și, presind arcurile 21, 22, distanțiază sabotii 18 și 17.

Pe schema J.27, e) electromagnetul 5 este montat între balansierul 16 și 5. Când electromagnetul se concentrează, balansierul 25 este atras spre balansierul 16, acționând asupra împingătorului 24 pe arcul 12 și distanțiază saboții.

Cuplele de frecare și coeficientul de frecare se fau la calculul frinelor aceiași ca și pentru altele de frecare.

Vom analiza calculul frinei cu saboți pe baza exemplului din schema

J.27, e. Momentul de frinare  $T$  este asigurat de forțele de fricțiune ale saboților:

$$T = F_n f D_1 r, \quad (1.41)$$

unde  $F_n$  este forța de presiune nominală pe saboți;  $F_n$  se poate determina prin intermediul forței de strângere a arcului S:

$$f = S b / c, \quad (1.42)$$

$$S = T c / (D_1 f b). \quad (1.43)$$

Vom analiza calculul frinei cu banda pe tamburul de frână 1.28. Momentul de frinare  $M$ , asigurat de frina cu bandă, se determină pornind de la formula lui Euler:

$$T = f D_1 / 2 = (S_1 - S_2) D m / 2 = 82 (e^{\mu} - 1) D / 2. \quad (1.44)$$

Forța necesară a tamburului de frână este (comandată) și fricțiune:

$$S_2 = 2T / D_1 (\text{cfa } \mu), \quad (1.45)$$

Înde este baza logaritmului natural,  $a$  - unghiul de înfășurare a tamburului de frână cu banda  $f$  - coeficientul de frecare la alunecare.

Forța de gravitație a greutății  $P$  pe pârghia de comandă necesară pentru frinare se determină pornind de la

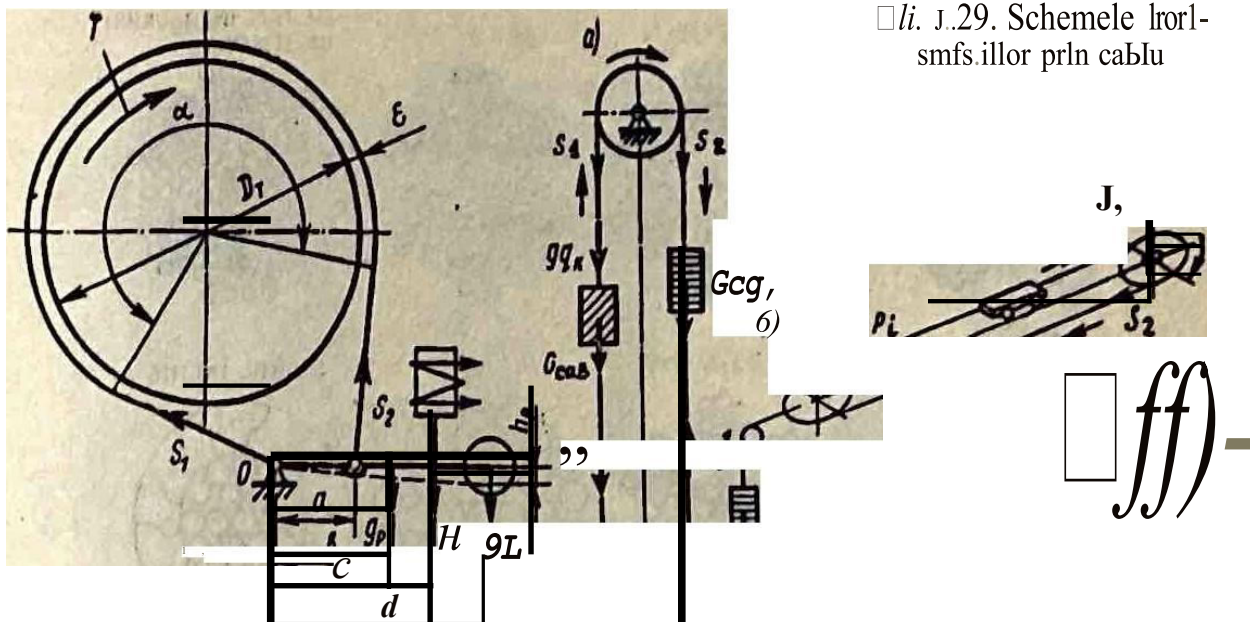


Fig. 1.28. Scheme de calcul a frnel cu banda

echatia momentelor fata de punctul O:

$$g \cdot (S_2 a - g_p b - g_l c) / d. \quad (1.46)$$

Cursa ptrghiei de comanda in interstii ul radial dintre banda si tam-15urul de frina e se determina in felul urmator:

$$h_p = \partial d / a, \quad (1.47)$$

$$D = n(D_T + 2e) - \tau r D. - \square = \&a \quad (1.48)$$

Presiunea maxima pe ramura intinsa a benzii:

$$P_{max} = 2S_1 / (b D_T) = 2S_2 e^l \cdot / (b D_T), \quad (1.49)$$

unde b este latimea benzii.

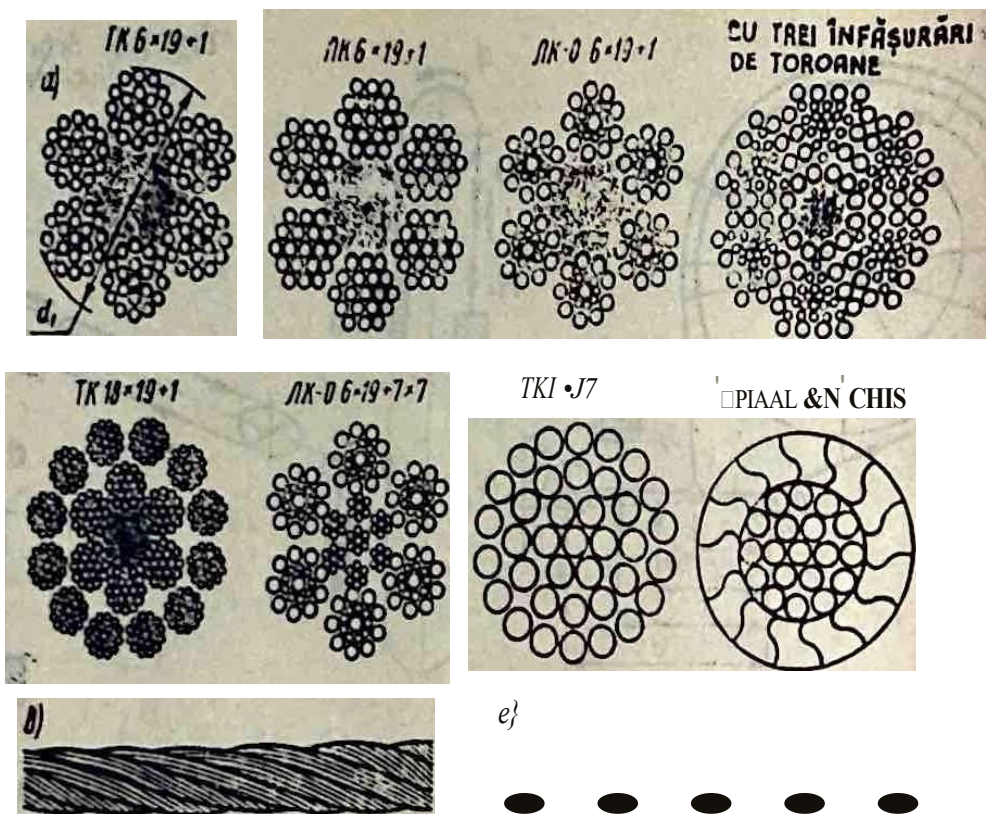
Transmisia prin cablu pune in mi care sarcina cu ajutorul rotilet de cablu conducatoare sau al tamburilor cu cabluri. Roata de cablu col lducatoare se folose te la mecanismul de actionare a cablnei de ascensor (fig. 1.29, a) si a transportului cu cablu (fig. 1.29, b). Cet mai raspindit mecanism de actionare al transmisiilor prin cablu la sta inile de constructi este mecanismul de actionare cu tambur (fig. 1.29. c). Pentru actionarea cu roata cu cablu forta periferica utila de tractiune se

d te mina dupa formula lui Euler (fig. 1.29, a, b):

$$F = S_1 - S_2 = S_1 (e^f - 1), \quad (1.50)$$

unde f este coeficientul de frecare a roii cu cablul.

Elementele principale ale transmisiilor prin cablu sint cablurile din sirma de otel cu o mare flexibilitate (Fig. 1.30, a). Cablurile se folosesc la ridicarea si la deplasarea sarcinii, in calitate de cabluri portante cind pe ele se deplaseaza carucioare de transport, pentru agatarea incarcaturilor. Cablurile de otel se fabrica din sirma de otel de inalta rezistenfa, obtinuta prin trefilarea la rece a sirmcii. Cablurile se confectioneaza cu cablare simpla, nemijlocit din sirme si cablare dubla, cind sirmele sint impletite in prelabl in toroane, iar toroanele in cablu. Cablurile se executa cu rasucire paraleli (fig. 1.30, b): sirmele in toroane si toroanele in cablu sint rasucite in aceeasi directie. Daca acestea se infloar in directii opuse, atunci ele se numesc cabluri cu cablaj tncrudfat (fig. 1.30, c). Acestea din urma sta mai bine la ronsionare (11 5... 10%). Cablurile pot fi rlsucite acele si diametru sau cu diametre ferite. Ultimele au un grad de umplere a sectiunii cablului cu metal ptii mare



Fiș. 1.30. Cabluri de tractiune din oțel

și respectiv o rezistență mai mare. După tipul cablurilor, cablurile se execută cu contacte punctiforme (CP) a sirmelor între straturile toroanelor, cu contactare liniară (CL) a sirmelor în toroane, precum și cu contactare punctiform liniară (CPL). Contactarea liniară, în cazul în care înălțimea de contactare este puțin mai mică decât la contactarea punctiformă, se obține mai ușor, dacă se folosesc sirme de diametre diferite.

În centrul cablului se introduce de obicei un miez de fibre organice (câmpuri - a. m. d), îmbinate cu un ulei special.

În mecanismele mașinilor de construcție se folosesc cu precădere cabluri cu țese toroane cu răsucire dublă în cruce, cu miez organic cu numărul de sirme  $6 \times 19 = 144$  sau  $6 \times 37 = 222$ . Se folosesc de asemenea cabluri cu țese toroane și cu un toron central de metal, care au o durabilitate cu aproximativ 15% mai mare decât cele cu țese toroane, la întinderea cablurilor se determină pornind de la valoarea

dere. Sarcina de rupere a cablului

$$R > F n, \quad (1.51)$$

unde  $F$  este sarcina teoretică preluată de cablu;  $n$  - coeficientul de securitate: pentru macaralele de construcție și trolii, în funcție de regimul de funcționare  $n = 5 \dots 6$  respectiv pentru regimul ușor și greu de funcționare; pentru excavatoare  $n = 9$ .

Durata de funcționare a cablurilor depinde în mare măsură de: raportul dintre diametrul tamburului sau scripetelui pe care se înfășoară cablul și diametrul cablului ( $D/d_c$ ); numărul de curburile a căror lungime pe scripete este de un an; materialul scripetelui și alți factori. În funcție de regimul de încărcare:

$$D/d_c = 16 \dots 40.$$

Pentru fixarea capetelor libere ale cablurilor de elementele constructive ale mașinilor se folosesc diferite dispozitive de protecție și clemene (fig. J.31). Pe fig. J.31. a este reprezentată fixarea în buca fasonată închișă cu șurub; pe fig. 1.31, b - fixarea în buca conică cu îndoirea capetelor și umplerea

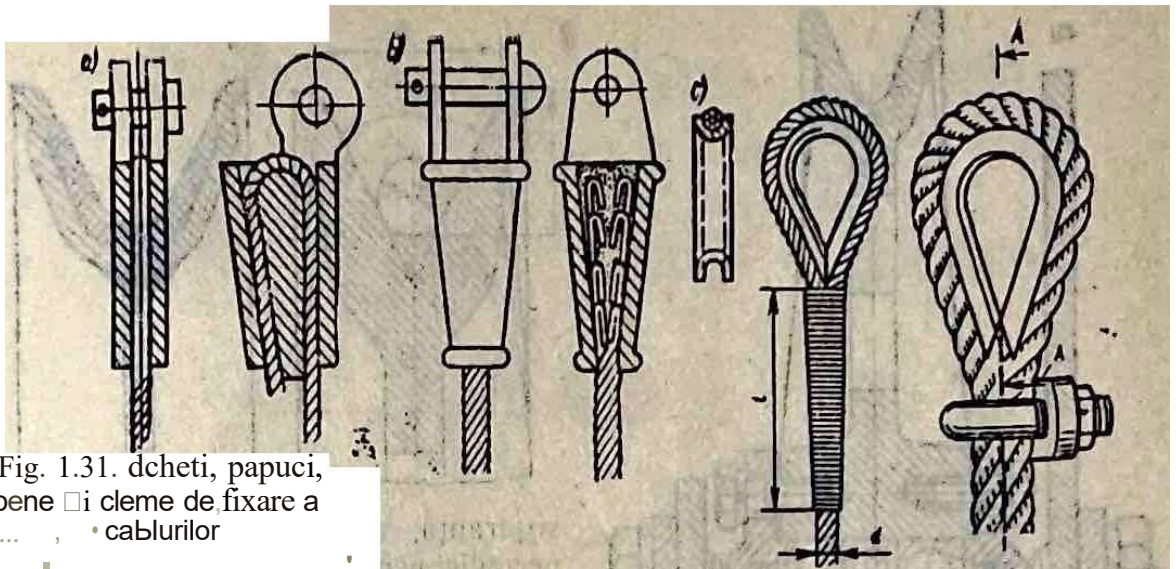


Fig. 1.31. dcheti, papuci, pene și cleme de fixare a ... cablurilor

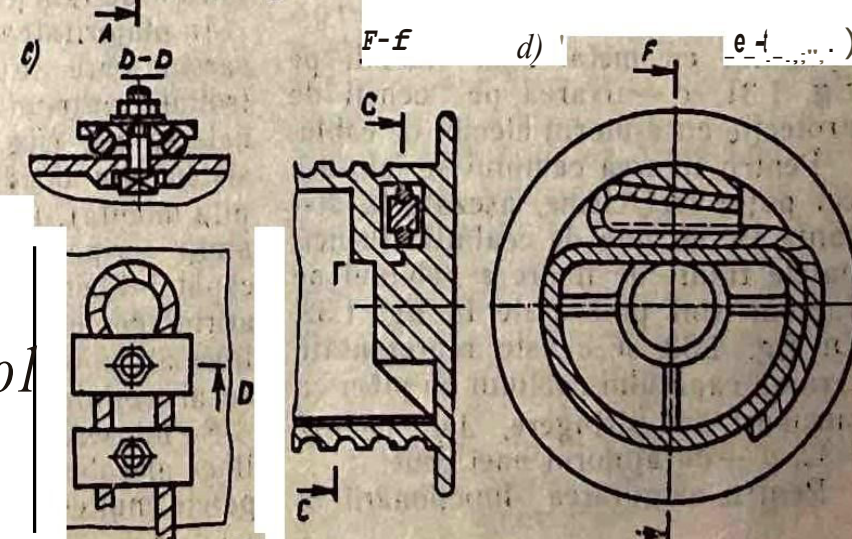
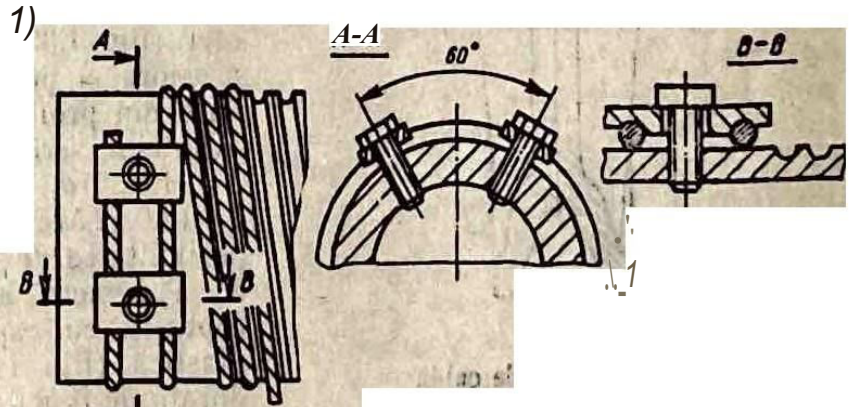
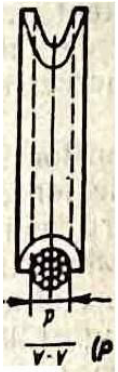
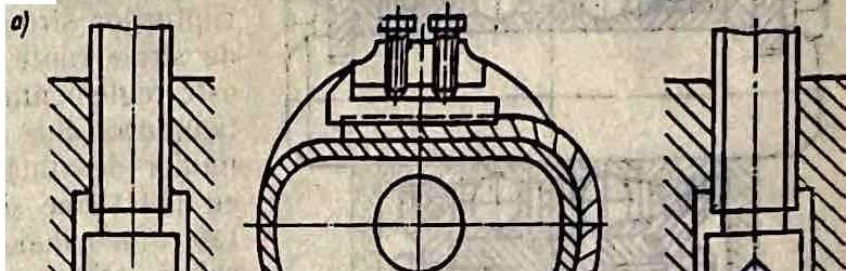


Fig. 1.32. fixarea cablurilor pe tobe

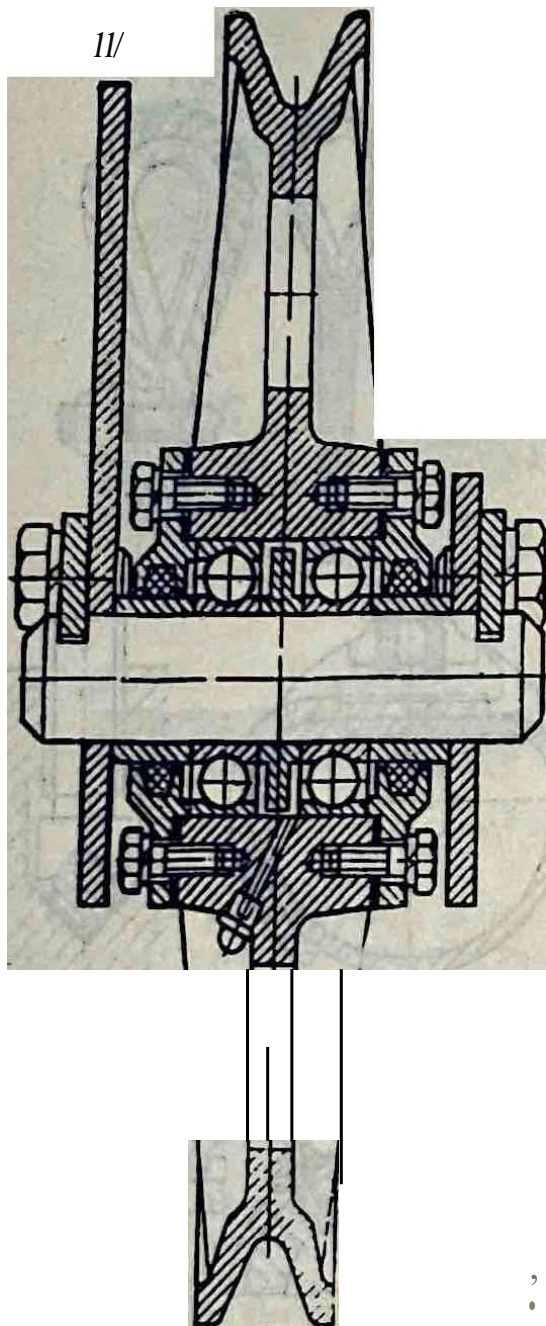
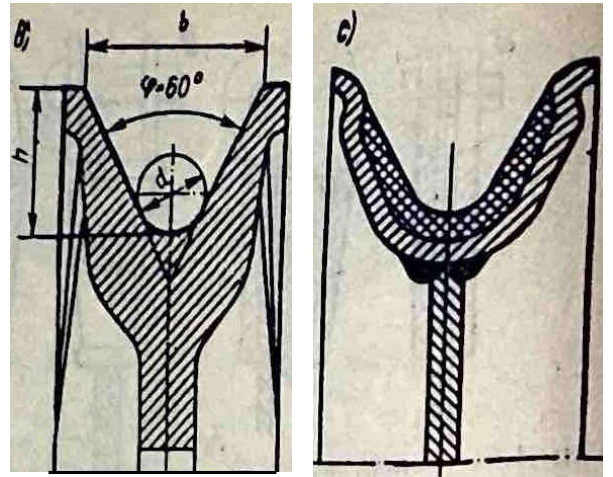


Fig. J.33. Role de cablu



siguranta, cablurile se inspecteaza periodic pentru a constata existenta rupturilor sirmei. Numarul admisibil de sirme rupte la un pas de cablare este reglementat de normele Gosgortehnadzorului (Inspectoratul tehnic minier de stat). De exemplu, cablul cu 114 sirme si rezerva de durabilitate 6 sau mai mica, cu rasucire paralela, rebuteaza la existenta rupturii a 6 sirme la un pas de cablare, iar la cele cu rasucire incrucisata - la 12 sirme.

Pentru orientarea cablurilor se folosesc scripeti canelati de fonta sau otel (fig. 1.33, a). Pentru uizarea acestora ei pot fi fabricati prin sudare din profile cantate. Adincimea canalului scripetelui (fig. 1.33, b)  $h = (1,5 \dots 2)d$ , deschiderea canalului  $b = (2,0 \dots 5)d$ ,  $\varphi \geq 60^\circ$ , ceea ce permite devierea cablului prin  $1 \dots 6^\circ$ . Parametri analogi au scripetii captusiti cu capron sau alta masa plastica (fig. 1.33, c), care maresc durata de functionare a cablului.

In majoritatea masinilor de ridicat, sarcina care se ridica se leaga cu trolul printr-un palan simplu. Palanele simple (fig. 1.34) reprezinta un sistem din doua mufla (una fixa si alta mobila), formate fiecare din mai multe scripeti, pe care se infasoara palele tipuri de fixare a cablului pe tambur sunt prezentate in fig. 1.32, in fig. 1.32, a...c, este reprezentata fixarea capatului cablului cu placi curburi de strigare, iar pe fig. 1.32, d- cu ajutorul unei pene.

Pentru asigurarea functionarii in petele mufla fixe, iar celalalt cap

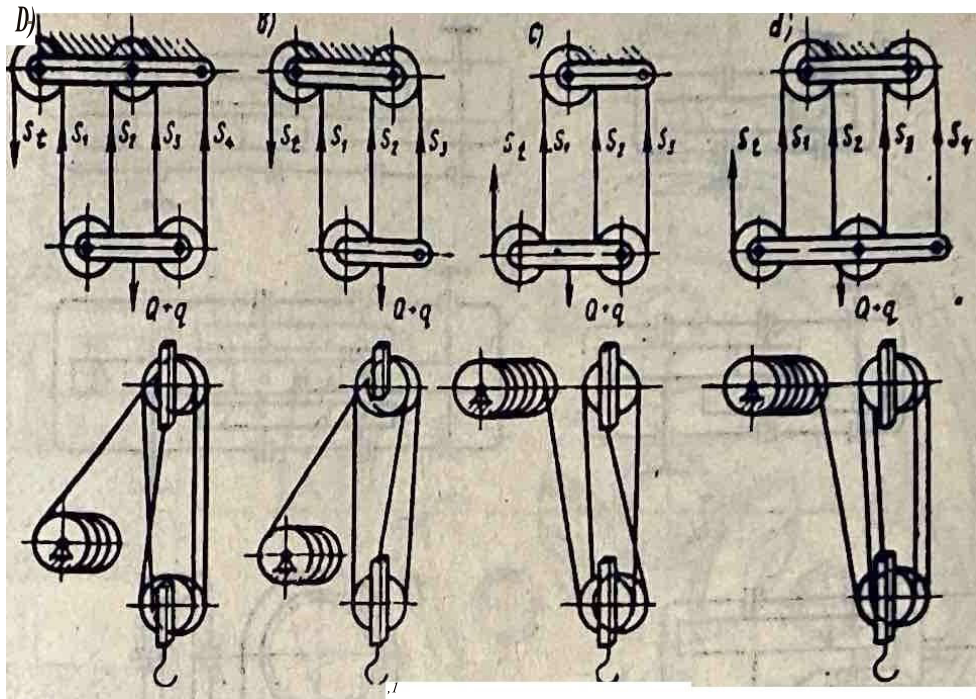


Fig. 1.34. Schemele de alcatuire a palanelor de cablu

este fixat de mufla fixa (fig. 1.34, a); capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufliei fixe, iar celalalt capat este fixat pe mufla mobila (fig. 1.34, b); capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufliei mobile, iar celalalt capat este fixat de mufla fixa (fig. 1.34, c) si capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufliei libere, iar celalalt capat al cablului este fixat de mufla mobila (fig. 1.34, d).

In timpul ridicarii sarcinii cu ajutorul palanului tensiunea in ramura cablului, infurata pe tambur, este:

$$S_t = (Q+q)/(ipflp), \quad (1.52)$$

unde  $Q$  este forta de greutate a sarcinii;  $q$  - forta de greutate a mufliei mobile a palanului;  $ip$  - numarul de ramurj (raportul) palanului;  $flp$  - randamentul palanului.

$$\eta_{ps} = \frac{1}{1 + n(1 - \eta_s)}, \quad (1.53)$$

unde  $\eta_s$  este randamentul unui scripet (1.53 = 0,96...0,99);  $n$  - numarul scripetilor palanului.

Daca numarul de scripeti este mai mare de patru,

$$\eta_{ps} \approx \frac{1}{1 + n}, \quad (1.54)$$

Calitatile palanelor sint micora - rea tensiunii in ramurtele cablului prin urmare utilizarea de cabluri: scripeti si tamburi cu diametre mici; neajunsurile - greutatea numarului de scripeti si micorarea randamentului palanului.

In calitate de ansamble aparte ale transmisiilor mecanice ale masinilor de constructii se folosesc larg reductoarele, cutiile de viteza, cutiile prizei de putere, reversoarele. Reductoarele cu angrenaj si cu melc sint mecanisme fabricate sub forme de agregate apartinand la seriyel de reducere vitezei ulghuimre si marea momentului de torsiune.

Pe fig. 1.35 sint prezentate schemele celor mai raspindite reductoare cilindrice, cu angrenaj conic si cu melc. Pentru rapoarte de transmisie ptini la  $u=8 \dots 10$ , in scopul de a evita mirirea baritelor, se folosesc reductoare otreapta (fig. 1.35 a). Cele mai raspindite sint reductoarele cu doua repte cu raportul  $u_i=8 \dots 50$  (fig. 1.35,

b, c) si reductorul cu melc si o treapta (fig. 1.35, f). Pentru rapoarte mari de transmisie sint folosite reductoarele cu trei trepte (fig. 1.35 d, e).

In ultimii ani in constructii se folosesc totmai larg reductoarele planetare (HW.14), ca-

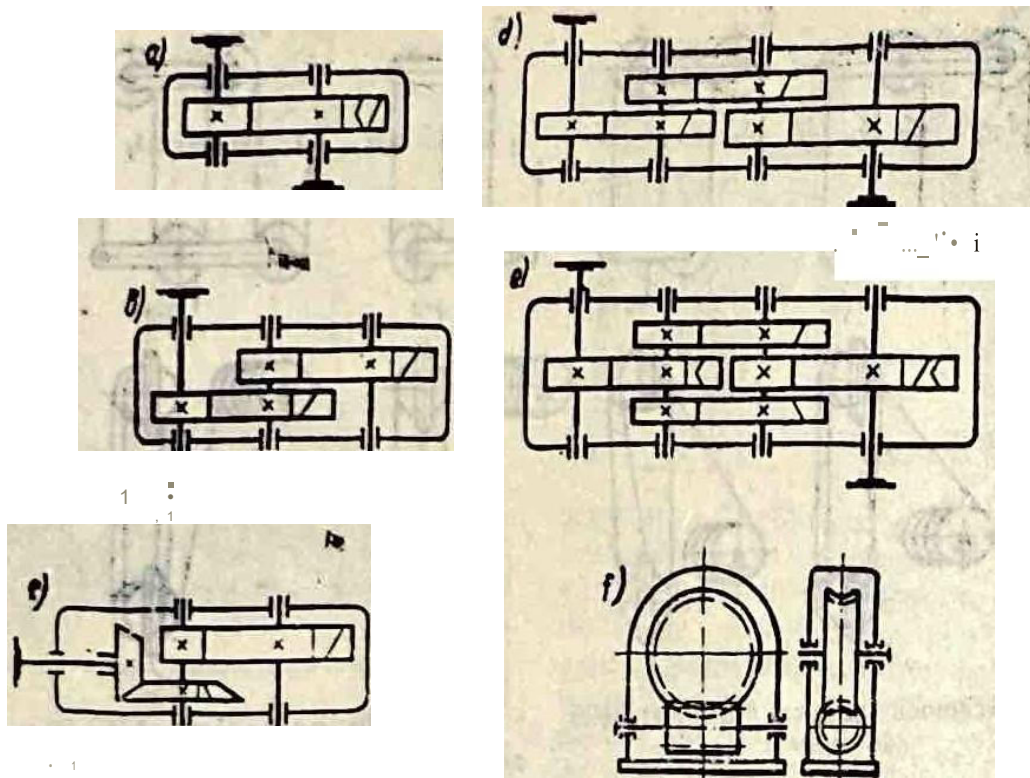


Fig. 1.35. Scheme-de reductoare

re asigura gabarite și mase mai mici, randament mai mare în comparație cu transmisiile obișnuite cu roți dințate.

Construcția transmisiei planetare cu o treaptă, executată în „varianta modulară” (fig. 1.36), poate fi adaptată la diferite tipuri de reductoare planetare. Roata centrală / roțile trei sateliți 4, montați pe lagăre 7, asamblate pe axele 2 ale furcii de tracțiune 3. Sateleții rulează pe roata centrală epiciclică 5. Inelele 6 și 8 servesc ca fixatori pentru lagărele sateliților.

Seria de module planetare (fig. 1.36) propusă de MIPI «V. V. Cuiblenov» formată din case tipodimensiuni de la  $a_{111}=40$  mm până la  $a_{aw}=125$  mm, cu momentul de torsiune nominal la ieșire  $T=280...14000$  N·m și raportul de transmisie  $u:::6,23...8,73$  permite prin diverse îmbinări simple sau duble ale acestora să se asigure cu mecanisme planetare circa 80...85% din nominalul de bază al mașinilor de construcții, cu efect economic mare atât după cantitatea de metal utilizat, cât și în expresie, bine așă.

Pe fig. 1.37 este reprezentată ca exemplu folosirea transmisiei cu două trepte la derivatele toniere.

Cutiile de viteză, ca și reductoarele sunt utilizate larg în calitate de aparate aparte ale transmisiilor mecanice ale mașinilor de construcții. Cutia de viteză este un mecanism fabricat de regulă într-un corp aparte. Eser servite la schimbarea în trepte a raportului de transmisie, care se efectuează prin schimbarea angrenajelor. După numărul elementelor de conținut, care se unesc la fiecare treaptă de schimbare a vitezei elementul de ieșire se folosesc cutii de viteză cu un element, cu două și mai multe, care se cuplază la fiecare treaptă a vitezei.

Pe fig. 1.38 sunt prezentate schemele celor mai simple cutii de viteză. Suporturile cu lagăre, convențional, sunt reprezentate. Schemele cutiilor de viteză cu axe staționare și cu un element de comandă (fig. 1.38 a...f) reprezintă o îmbinare paralelă și independentă a citorva mecanisme, numărul cărora este egal cu numărul obținut de trepte de schimbare a vitezei. Fiecare din aceste

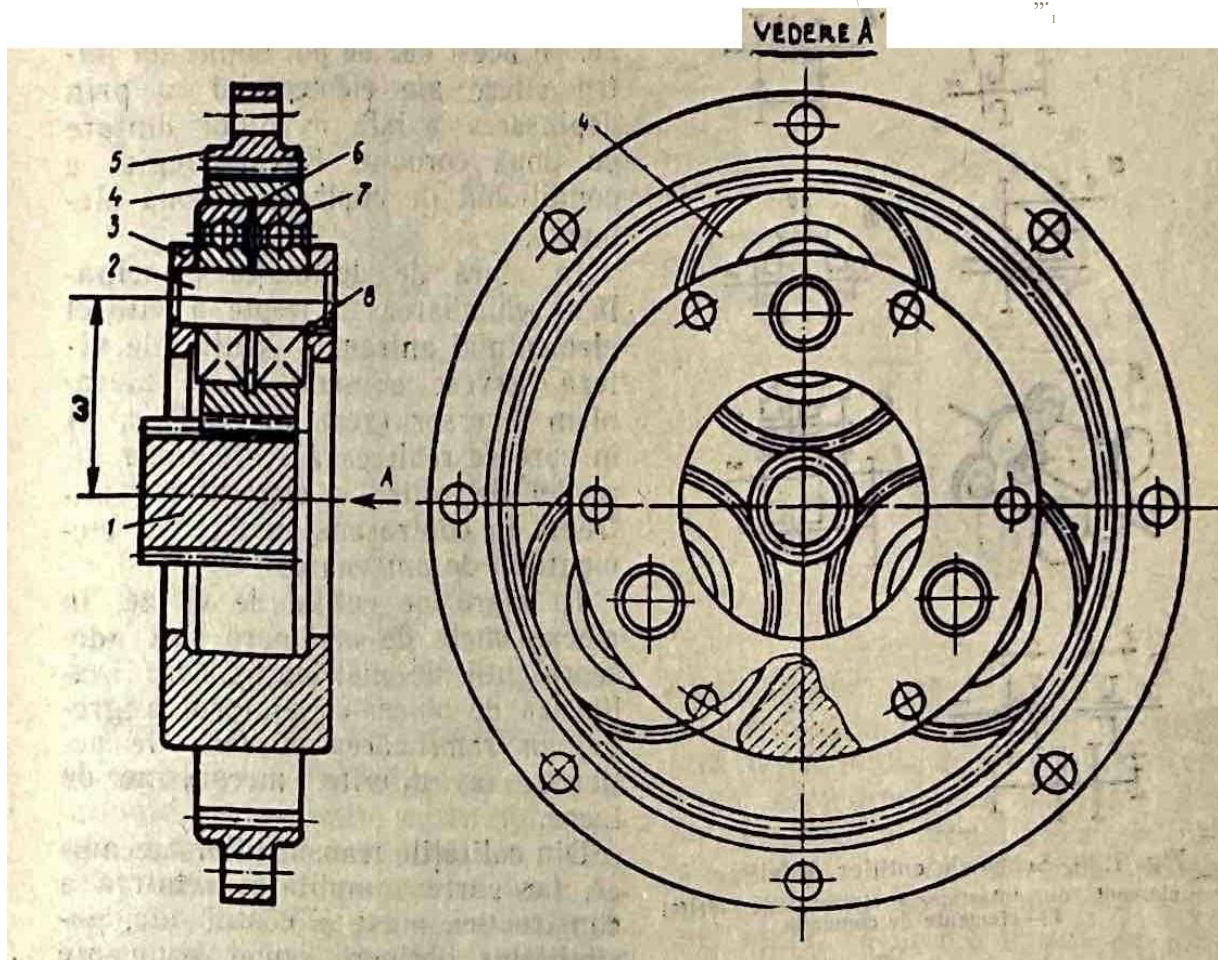


Fig. 1.36. Modulul de transmisie p'planetarii

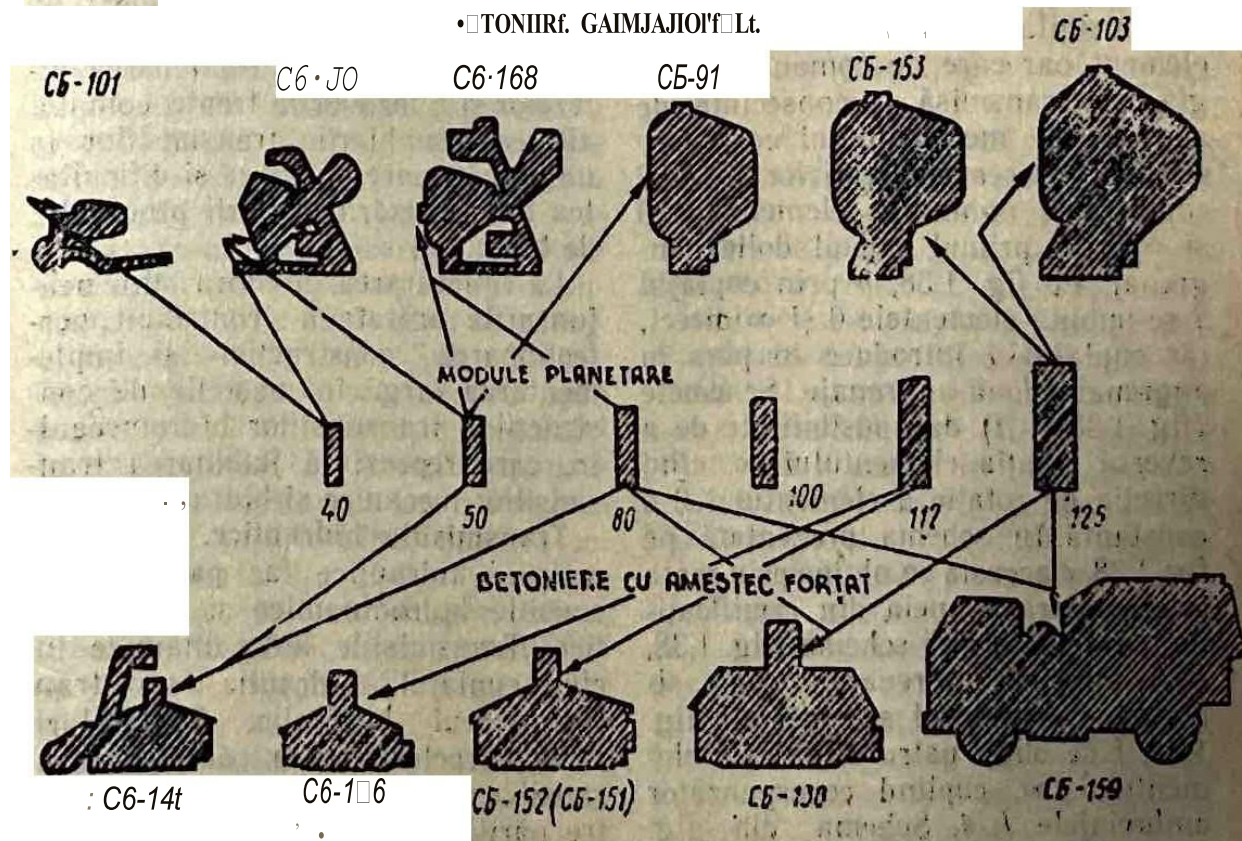


Fig. 1.37. Elemente de folosire a transmisiilor: p'lanțare la Betonieră,

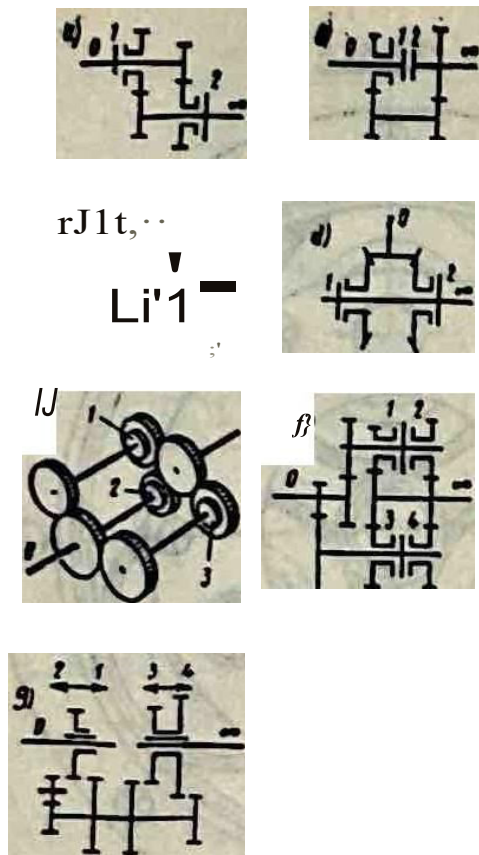


Fig. 1.38. Scher nefe cutliJor de viteze:  
a) elementul de intrare; b) elementul de lucru;  
c) elemente de comandă

mecanisme poate fi cuplat cu ajutorul cuplajului. Cuplarea concomitentă a doua sau mai multe mecanisme este inadmisibilă. În timpul cuplării unui element oarecare de comandă, energia este transmisă, în consecință, de angrenajele mecanismului corespunzător. Cuplarea ambreiajelor / sau 2 conduce la îmbinarea elementelor și prin priniul sau al doilea angrenaj. Pe fig. 1.38, b prin cuplajul 2 se îmbină elementele și direct, iar cuplajul 1 introduce în plus în angrenare două angrenaje. Schemele (Hg. 1.38 c, d) dau posibilitate de a realiza rotația elementului și, cind direcția de rotație a elementului este constantă. În schema prezentată pe fig. 1.38, c aceasta se obține prin roata intermediară a unei din ramificările paralele. În altă schemă (fig. 1.38, d) - folosind angrenajul conic sinetric. Cu ajutorul schemei din fig. 1.38, f se obțin patru viteze ale elementului și, cuplând corespunzător ambreiajele 1..4. Schema din fig. 1.38, g reprezintă o îmbinare conse-

cutivi a angrenajelor cu două viteze. În acest caz se pot obține tot patru viteze ale elementului și prin deplasarea axială a roților din față cu două coroane. Fiecare regim este condiționat de cuplarea a două elemente.

În afara de destinația principală - schimbarea vitezelor elementului antrenat - cutiile de viteze servesc adeseori și ca mecanisme inversor (vezi. Og: 1,38, c, d) în care se realizează schimbarea direcției de rotație a elementului antrenat în contrasens cu direcția elementului de antrenare.

În afara de cutiile de viteze, în mecanismele de acționare sunt adeseori cuții de distribuție, care realizează de obicei cu ajutorul angrenajelor ramificarea și acționarea la diferite mecanisme de lucru.

Din caracteristicile transmisiilor mecanice, fac parte: simplitatea relativă a construcției, masa și costul mic, posibilitatea obținerii unei siguranțe suficientă în funcționare pentru majoritatea elementelor. Ca neajunsuri se pot considera pierderile mari de energie în ambreiaje și frine, uzura lor destul de rapidă, schimbarea vitezelor și a forțelor în trepte, complexitatea asamblării transmisiilor la un număr mare de viteze și dificultatea automatizării dirijării procesului de lucru.

La înălțarea multora din neajunsurile menționate, a contribuit perfecționarea construcției și implementarea largă în mașinile de construcție a transmisiilor hidromecanice, care reprezintă îmbinarea transmisiilor mecanice și hidraulice.

Transmisiile hidraulice. Din transmisiile hidraulice fac parte transmisiile hidrodinamice și hidrostatice. Transmisiile hidrodinamice includ cuplajul hidraulic sau transformatorul hidraulic. Particularitatea caracteristică a acestor transmisiile este lipsa cuplajului rigid antrenat la transmisie. Mișcarea de

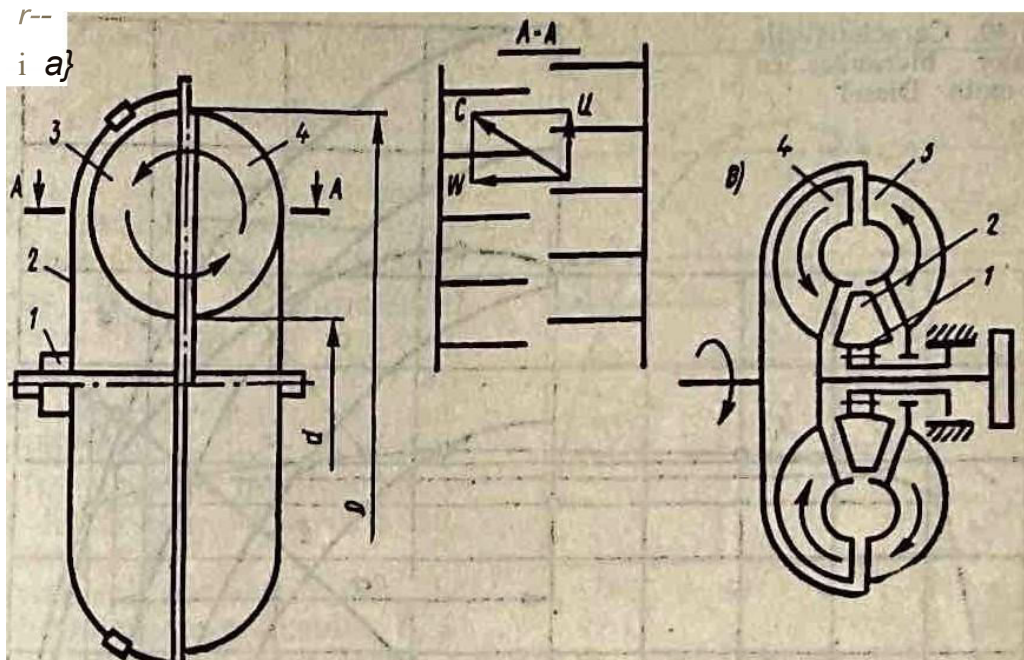


fig. 1.39. Schemele transmisiei hidrodinamice; a - cuplaj hidraulic; b - hidrotransformator

Pe partea de antrenare spre partea antrenată se transmite pe contul energiei cinetice a lichidului de lucru, care acționează asupra paletelor roților de tracțiune. De aceea transmisia hidraulică servește ca dispozitiv de siguranță la supraîncărcările dinamice ale mecanismelor de acționare ale mașinilor.

Cuplajele hidraulice (Fig. 1.39) sunt compuse din numai două roți - de antrenare (de pompare 4)

și antrenată (rotor de turbină 3). Pe arborele cuplajului hidraulic este prevăzută montarea garniturii 1, care garantează ermetizarea corpului 2 și a arborelui. Roata de pompare pune în rotație lichidul, care se găsește în camera de lucru. Sub acțiunea forței centrifuge el este aruncat spre periferia rotii și nimeresc pe paletorotii-turbina, exercitând o presiune asupra acestora. Învingerea rezistenței rotor-turbina, lichidul cedează o parte din energia sa și se scurge prin cavitatea ei spre centrul cuplajului hidraulic unde trece iarăși pe roata de pompare și ciclul lui de mișcare se repetă.

Viteza relativă se însușește cu viteza mișcării de transferare  $u$  a roții de pompare și da în sumă viteza absolută a scurgerii lichidului de pe

roata de pompare (fig. 1.39. a). Viteza  $c$  este îndreptată sub un unghi față de paletorotii-turbina. Acest unghi se mărește cu creșterea diferenței vitezelor unghiulare ale roților, și deci acțiunea de forță a lichidului asupra roții cuplate va fi și mai mare, ca și momentul de torsiune pe care îl transmite cuplajului hidraulic.

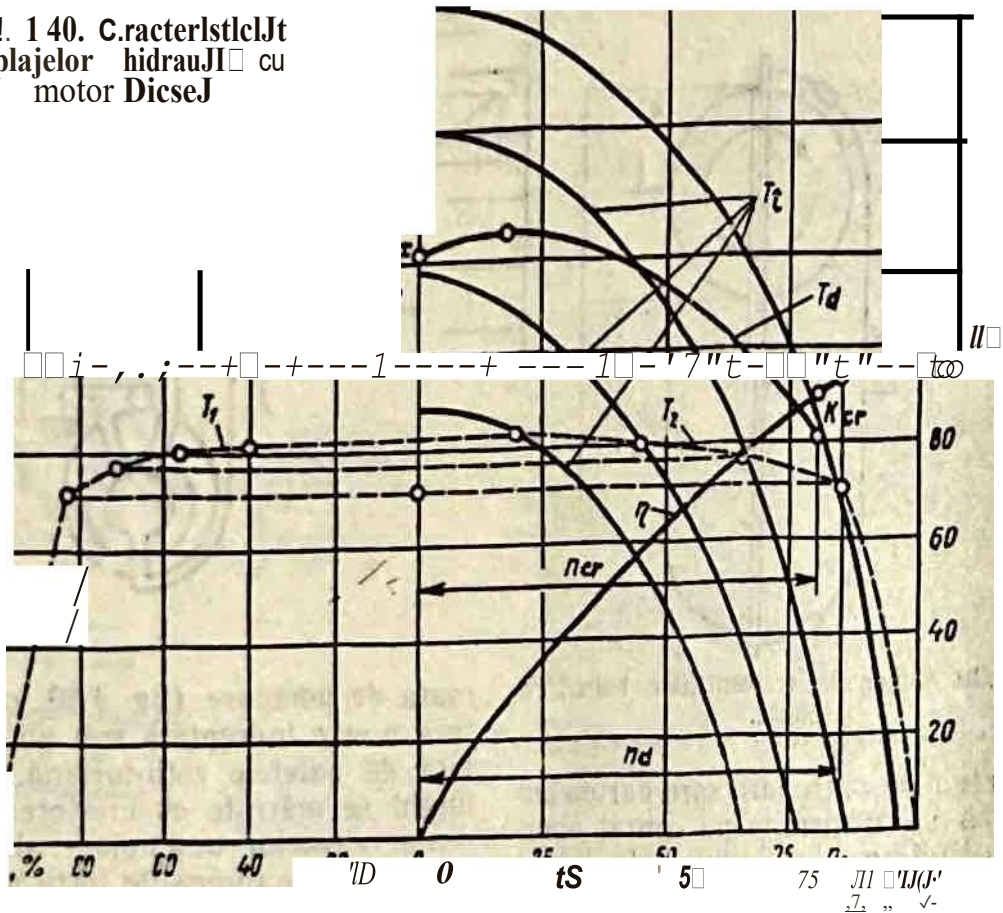
Momentul de torsiune ( $N \cdot m$ ) al arborelui antrenat este:

$$T = \lambda \rho D^5 \omega_1^2, \quad (1.55)$$

unde  $\lambda$  este coeficientul momentului de torsiune;  $\rho$  - densitatea lichidului,  $kg/m^3$ ;  $D$  - diametrul maxim al camerei de lucru,  $m$ ;  $\omega_1$  - viteza unghiulară a roții de pompare,  $rad/s$ .

La cele mai răspândite construcții de cuplaje hidraulice coeficientul nominal al momentului de torsiune  $\lambda_{nom} = (2,0 \dots 3,2) \cdot 10^{-3}$ . El corespunde alunecării nominale  $S_{nom} = (0,1 \dots 0,2) / r_{o1} = 0,04 \dots 0,06$  și corespunzător randamentului nominal  $\eta_{nom} = 0,92 / r_{o1} = 0,96 \dots 0,94$ . Pentru protejarea motorului, a mecanismelor antrenate și a echipamentului de lucru de supraîncărcările exterioare sunt utilizate cuplajele hidraulice de siguranță în care raportul momentului de torsiune maxim față de cel nominal  $T_{max} / T_{nom}$  corespunde raportului  $T_{max} / T_{nom}$  și este egal cu  $1,8 \dots 3,0$ .

Fig. 1.40. Caracteristicile cuplajelor hidraulice cu motor Diesel



La pornirea cuplajelor hidraulice pornirea motorului poate fi executata fara decuplarea transmisiei, deoarece momentul de forsiune transmis de cuplajul hidraulic este care depinde de patrata vitezei unghiulare a roții de pompare este la inceput mic.

In fig. 1.40 sunt prezentate caracteristicile principale ale cuplajelor hidraulice care determina variatia momentului de torsiune si a randamentului in functie de frecventa de rotatie. Curbele  $T_1$  si  $T_2$  descriu caracterul schimbării momentului de forsiune corespunzator în cuplajele hidraulice închise și deschise la frecvența de rotire  $n$  constantă a motorului.

Din cuplajele închise fac parte cuplajele la care volumul lichidului de lucru nu se schimbă cu variația presiunii din camera de lucru. In cuplajele deschise reglabile camera de lucru are ieșire în atmosfera sau este legată de organele de alimentare. Valoarea  $T_1$  caracterizează randamentul cuplajului. Punctul  $K$  corespunde valorii critice a momentului de torsiune la care caracteristica cuplajului

deschis va varia datorită micșorării cantității de lichid în camera de lucru. Valorile  $T_1$  și  $T_2$  sunt respectiv caracteristicile mecanice ale motorului cu ardere internă (ale motorului Diesel) și ale arborelui de antrenare al cuplajului;

In comparație cu cuplajul hidraulic, transformatoarele hidraulice (fig. 1.39. b) au cel puțin trei roți cu palete: de pompare 3 turbina 4 și reactorul 2. In transformatorul obișnuit reactorul este fix, iar turbinele universale este montat pe ambreiajul unilateral. La încărcăturile mici reactorul se rotește liber sub acțiunea curentului de lichid și nu preia momentul de torsiune. In acest caz transformatorul funcționează ca și cuplajul hidraulic, unde odată cu micșorarea încărcăturii crește randamentul.

Momentele de torsiune ale roților de pompare  $T_1$  și de turbină  $T_2$  al transformatorului hidraulic se determină ca și la cuplajul hidraulic cu ajutorul coeficienților corespunzătorilor  $\Pi_1$  și  $\Pi_2$ :

$$T_1 = \Pi_1 \rho \omega_1^2 D^5$$

$$(1.56)$$

$$T_2 = ik) : 1p < 0fD^1, \quad (1.57)'$$

unde  $k = rfJT1$  este coeficientul de transformare.

În fig. 1.41 sunt prezentate caracteristicile transformatorului hidraulic. La sarcini mari ale arborelui conducător ( $K > 1$ ) transformatorul funcționează în regim de reductor, micșorând frecvența de rotație a arborelui antrenat în raport cu frecvența de rotație a arborelui conducător. Variația frecvenței de rotație și a momentului de torsionare se execută automat continuu.

Caracteristica mecanică lină la ieșirea hidrotansformativului  $T_2 = f(n)$  facilitează utilizarea largă a transmisiilor hidromecanice, folosind hidrotansformatoarele ca mijoc pentru lucrări de terasamente, mașini de săpat și transport și oricare încărcătură. Dacă este odată cu creșterea sarcinii exterioare la arborele de lucru sau ale propulsorului apare o reducere automată a vitezei de lucru care dă posibilitatea de a înăvra mașina cu o mai mare sensibilitate și în același timp o reducere a forțelor dinamice la stopare, care apar la înfrângerea echipajului de lucru sau a propulsorului de un obstacol.

Tranzițiile hidrostactice sunt mult mai puțin pronunțate com-

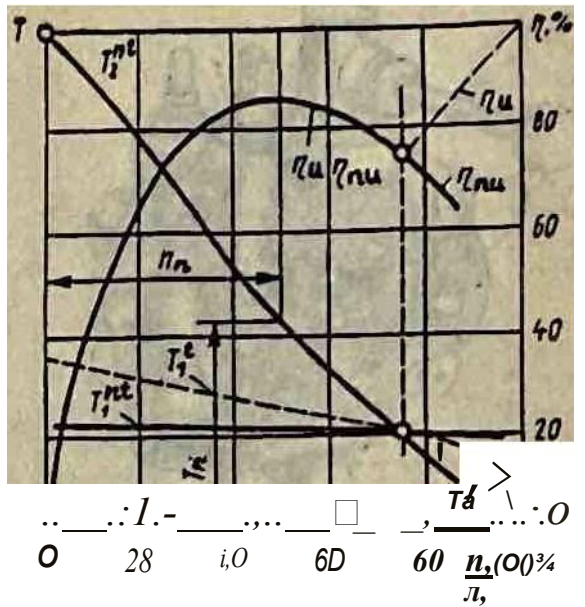
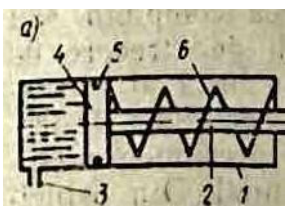


Fig. 1.41. Caracteristicile hidrotansformativului:

$T_1^e$  și  $T_2^e$  - caracteristicile mecanice ale transformatorului universal;  $T_1^m$  și  $T_2^m$  - caracteristicile mecanice ale transformatorului neuniversal, un universal

parativ cu transmisiile hidromecanice care se realizează având la bază sarcinile hidraulice și hidrotansformatoarele. În construcția transmisiilor hidrostactice se includ pompe hidraulice și hidrotansformatoare hidraulice, aparatura de comandă, dispozitivele de reglare și ajutoare, precum și conductele hidraulice și arc



1)  $\frac{4}{3} \frac{5}{4} \frac{1}{3} \frac{2}{2} \frac{1}{1}$   
ilBtfi.

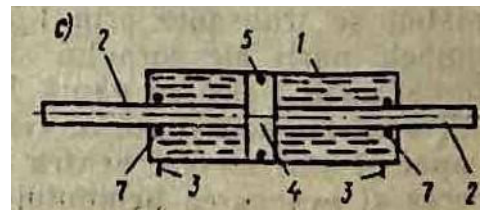


Fig. 1.42. Schenck cilindrilor hidraulici:

1 - corp; 2 - tijă; 3 - lut de alumină; 4 - plumb; 5 - mijloc de cotaș; 6 - nădă, înlocuitor  
1 - elanșilr 11e \\Jel

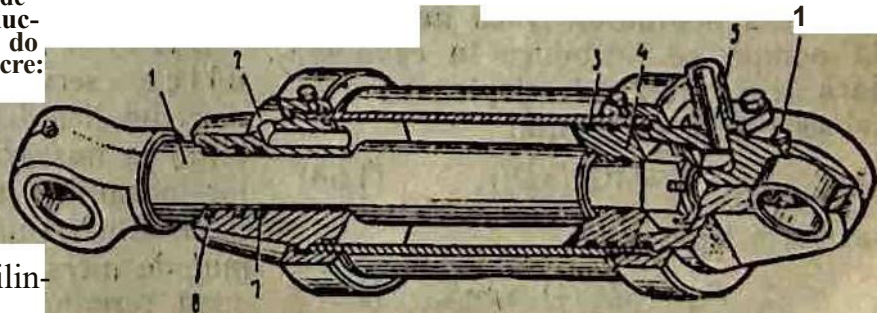


Fig. 1.43. Construcția cilindrilor hidraulici

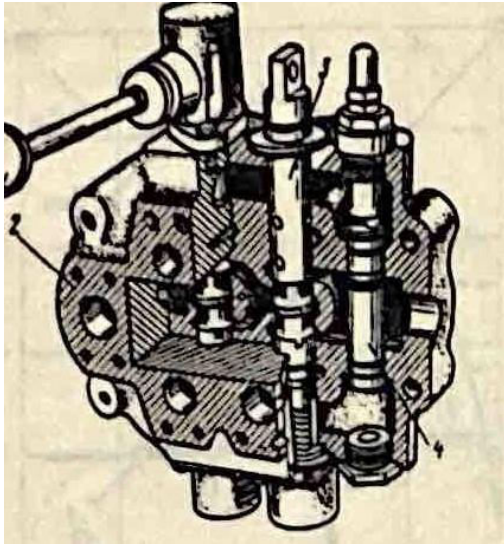


Fig. 1.14. Distribuitor hidro-  
utic

lu. creazi la presiune mltă (de IPres-  
sune) și joasă (de scurgeri de as-  
plrate, de alimentare suplimentară).  
Sc. 11e! 1) ele cilindrilor hidraulici cu  
rfect simplu (a) și cu efect dublu  
(b), cu o singură tijă (c) și dubla  
sint prezentate în fig. J.42.

Cilindrul hidraulic (fig. J.43) este  
alcatuit dintr-un corp (teava) cu su-  
prafata interioară prelucrată atent.  
În interiorul levii se deplasează  
pistonul 4 care are manșete de etan-  
șare din caucuci 3, 7 și 8 care impie-  
dica scurgerea lichidului din spati-  
ile cilindrilor separate de piston și  
asigura curățirea de impurități. For-  
ta dată de presiunea lichidului pe  
piston se transmite prin tijă /. De  
ambele părți ale corpului sint fixa-  
te capacele 2 și 6 cu gauri. În capa-  
cul 6 se fixează tija (ul 5. Gaurile în  
capace și ștut servesc pentru introdu-  
cerea și evacuarea lichidului de luc-  
ru.

Viteza de deplasare a tijei cilin-  
drului depinde de direcția de intro-  
ducere a lichidului. Dacă lichidul de  
la pompa se introduce în cavitatea  
față de tija, viteza de deplasare a ti-  
jei este dată de relația:

$$v = 4Q / (\pi D i) \quad (1.58)$$

iar forța tijei va fi:

$$F_t = \pi (D - d) \delta P f_j m / 4 \quad (1.59)$$

unde  $Q$  este debitul pompei  $D_c$  -  
diametrul cilindrului,  $\delta p$  - presfu-  
lea lichidului,  $f_{jm} = 0,97$  - randamen-  
tul mecanic.

Cind lichidul patrunde în cavită-  
tea cu tija a cilindrului hidraulic, vi-  
teza și deplasarea pistonului ia  
aceleși debite al pompei se mărește  
conform relației:

$$v_{11} = f_j Q / f_{\pi} (D - d) \quad (J, 60)$$

Forța tijei va fi:

$$F_t = \pi (D - d) \delta P f_j m / 4 \quad (1.61)$$

unde  $d$  este diametrul tijei.

Dacă lichidul se introduce în am-  
bele cavități în același timp, piston-  
ul se va deplasa în direcția tijei ct. t  
viteza

$$v = 4Q / (\pi d f) \quad (1.62)$$

Pentru a se evita deplasarea tijei se  
folosește cilindri hidraulici telescopic,  
care în poziție strinsă au dimensiuni  
mici. Cu ajutorul cilindrilor hid-  
raulici 5. e"poate asigura deplasarea  
pe drumul în mltă care de transla-  
ție dar și de rotație. Pentru aceasta  
se combină cu mecanismele: angre-  
naj cu cremalieră, cablu cu scripeti,  
lanturi, angrenaj eicoidal, bleajă...  
manivela. Aparatura hidraulică de  
comandă asigură pornirea, oprirea și  
schimbarea direcției patrunderii li-  
chidului de lucru în circuitul hidra-  
ulic prin deschiderea completă sau  
închiderea secțiunii de trecere de  
lucru. Parametrii de bază ai apar-  
turti hidraulice sînt secțiunea de tre-  
cere convențională, presiunea nom-  
nală și debitul nominal. Din prin-  
cipala aparatură hidraulică de coman-  
dă fac parte distribuitorii hidra-  
ulice, supapele și ventilele de închi-  
dere hidraulice.

Distribuitorii hidra-  
ulici servesc pentru schimbarea di-  
recției lichidului de lucru, reversi-  
bilitatea și fixarea motoarelor hidraulice într-o poziție determi-  
nată. Ele comută automat sfste.  
și se montează în gol (cursa moarti)  
după terminarea cursei de lucru.

Distribuitoarele asigură comanda a câtorva motoare hidraulice.

În fig. 1.44 este prezentat distribuitorul hidraulic monobloc. În corpul 2 de fontă este amplasată supapa de siguranță și, de regulă, câteva șuruburi (sertare) 3 din oțel tratat, care pe lângă prevenirea scurgerii lichidului din cavitatea cu presiune finală în cavitatea cu presiune mică au și rolul de a preveni scurgerea lichidului din cavitatea cu presiune mică în cavitatea cu presiune mică. Sertarele care unesc șuruburile de presiune sau cele de reîntoarcere se deplasează cu ajutorul pârghiei. Dacă distribuitorul este compus din mai multe secțiuni, atunci el se numește distribuitor sectionabil. În acest caz în fiecare secție este amplasat un sertar.

În distribuitorul hidraulic de obicei se înglobează și hermeticele supape - de siguranță și, de reținere, de alimentare suplimentară, de anticavitare și altele. Distribuitorul are dispozitiv de revenire a pârghiilor de comandă la poziția inițială sau fixarea lor într-o poziție dată. Ele se pot comanda manual sau cu ajutorul servodispozitivelor hidraulice sau electrohidraulice, care permit să se simplifice comanda și să măgoreze forțele de acționare ale pârghiilor de comandă și în același timp să asigure precizia execuției operațiilor. Distribuitorul este destinat comenzilor automate, la distanță și prin butoane și sunt acționate din electroimagnet care deplasează sertarul automat, care, la rândul său, cuplează sertarul principal.

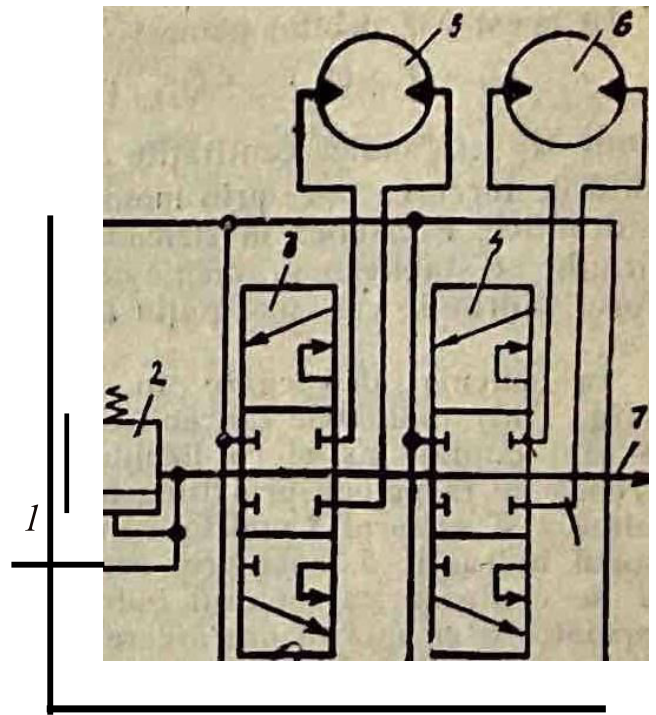


Fig. 1.45. Schema distribuitorului în serie a motoarelor hidraulice

După schema de descarcare a pompei pentru poziția neutră a sertarelor, distribuitorul se împarte în două tipuri - cu centrul deschis și închis. Distribuitorul cu centrul deschis la poziția neutră a sertarelor permite lichidului să patrundă din cavitatea de pompare prin canalul corpului în cavitatea de scurgere. Distribuitorul este folosit atât pentru schemele hidraulice de legare în paralel, cât și pentru schemele de legare în serie a motoarelor hidraulice. La schema de legare în paralel este posibil ca prin cuplarea unei pompe să se cupleze în același timp câteva motoare hidraulice.

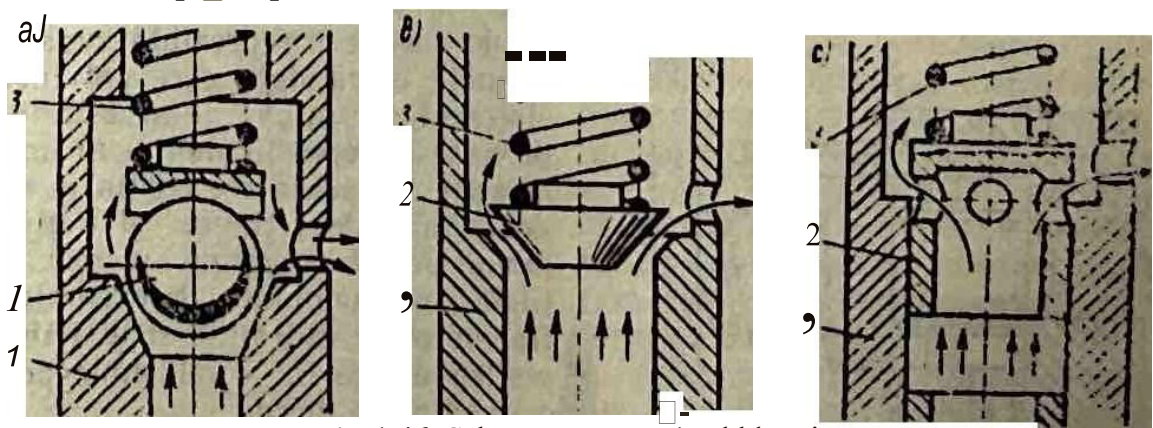


Fig. 1.46. Schemele supapelor hidraulice:

• - cu bilă; □ - conțce; 1 - cilindrul; 2 - pârghia; 3 - acțiunea; 4 - țeattatul țt țfđł" dere; i - țrc11

În acest caz debitul pompei va fi:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n, \quad (1.63)$$

unde  $Q_2, \dots, Q_n$  indică cantitățile de lichid de lucru ce trece prin motoarele hidraulice. Presiunea în sistemul hidraulic se stabilește în funcție de motorul hidraulic relativ mai puțin încărcat.

În schema de legare în serie (fig. 1.45) motoarele hidraulice 5 și 6 sunt cuplate astfel ca lichidul să treacă de la pompa prin linia hidraulică 1 și sertarul 3 mai întâi în motorul hidraulic 5, apoi prin sertarul 4 se cuplează cu motorul hidraulic următor 6 și apoi la descărcare prin linia hidraulică 7. Dacă suprafețele de lucru ale motoarelor hidraulice sunt egale la intrarea și ieșirea din motor, atunci

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n, \quad (1.64)$$

iar presiunea dezvoltată de pompa este limitată de supapa hidraulică 2 cu precizia pierderilor din liniile hidraulice:

$$P_1 = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n, \quad (1.65)$$

unde  $\Delta p_1, \dots, \Delta p_n$  indică caderile de presiune la motoarele hidraulice.

La o schema individuală se poate cupla numai un motor hidraulic. La cuplarea primului motor hidraulic după mișcarea lichidului în linia de presiune se decuplează toate celelalte sertare. În sistemele rezerve ale transmisiilor hidraulice se folosesc combinații ale schemelor menționate.

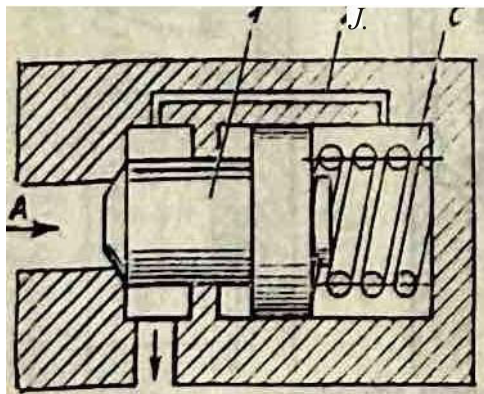


fig. 1.47, Schema supapelor de reducere

Supapele hidraulice (fig. 1.46) sunt dirijate dispozitive de închidere: cu bile, conice, cu sertar. Alegerea dispozitivului de închidere depinde de destinația supapei, mărimea debitului lichidului, de trecerea și de presiune.

Supapele hidraulice de reținere asigură deplasarea lichidului de lucru numai într-o direcție. În alta direcție elementul de închidere al supapei este presat pe scaunul supapei de către presiunea lichidului de lucru. Arcul care se află în supapă nu împiedică mișcarea lichidului în sens invers. El are rolul de a apăsa corect elementul de închidere în scaun. Supapele hidraulice de rafinare sunt utilizate pentru protecția pompelor la creșterea bruscă a presiunii care este provocată de încărcarea organului de lucru, precum și pentru formarea direcțiilor de curente ale lichidului de lucru în liniile hidraulice. Ele sunt amplasate în paralel cu filtrele.

Supapa de alimentare suplimentară este un tip de supapă de reținere și se amplasează în ramura de alimentare a motorului

hidraulic sau în distribuitorul hidraulic. Ea asigură umplerea ramurii hidraulice cu lichid de lucru pentru a evita cavitația. Alimentarea suplimentară a motorului hidraulic se efectuează sub acțiunea forțelor de inerție sau a forțelor externe din linia hidraulică de scurgere sub o presiune de 0,05-0,5 MPa.

Ventilele de închidere hidraulice reprezintă supape de reținere comandate care pot închide sistemul, iar în caz de necesitate pot permite trecerea lichidului în ambele direcții. De aceea ele conțin în afară de supapa de reținere și o tijă cu piston pentru comanda supapei. Ventilele sunt asamblate, de exemplu, între motorul hidraulic și distribuitor pentru a fixa în mod sigur poziția organului de lucru.

Aparatura hidraulică de reglare este destinată schimbării

rii debitului sau a presiunii lichidului, descriptiv. In categoria aparatelor de reglare pot fi mentionate: supape hidraulice de presiune (de siguranta si de reducere) si drosele si regulatoarele de curent pentru lichidul de lucru.

Supapele hidraulice de siguranta servesc pentru limitarea presiunii receptionate de motorul hidraulic dintr-o incarcare exteriora mare. In acest caz ele lasa sa treaca lichidul de lucru din linia de presiune joasa spre cea de scurgeri.

Supapele de reducere (fig. 1.47) sunt utilizate pentru a menline presiunea joasa in sectoare separate ale sistemului hidraulic. Cavitatea A este unita cu conducta de presiune joasa. Presiunea in cavitatea A, invingind forta arcului si forta de presare a cavitatii C, deschide supapa. In acest caz lichidul din cavitatea cu presiune inalta trece in cavitatea cu presiune joasa prin conducta cu presiune joasa nu se ridica pina la o valoare determinata. Dupa aceea presiunea lichidului prin canalul 2 se va transmite cavitatii C. Sub actiunea presiunii din cavitatea C sertarul se va deplasa si va inchide accesul lichidului din linia cu presiune inalta.

Drosetele hidraulice cu rezistenta hidraulica constanta sau reglabila servesc la reglarea debitului lichidului in liniile hidraulice. In fig. 1.48 se prezinta droseta reglabila cu supapa de retinere. El este destinat limitarii curgerii de lichid intr-o directie si permiterii curgerii libere a curentului in alta directie. In afara de elementele mentionate, transmisia hidraulica, hidrostatica contin aparatura de conditionare a lichidului de lucru, rezervoare hidraulice, acumulatori hidraulici si linii hidraulice.

Rezervoarele hidraulice sunt vase pentru pastrarea, decantarea si racirea lichidului de lucru care circula in transmisia hidraulica. Rezervorul comunica cu mediul ex-

terior prin gura de aerisire, care este un filtru de aer.

Accumulatorii hidraulici sunt rezervoare hidraulice care servesc pentru acumularii si eliberarea energiei lichidului de lucru care se afla sub presiune. In acumulatori presiunea se formeaza ca rezultat al comprimarii si dilatarii gazului de lucru sau al deformarii elastice a arcului. Accumulatorii acumuleaza energia in perioada incercarii parziale incomplete a mecanismului hidraulic de actionare si o restituie in perioada incercarii intense a motoarelor hidraulice. Ele sunt utilizate de asemenea pentru reducerea pulsatiilor presiunii in liniile hidraulice, pentru completarea pierderilor de lichid etc.

Aparatele de conditionare sunt utilizate pentru mentinerea (si limitarea) temperaturii lichidului de lucru. Din aceasta categorie fac parte, curatoarele (filtrele si separatoratoarele). In linii de caldura si radiatoare. Dupa calitatea de filtrare detinuta, de marime si cantitatea particulelor solide care au trecut prin filtru, aparatele de conditionare se impart in filtre de curatare grosiera (lasa sa treaca particule de pina la 0,1 mm), de curatare normala (lasa sa treaca particule de pina la 0,01 mm), de curatare fina (lasa sa treaca particule de pina la 0,005 mm) si de curatare deosebit de fina (lasa sa treaca particule de pina la 0,001 mm). La constructii in loc de filtre de sirma se folosesc filtre din sita si din hime. Pentru imbunatatarea filtrarii lichidului de lucru in locul filtrelor au inceput sa se foloseasca cercuri centrifuge speciale. Dupa cum a dovedit practica, punerea in lucru a lichidului de lucru mare este considerata du-rata de functionare a elementelor actionarii hidraulice.

Liniile hidraulice se compun din tevi prin care lichidul trece de la pompi la aparatele de distribuire si hidromotoare. Liniile rigide



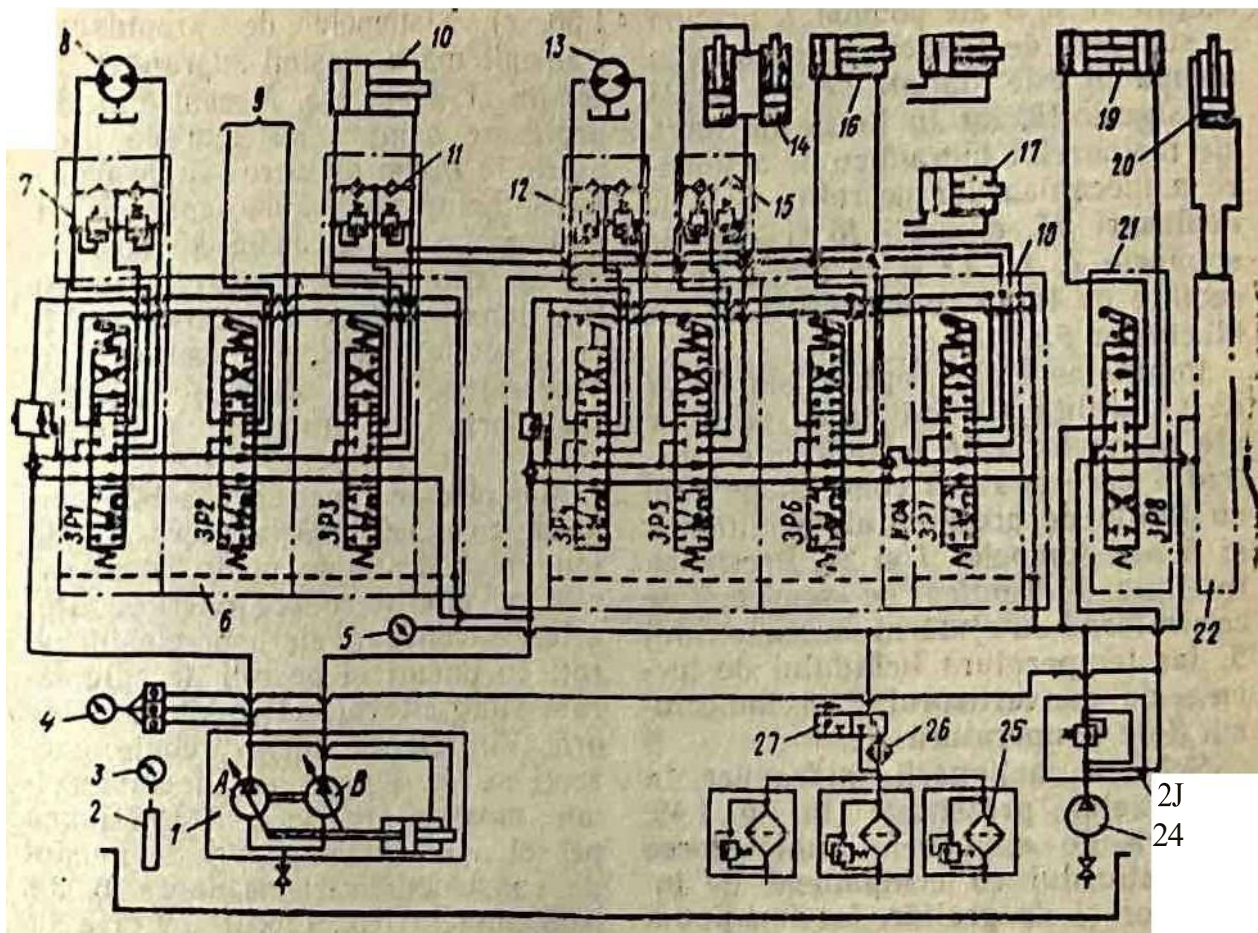


Fig. 1.49. Schema blocurilor hidraulice volumice cu două jeturi a excavatorului pe pneuri cu o cupl

lindului (0) cu deplasarea bratului (cilindrul 14) sau a cupei (cilindrul /6) la tomada independenta a fiecăreia din mișcările suprapuse. Jetul din blocurile 6 și 18 trece în rezervor prin sertarul 27 care permite trimiterea lichidului de lucru direct în filtrul 25. O altă temperatură joasă a mediului înconjurător sau prin sistemul de răcire 26. Numărul de filtre asamblate 25, cuplate paralel, în linia hidraulică, se determină din condiții de asigurare a unei rezistențe minime la curgerea lichidului. În afară de pompa dublă de bază în acest sistem, de acționare hidraulică se folosesc și pompa cu roți dinate 24 cu debit constant, amplasată la motorul Diesel, care se alimentează prin distribuitorul hidraulic 22 al sistemului de urmărire a cilindrului hidraulic 2/J de virare a roților motoare de rotație.

de lichid al secțiilor A și B se despart în două feluri, ca scurgerea din blocul 6 și se îndreaptă în rezervor, iar blocul 18 se alimentează numai cu jetul secției B. Astfel, motorul hidraulic 8 al mecanismului de rotație a platformei poate fi alimentat numai de jetul de lichid al secției A, în timp ce în motorul hidraulic J.J al mecanismului de deplasare comandat de blocul 18 și în cilindrul hidraulic de acționare a mănăstrelor (cupel /), brațului 14 și a cupei inverse 16 se distribuie jetul complet de la secțiile A și B în timp ce funcționează. Dacă se învârtă din aceste motoare hidraulice fără suprapunerea cu alte operații. La cuplarea sertarului secției 3DI care comandă motorul hidraulic B în cilindrul 10, 14 și /6 se transmite un jet de lichid din secția B. Sertarul secției 3D-3 din posibilitatea de a supra-pune deplasarea mănăstrelor cupei (ci-

În secțiile de preslune ale blocurilor 6 și 18 sunt înglobate supapele de protecție reglate pentru presiunea de lucru, care limitează presiunea în

suntile A și B ale pompei 1. preturt  
 • supapele de retanere. Presiunea in  
 pompa 2-1 este limitati de supapa 23  
 de sigurant, iar in liruile de luoru  
 ale motoarelor hidi: aulke de actiona-  
 re a mecanismelor de rotire 8 și de  
 deplasaxe JJ, cilindrii /6 și 14- de  
 supapeie 7, 11, /2-și 15 aliturate la  
 secfiile de tircru corespunzitoare ale  
 blocuriJor 6 și 18. □ - □ •

Pentru controlul reglarii supapelor  
 de sigurant ale liniilor de presiune  
 ale pompelor este in\$taJat manome-  
 trul 4 care poate fi conectat pe rind  
 cu liniile de presiune ale secfiilor A  
 și B ale pompeilor / și 24. Presiunea  
 f;rv Hnia bldraulici • de scurgere se  
 controleazi cu ajutorul manometrului  
 5, iar temperatura Pchidului de lu-  
 cru - cu converfzorul 2 □ indi'catorul  
 3 de temperatura.

Schema acfionarii bldraulice in  
 afaJ" a ceJei prezentate in fig. 1.49,  
 asigura de asemenea funcționarea  
 excavatorului cu echipament de in-  
 circator și de graifar. La funciona-  
 rea cu graifar Jiniile hidraulice de  
 Jucru 9 ale sectiei de rezerv'a 3D2  
 slnt folosite pentru comanda cilin-  
 drului bldraulic de ridicare (cobori-  
 re) a parfii de sus a bratului compus,  
 secfia 3D6 - pentru comanda hid.ro-  
 cilindrului 17 de inchidere a cupei  
 de graifar. iar dist.ribuitorw supt'i-  
 mentar 21 - pentru comanda cilin-  
 drului bldraulic 19 de rotire a grai-  
 farului in plan. In ac:est caz cilindru-  
 I JS este acfionat de la pompa auxilia-  
 ra 24 și este comandat de sectia  
 3DB.

### 1.5. EchipamentuJ de deplasare aJ m□imilor de constructil

Echipamentul de deplasare al ma-  
 □iniJor de constructii se compune  
 din dispozitivul de deplasare - pro-  
 pulsie, mecanismul de deplasare, ra-  
 me de sprijin sau axe.

Dupa tipuJ sistemului de propulsie  
 u.tilizat ca echipament de deplasare,  
 acesta, poate fi tu □enile (fig. 1.50..  
 a), pe roti cu pneuri (fig. 1.50. B),  
 pe roli de cal,e feratA și pa□itor (fig.

1.50. c). Sistemete de propulsar4  
 transmit masa ma□inii supra,letei de  
 sprijin și deplasare. Mecanismul de  
 deflasare asigura s•istenlul de pro-  
 pusie in regim de tucru sau de tran-  
 sporC Echipamentul de deplasare al  
 multor ma□irn de cofistrucii (de sa-  
 pat □f transportat" excavatoare cu  
 funcfioaare continua, macarale m,obl-  
 le și altele) psarHcipa nemijlocit in  
 procesul de lucr\_u, asigurind in acest  
 mod forta ,de traciune suplimen-  
 taii.

Ma□inile de constructiH mobile mo-  
 derne cu masa pina la citeva mii de  
 tone sint destinate pentru deplasa-  
 rea in conditii rutiere diferite, vite-  
 zele de transport ale unor ma□ini pe  
 roti cu pneuri și pe roti de cale fe-  
 r□ta ating cileva zeci de kilomeftri pe  
 ora. Vitezele de lucru trebuie ade-  
 seori sa se regleze lent de la mari-  
 mile max:rne pina la zero. Presiunea  
 pe sol □ diferitelor tipuri de ma□ini de  
 constructii variaza de la 0,03...  
 0,05 ptna la 0,5...0,7 MPa. Forta de  
 traciune a sistemelor de propulsie a  
 majoritafii ma□inilor de constructie  
 este de 45...60% din masa acestora, la  
 l:rnele depa□ind in regim de lucru ma-  
 sa Jor totala. Asigurarea de c.atre  
 ma□ina a presiunii specifice.p□ pa"7  
 mint, a fortei de traciune □;garda  
 la sol (distanfa qe la suprafata dru-  
 □ului pina la cel mai jos punct □l  
 sistemului de deplasare) caract'rt.:  
 zeaza capacitatea de trecere, ad1-c□  
 p.osibilitatea de a se deplasa in  
 conditii de exploatare diverse □Capacita-  
 tea de trecere influenfe.aza in mare  
 masura asupra parametrilor teh□ico-  
 economici de baza ai ma□inii. Un pa-  
 rametru important al echipamentului  
 de deplasa,ie este de asemenea a ma-  
 nev.rabilitate, prin care se intele-  
 ge posibilitatea ma□inilor de a-□i scblm;  
 ba directia de deplasare - de mane-  
 vrare. Manev.rabilitate□ se caracte-ri-  
 zeaza prin razeJe de vi.Faj, capacita.:  
 tea de inscriere a ma□inii inJ. curbe □i  
 marimea supra.fetei necesare pentru  
 &ntoar.cert.

Pentru asigurarea diverselor cerin-  
 te de exploatare a ma□inilor de con□

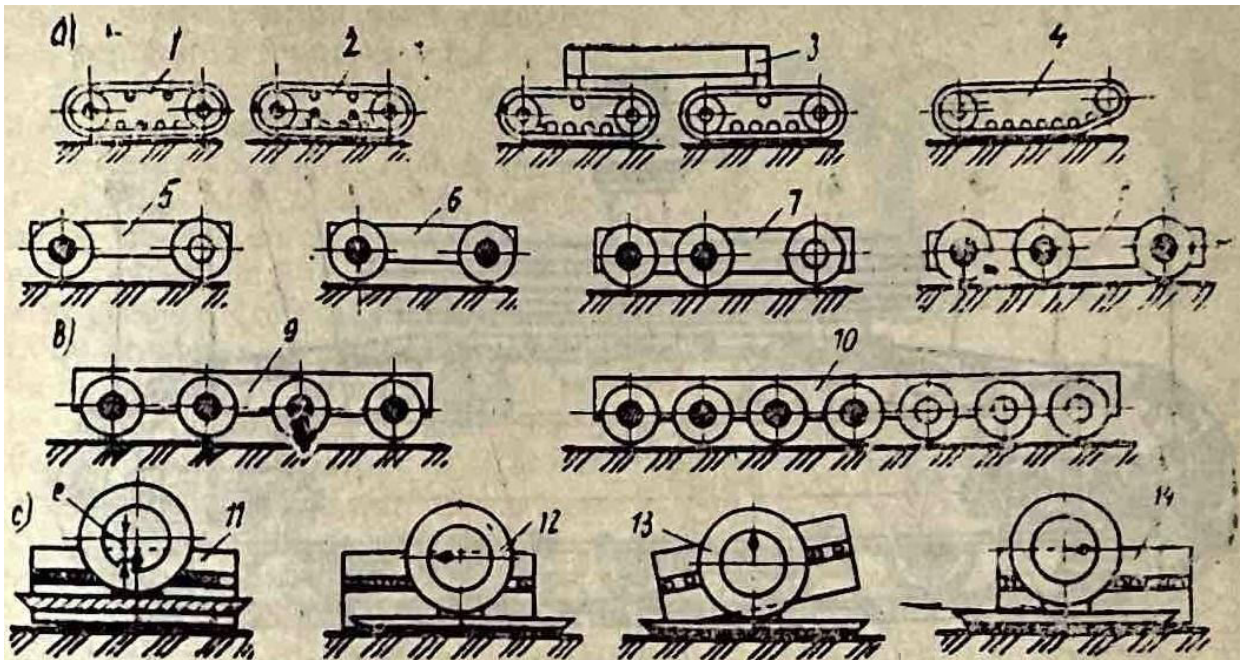


Fig. 1.50. Echipamentul de deplasare al mașinilor de construcții

structii sunt utilizate diferite echipamente de deplasare.

**Echipamentul de deplasare pe roțile** (fig. 1.50. a) este larg utilizat la mașinile de construcții de putere mică și cu masa de 1...2 t, cît și la mașinile de cea mai mare putere, cu masa de sute și mii de tone. Acest echipament asigură posibilitatea de preluare a încărcărilor con- forte de tracțiune mari și bună manevrabilitate.

Deficiențele sistemului de deplasare pe roțile sunt masa considerabilă (pînă la 35% din masa totală a mașinii); consum specific mare de materiale, durată mică de funcționare și costul mare de reparații, rapiditatea și viteza de deplasare mici; teren accidentat și rigid, viteza de deplasare a mașinilor cu astfel de roțile a drumurilor în deplasare nu este funcționarea și deplasarea pe drumuri cu imbracamintea lor la denivelările solului rolele de: definitive" Mașinile pe roțile se deplasează prin acțiunea propulsiei de rugăla, număr. În limitele antierului de construcții unde ele sînt aduse cu ajutorul mijloacelor auto, pe cale ferată sau pe apă.

Echipamentul de deplasare pe roțile poate fi unul sau două sau multe

roțile (fig. 1.50, poz. 3). La mașinile de construcții cu masa de pînă la 1000 t se folosește un echipament cu două roțile, simplu și manevrabil.

Pentru mașinile cu masa mai mare sînt folosite sisteme compuse cu mulțime de roți, al căror număr ajunge pînă la 16.

În funcție de gradul de adaptare la relieful drumului se deosebesc roțile rigide 1, elastice 2, semirigide și cu roata la săta în jos, sau ridicată 4. Aceste roți sunt montate direct pe sol. La roțile rigide (fig. 1.51) roțile de rezervă 7 sînt montate direct pe grinda de susținere a roții.

Acest tip de suspensie este cel mai simplu și ieftin, el asigură distribuția uniformă a presiunii pe sol. Deoarece roțile rigide nu se adaptează la denivelările drumului și nu amortizează încărcările provenite din roțile date de deplasarea pe un teren accidentat și rigid, viteza de deplasare a mașinilor cu astfel de roțile a drumurilor în deplasare nu este funcționarea și deplasarea pe drumuri cu imbracamintea lor la denivelările solului rolele de: definitive" Mașinile pe roțile se deplasează prin acțiunea propulsiei de rugăla, număr. În limitele antierului de construcții unde ele sînt aduse cu ajutorul mijloacelor auto, pe cale ferată sau pe apă.

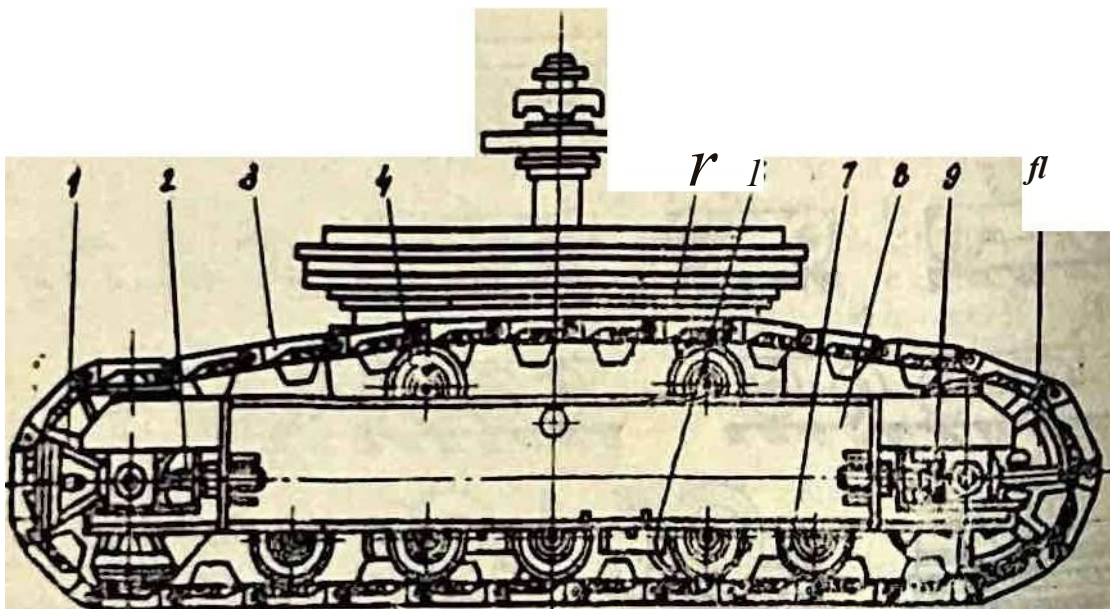


Fig. 1.50. Construcția șenilei:

1 - roata conducătoare; 2 - cadavrul șenilei; 3 - eșafodajul șenilei; 4 - cadavrul șenilei; 5 - cadavrul șenilei; 6 - roata de ghidare; 7 - roata de ghidare; 8 - roata de ghidare; 9 - roata de ghidare; 10 - roata de ghidare.

folosesc ciocuri și gheare demontabile. Acționarea șenilei se realizează de roțile conducătoare 1. Angrenarea șenilei cu roata conducătoare se face prin buzele șenilei sau prin gaurile acestuia. Pentru compensarea uzurii și întinderii lanțurilor se folosește dispozitivul 9 al roții de ghidare.

În ultimii ani pentru funcționarea șenilelor pe terenuri mlătinose cu capacitate portantă slabă se folosesc pneuri (fig. 1.50. b) de cauciuc. Astfel de șenile sunt confecționate dintr-o bandă specială de cauciuc armată cu sîrmă portantă de mare durabilitate cu elemente întărite. Aceasta bandă de șenilă are masa redusă, o mai bună adaptare la condițiile terenului și o mai mare capacitate de trecere, nu distruge învelișul de iarbă.

Tipul mecanismului de acționare a mașinii și cerințele față de acesta privind viteza și manevrabilitatea determină construcția mecanismului de deplasare. La mecanisme de acționare mecanică sau cu un motor hidraulic mișcarea șenilelor Heseori se realizează cu ajutorul așternutului conic, al transmisiilor prin lanț, cu-

ajutorul cu crabotii și frinelor, care.

asigura rotirea mașinii în jurul unei axe din șenile. Pentru o manevrabilitate mai mare a mașinilor pe șenile, realizate pe baza tractoarelor, pentru cuplarea și decuplarea șenilelor.

se servesc ambreiaje speciale laterale cu fricțiune. La cuplarea șenilelor în direcții opuse se realizează virajul prin rotația mașinii pe șenile. O caracteristică se realizează și la acționarea individuală a mașinilor, când fiecare din șenile este acționat separat de un motor electric sau hidraulic, la cuplarea cărora în direcții

opuse se execută virajul mașinii. Sistemul de deplasare pe roți cu capacitate portantă slabă se folosește pneuri (fig. 1.50. b) de cauciuc. Astfel de șenile sunt confecționate dintr-o bandă specială de cauciuc armată cu sîrmă portantă de mare durabilitate cu elemente întărite. Aceasta bandă de șenilă are masa redusă, o mai bună adaptare la condițiile terenului și o mai mare capacitate de trecere, nu distruge învelișul de iarbă.

Tipul mecanismului de acționare a mașinii și cerințele față de acesta privind viteza și manevrabilitatea determină construcția mecanismului de deplasare. La mecanisme de acționare mecanică sau cu un motor hidraulic mișcarea șenilelor Heseori se realizează cu ajutorul așternutului conic, al transmisiilor prin lanț, cu-

ajutorul cu crabotii și frinelor, care asigură rotirea mașinii în jurul unei axe din șenile. Pentru o manevrabilitate mai mare a mașinilor pe șenile, realizate pe baza tractoarelor, pentru cuplarea și decuplarea șenilelor se servesc ambreiaje speciale laterale cu fricțiune. La cuplarea șenilelor în direcții opuse se realizează virajul prin rotația mașinii pe șenile. O caracteristică se realizează și la acționarea individuală a mașinilor, când fiecare din șenile este acționat separat de un motor electric sau hidraulic, la cuplarea cărora în direcții opuse se execută virajul mașinii.

rotilor, care conține două cifre: prima reprezintă numărul total de roți, a doua - numărul roților motoare. Cele mai răspândite sunt mașinile cu formula 4X.2 (fig. 1.50. b, poz. 5), 4X4 (fig. 1.50. b, poz. 6). Numărul mare de axe totale și conductoare este (oJosit ,mai rar -IndeoseBI ja autogredere grtăle ti, macarale. Odata cu creșterea numărului de roți conductoare ale sistemului de deplasare se îmbunătățesc capacitatea de acțiune și capacitățile de tracțiune și manevrabilitate; în același timp se completează mecanismul de comandă și acționare a deplasării.:

Proprietățile echipamentului de deplasare pe roți cu pneuri în mare măsură depind de construcția bandajului (fig. 1.52). Pe măsură ce, de obicei, se montează pneuri de o singură tipodimensiune, de aceea, de cele mai multe ori, pe osile cele mai încărcate se montează roți duble. Pentru mărirea capacității de deplasare (deplasamentului), se folosesc pneuri cu diametre mari, cu profil larg și în forma de arc. Totodată capacitatea de deplasare se îmbunătățește datorită unei suprafețe mari de contact și de contact cu solul.) Astfel de pneuri dau posibilitate, mașinii și funcționează pe terenuri slabe și afinate sau pe zapada.

În cazul funcționării pneurilor în forma de arc pe terenuri dure și pe drumuri cu înveliș dur, rezistența la deplasare a mașinii scade, iar durata de funcționare scade brusc.

Pneurile cu profil obișnuit se marchează cu două cifre pesteliniute (de exemplu, pneul de 320-508 mm sau 2.00-20"). Prima cifră reprezintă lățimea pneului, a doua - diametrul interior, (de ajustare pe jantă) al pneului în mm sau în toli. Codificarea pneului cu profil larg conține trei cifre: diametrul exterior, lățimea și profilul și diametrul de ajustare a jantei, de exemplu, IS00X X660X635 mm.

Pentru îmbunătățirea capacității de deplasare a mașinii, micșorarea rezistenței la deplasare și a uzurii pne-

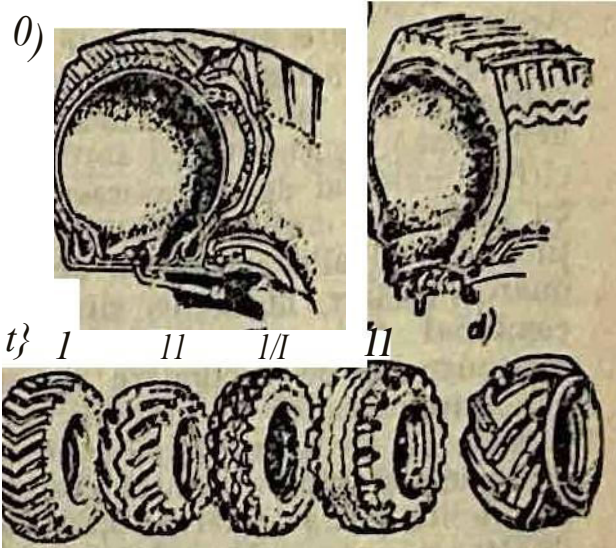


Fig. 1.52. Tipurile de pneuri:

a - c.a. cameră; b - fără cameră; e - bea de răcire; 1 - pentru lucrul de teren; II - pentru lucrul în cariere de piatră; III - contra pietriș; IV - în interior; t - ra formă de arc

urilor, în ultimii ani la mașinile de construcții a început să se folosească sistemul de reglare a presiunii în pneuri din cabină șoferului. În acest caz la deplasarea mașinii pe teren afinat sau umed presiunea în pneuri se micșorează, micșorând de fapt presiunea exercitată pe sol, îmbunătățindu-se astfel calitățile de tracțiune și de deplasare. La deplasarea mașinii pe drumuri dure presiunea în pneuri se mărește, fapt ce conduce la scăderea rezistenței la deplasare și la micșorarea duratei de funcționare. Această reglare a presiunii în pneuri se poate automatiza cu ajutorul microprocesoarelor. Durata de funcționare a pneurilor poate fi micșorată ca urmare a alegerii corecte a tipului de pneu de construcție specială pentru condițiile corespunzătoare de exploatare.

În funcție de condițiile de funcționare și vitezele de deplasare ale mașinii, ce caracterizează dinamica mașinii, se alege și încărcarea admisibilă pe roți. De exemplu, la condițiile de exploatare, dacă încărcarea pe roți la viteza de deplasare a mașinii de 50 km/ori se ia de 100%, atunci la viteza de deplasare de 8 km/ori încărcarea poate (și micșorată aproximativ de 1,5 ori) iar la viteze aproape de

zero □ circ □ terez va fi de doui ori. Ac □ st fa pt, spre exemp J. u, est, e foarte 1mportnt pentru Jucrul cu macarale Je pe roti cu pneuri cfnd ele se deplaseazi pe □ anticr cu sarcina fn cir lig. Si □ t. mul d □ □ eplasare pe *roti*

- cu pneura al ma □ in 1lor de constructii poate sa aia mecanism de actionare mecanic, hidraulic, electric □ i comblnat. Cele mai raspindite snt mecanismele de ac □ ionare mecanici, hidromecanici □ hidraulici volumici. La mecanismele cu ationare meccanici □ i hidromecanici cez mai raspinditi este actionarea rofilor conducatoar □ care sint montate cite doua pe puncti prin diferential. Aceasta asigura , i tezc mari de deplasare fara alunecare.

Deficien □ ta acestei ac □ ionari consta in faptul ca rofilor unei puncti pot dezvoltati numai . forte de tractiune egale, a caror , elozre este data de forta de tractiune maxima a rotif, care se gase □ te fn conditiile de aderen □ a celc mai slabe a Je drumului. Pentru. fnlaturarea acestei deficiente Ja deplasarea cu viteza mica in conditi □ i grele de drum se folosecc dispoziti □ e de blocare a diferen □ iei. Actionarea rofilor fira diferentia □ l asigura simplitatea constructiei □ i Jor □ e de tractiune mai mari, dar la , jraju □ ma □ inii □ i deplasarea pe teren accidentat rofilor aluneca din cauza vitezelor Jor diferite. In ace □ a □ i timp cre □ te consumul de energie □ i pura pneurilor.

- In ultimii anu la ma □ inile de constructii se utilizeaza actionarea individuala a (jeca'rei rotii de *1a* motorul hidraulic sau electromotorul propriu - actionare motor-roata. Ultima reprezinta un bloc independent, compus din motor, cuplaj, reductor planetar, frina □ i roata. Utilizarea actionarii hidraulice cu presiunea de la 16 MPa □ i mai mare permite crearea de constructii foarte compacte cu motoare hidraulice de moment redus, inglobate fn janta rofii, comparabile cu alte tipuri de mecanism □ e de ac □ ionare. Utilizarea sistemului motor-roata stmp □ i □ a □ lcatuirea ma-

□ inii, fmbunatif □ te manevrabil □ itatea □ i capacitatea de dep □ asare a acestora datoriti faptu □ i ca. **fi**care roati **poate** fi conducatoare □ i condusi (rotitoare). **U** □ ilizarea sistemului motor-roati hidraulic cu pompe fi motoare h □ draulice ree-labile permite **i**-eghlarea vitezei de la cffiva metri pe ori (deplasare de Jucru) pfn la zeci de ki)ometri pe ora (regim de transport).

Sistemul de deplasare pe rofi **de** c □ le ferati asigura rezisten □ i mari Ja deplasare, preluarea unor tncirciri mari, simplitatea constructiei □ i costul scizut, durata □ i siguran □ a □ i functionare suficiente. □ inele rigide de dirijare a rotilor asigura posibilitatea functionarii ma □ inii cu precizie inalta. Principal □ e deficiente □ ale acestui sistem sint: capacitatea de manevrabil □ itate mica, complexitatea schimblrii locului de lucru, chelt □ i J. ieli suplimentare la montarea □ i punerea tn functionare a cailor **ferate**. Acest sistem se folose □ te la macaralele cu turn □ i feroviare, excavatoarele cu lan □ portcupe □ i cu rotor-brat, precum □ i pentru excavatoarele de taluzare.

**S**istemul de deplasare **pl**titor. Ec □ ipamentul are citeva solutii constructive. Se fabrica □ at □ t cu actionare mecanica, cit □ i cu actionare hidraulica. In fig. 1.50, c este dat spre exemplu un mecanism □ e ac □ ionare excentric cu manivela. La pozitia // sal □ i □ e de mers (o sanie □ este ha □ urata) fn □ t □ euna cu □ in □ le mecanismului excentric montate pe acestea se ridic □ i. iar reazemul ma □ in □ i pe sol este preluat prin baza circu □ i □ a ma □ inii. In aceasta pozitie ma □ ina se poate roti cu sanie □ e pe dispozitivul de reazem □ i rotire tn orice punct, la 360 □ . In pozitia 12 sanie □ e s-au deplasat inainte c □ i o jum □ itate de pas □ i s-au a □ ezat pe teren □ . In pozitia 13, cu mecanismul excentric se ridic □ a toata ma □ ina □ i se deplaseaza cu o jum □ itate de pas □ i inainte. In pozitia 14 ma □ ina se deplaseazi cu fn □ i o jum □ itate de pas □ i inainte, apoi se □ a □ i □ a pe □ ol, In

Tabloul 1.2.

Valorile coeficienților de rezistență la deplasare a sistemului de tracțiune de aderență

Tipul terenului	Sistemul de tracțiune cu pneuri				Sistemul de tracțiune
	cu pneuri de marș		cu pneuri de tracțiune		
Asfalt uscat	0,015...0,02	0,02...0,08	0,02	0,7...0,8	
Drum uscat de pământ dur, murdar, umed	0,02...0,04	0,06...0,07	0,025...0,035	0,4...0,6	0,8...1,0
Pământ afânat, proaspăt săpat, în stare de compactare naturală	0,13...0,35	0,1...0,3	0,1...0,2	0,15...0,25	0,12...0,15
Nisip uscat	0,20...0,30	0,3...0,4	0,1...0,2	0,4...0,6	0,07...0,1
Zăpadă	0,10...0,20	0,4...0,6	0,10...0,15	0,5...0,7	0,08
Mlaștină	0,3...0,4	0,3...0,6	0,06...0,15	0,4...0,5	0,05...0,1
Beton	0,4...0,5	0,25...0,3	0,07...0,30	0,2...0,4	0,9...0,2
	0,4...0,5	0,15...0,2	0,1...0,30	0,2...0,4	0,1...0,25
	0,05...0,1	0,25...0,3	0,03...0,05	0,3...0,5	0,04...0,06
	0,01...0,02	0,1...0,6	0,02	0,11...0,6	0,0

poziția următoare la rotirea manivelor și a unui sfert de rotație șanțurile împreună cu mecanismul ocupă poziția inițială. Mersul pașilor asigură o presiune specifică în ca. Pe șos și manevrabilitate superioară, deoarece rotirea manivelor este înlocuită cu rotirea platformei.

Principala deficiență a mersului pașilor este viteza mică de deplasare (de obicei până la 0,5 km/oră). Acest tip de sistem de deplasare este utilizat mai ales în excavatoarele cu echipament de draglin, a de mare putere.

Calculul de tracțiune. În calculul de tracțiune este necesar să se definească rezistența la deplasare a mașinii și posibilitatea de tracțiune a mecanismului în concordanță cu puterea motorului și capacitatea de aderență autopropulsată cu șosul.

Rezistența la deplasare crește

buie să fie depășită de mecanismul de acționare mecanică și de sistemul pe roți sau pe chenile, are forma:

$$W = W_1 + W_m + W' + W_r + W_{ar} + W_{\alpha} \quad (1.66)$$

unde  $W_1$  indică rezistența dată de organul de lucru;  $W_m$  - rezistența la deplasare a sistemului;  $W_1$  - rezistența la întoarcere a mașinii;  $W_r$ ,  $W_{\alpha}$  - rezistența dată de upghiul de înclinare a terenului, forțator de inerție și vântului.

Rezistența organului de lucru depinde de tipul mașinii și destinația ei, caracterul lucrului efectuat,

construcția organului de lucru și de alți factori. Rezistența la deplasare a sistemului este greu de determinat analitic cu mare precizie, deoarece valoarea ei depinde de mulți factori. De aceea

$$W_m \approx f G_m \quad (1.67)$$

unde  $f$  este coeficientul de rezistență la deplasare a sistemului și ale cîrui valori medii pentru diferite suprafețe de teren sînt prezentate în tabelul 1.2;  $G_m$  - masa mașinii.

Rezistența la întoarcere (virare) a mașinilor pe pînile se determină din consumul energetic la tăierea și strivirea pămîntului cu pînile și din (rec. lărea pînile și frinate. La deplasarea pe pămînt afinat și viscos se poate lua  $W_v = (0.4...0.7)W_m$ .

Rezistența la întoarcere (virare) a mașinilor pe roți, care se deplasează pe teren dur, de obicei nu se ia în considerare, deoarece este foarte mică. La mersul pe pămînt afinat și se poate lua valoarea  $W_r = (0.25...0.5)W_m$ .

Rezistența dată de mișcarea mașinilor pe drumuri înclinate este dată de relația:

$$W_r = G_m \sin \alpha, \quad (1.68)$$

unde  $\alpha$  este unghiul de înclinare a drumului; semnul  $+$  corespunde deplasării mașinii la urcare în rampe, semnul  $-$  - la coborîre, în panta.

Rezistența dată de forțele de inerție la accelerare va fi:

$$W_i = (m + \frac{L}{r})a, \quad (1.69)$$

unde  $m$  este masa mașinii;  $I$  - momentul de inerție al maselor care se pun în mișcare de rotație cu mecanismul de acționare al sistemului de propulsie;  $r$  - raza rotii conducătoare;  $a$  - accelerația mașinii la pornire.

Rezistența dată de acțiunea vîntului se obține cu ajutorul formulei:

$$W_v = S q, \quad (1.70)$$

unde  $S$  este suprafața totală a mașinii expusă vîntului,  $q$  - presiune; a vîntului.

În calculele de tracțiune la majoritatea mașinilor pentru lucrări de terasamente în regim de lucru pe pînă și pe terenuri cu rezistență și rezistență la întoarcere pot fi eliminate, deoarece au valori mici în comparație cu compo-

nentele de baza. Pot să eliminiți și rezistențele date de înclinarea drumului și întoarcerilor sau virajelor, deoarece în aceste cazuri nu se efectuează excavații.

Rezistența la deplasare în procesul săpării este dată de relația:

$$W = \sum_{i=1}^n f_i G_m, \quad (J.71)$$

unde  $f_i$  este coeficientul rezistenței la deplasare în procesul săpării; care se poate lua într-o primă aproximare  $f_i = (1, 1...1, 3)f$ .

În regim de transport nu se iau în considerare forțele de lucru ale mașinii. Rezistența la deplasare este determinată de condițiile drumurilor, de aceea acționează simultană rezistențele la întoarcere (virare) și de înclinare a drumurilor la lucrările de terasamente de regulă se exclude. Acțiunea vîntului se ia asemenea condițiilor de lucru.

Condiția de deplasare a oricărui mașini este dată de relația:

$$W \leq P_{per} < P_{ld}, \quad (1.72)$$

unde  $P_{per}$  este forța periferică a tuturor dispozitivelor de deplasare a mașinii (roțile conducătoare, benzi etc.), transmisă de motorul/motoarele de acționare;  $P_{ld}$  - forța periferică totală a tuturor dispozitivelor de deplasare în condiția aderenței lor cu terenul;

$$P_{per} = \frac{N_m}{v} \eta_m, \quad (1.73)$$

unde  $N_m$  este puterea motoarelor mecanismului de deplasare;  $v$  - viteza de deplasare;  $\eta_m$  - randamentul total al mecanismului de deplasare;

$$P_{ld} = G_m q, \quad (1.74)$$

unde  $e_p$  este coeficientul de aderență a dispozitivelor de deplasare - cu terenul pe care se deplasează mașina (tab. 1.2).

În cazul în care se obține condiția

$$P_{ld} < P_{per} < W, \quad (1.75)$$

mașina nu poate să se deplaseze, deoarece dispozitivele de deplasare părăsesc terenul.

Daca vo111 avea co ndi'ia

$$P_{ad} \leq P_{per} < W, \quad (1.76)$$

atunci ma□lna d□ asemnea lu se va  
 1?11te□ deplas□ datorill i □ sufioienfei  
 1. ortel de trac( l. une a mecani smulul de  
 actionare al sls.temului de deplas. are.

### 1.6. SJstemele de comandl ale maş. Jnllor de constructll

Sisternul de comandi al ma□ini'lor  
 de constructH este alcaturit, de obicei,  
 din pupitru de comandi □u aparatu-  
 ra instalatā pe el, minere, pedale,  
 butoane, slsteme de transmisij tn  
 forma dc pirghie, tije, sert. are, con-  
 ducte, precum □i dispozitive slpli-  
 mentare care permit controlul fun-  
 ctionarii □otoarelor, mc canismelor  
 de acfionare □i e{ :hspamentului de  
 lucru. Pentru colformul comenzilor  
 ma□inii □i imbunatlirza. cō-  
 dfiililor de lucru a'le operatorilor, pu-  
 pitrul de cortlan-dase amplaseaza  
 de oblcei, tn cabllne speciale la toa□  
 tc ma□, inile mobil. le de constructil.

Sistemul de comanda influenteaza  
 considerabO asupra productivitatii  
 ma□inii □i a starii de oboseala a ope-  
 ratorul ui. De aceea, din acest punct  
 de vedere se impul l conditii ergon. o-  
 mice sau de alta Aatura. Sistemele de  
 comanda trebuie sa asigure actiona-

rea rapida □i eficienta a echipamente.  
 lor de lucru, a mecanismelor de de-  
 plasare; cuplarea □i, dec. uplarea Jina  
 a acestora, siguran la, u□urinta □i CO! l-  
 fertul muncii operatorului; numar

minim de min'ere, pedale □i butoane  
 de comanda, pozllia pirghiilor de □-  
 manda ale ma□ipii trebuie sa perm1ta  
 operatorului imaginea directiei de  
 mi□care a echipamentelor de lucru;  
 simplitat, ea, durabilitatea □i numa"  
 rul minim de reglari.

Sistemele de comanda se tm part  
 astfel: dupa destinatie - in sisteme  
 de comanda a frinelor, cuplajelor,  
 pozlliei orgal lului de lucru; dupa mo-  
 dul de transmitere a energiei - in  
 sisteme mecanlce cu pirgllii, electri-  
 ce, hidraulice, pneumatice □i CQmbi-  
 llate.; dupa gradul de automatizare -  
 a utemate □i neautomate.

Sistemul le automat poate fi cu ac-  
 tionar □ directa ori cu am. plicator  
 (cu servocomarua) □. In primul caz,  
 operaJo.rul efectueaza comanda prin  
 energia sa muscylara care o d epune  
 Ja ptrghii □i pedale; in al doilea  
 caz - pentru a actipna. obiectul de  
 comanda se folosesc surse de energie  
 supJimentare. (electrice □. hidraulice  
 sau pneumatice). RGlul operatorului  
 se red'uce numai la conec'tarea □i de-  
 con,ectarea elementelor de acfionare  
 ale sistemului de comanda. In siste-

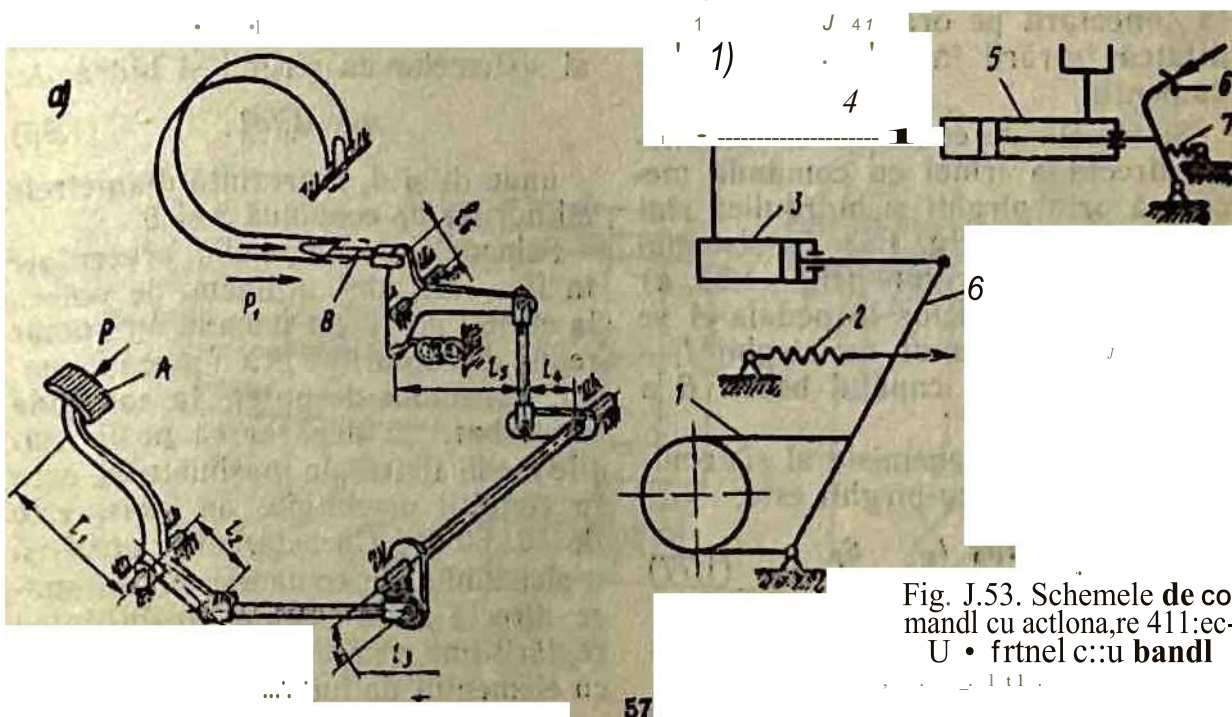
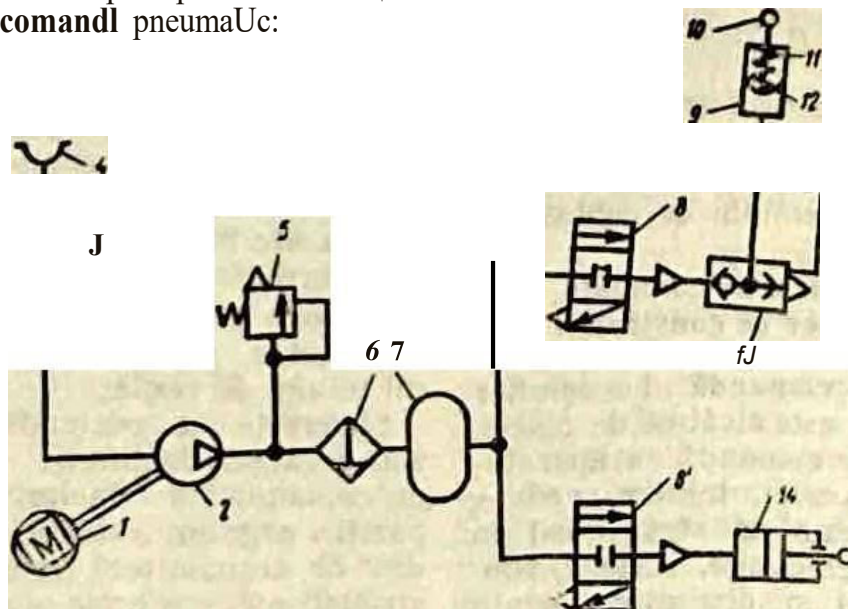


Fig. J.53. Schemele de co-  
 mandl cu acti onare elect-  
 U □ frinel c: :u bandl

Fir. 1.54. Sdlem1 prlndp11li i sistemul de comandl pneumaUc:



mele semiautomate snt automatizate o parte din elementele sistemului de comanda. In sistemul de comanda complet autorrurt, operatoruJ da număi semnaJe de ilcepre sau de terminare a lucrului, prcum i de reglare a sistemuJui la un progrm d'at de comanda a proeesuJui de l'ucru al maini.

Parametrii principali de calitate a functionarii sstemului de comand sfnt fortele, functionarea pirghiilor i pedaleJor de comanda, precum i fortele dezvoitate corespunzator la organul de executie, viteza de micare a verjgjj eJementului de lucru al org:alul ui de exeeutie. numaruJ i durata conectarii pe ora (DC, %), rapiditatea intrarii in funcHune i randamentuJ.

Sistemele de comanda cu actionare directa a frinei cu comanda pneumatica prin pirghii i hidraulica snt reprezeritate in fig. J.53. In sstemut mecanic cu pirghif (Fig. 1.53, a) forta P de Ja picior la pedala A se mirete fn sistemul de pirghii L, -le In forta P1 la caputul benzH B a frineJ.

Rapo'rtul de transmisie al Sitemu" lui de comanda cu ptrgbl.i este:

$$\frac{lala}{121 \cdot 1_1} \cdot \frac{h}{h} \quad (1.77)$$

unde Sp este. cursate dalei A; cursa capatului benzl B.

FotJa la caputul benzii este:

$$P1 = uyP. \quad (1.78)$$

In sistemuJ hidraulic cu ptrghll (fig. 1.53, b) forta de Ja picior la pedala de comanda 6 se trasmite prin cilindrul hidraulic 5, conducta 4 la cilindrul de lucru, pistolul carura acfionea a prin pirghia 8 la caputul liber al benzii de frina 1, Arcurile 2 i 7 servesc la revenirea sistemului de comanda in pozitia tntiaHi dup ce se ridica piciorul de pe pedala de comanda.

Rapo'rtul de transmisie tn acest caz este:

$$U = UpU.h, \quad (1.79)$$

unde  $u_p, u_b$  rapo'rtul de transmisie al sistemelor cu pirghii i hidraulic:

$$u_h = \frac{d_3}{d_1} \cdot \frac{d_5}{d_4}, \quad (1.80)$$

unde  $d_3$  i  $d_5$  reprezinta diametrele GiJindrilor de comanda 3 i 5.

Schemele de comanda, prezentate in fig. J.53, sint utilizate, de obicei. In masini de putere mica la un numir redu de cupliiri pe oFa a mecanismuJui. Consumul de putere la comandi nu trebuie sa depaieasca posibilitatile medii fizice ale ma'inistului, care in conditii prelungHc de lucru este de 40...50 W. Caracteristica pozitiva.

a sistemuJui de comanda cu actionare directa o constituie posibilitatea reglarH line a procesului de comand cu eJementul de lucru.

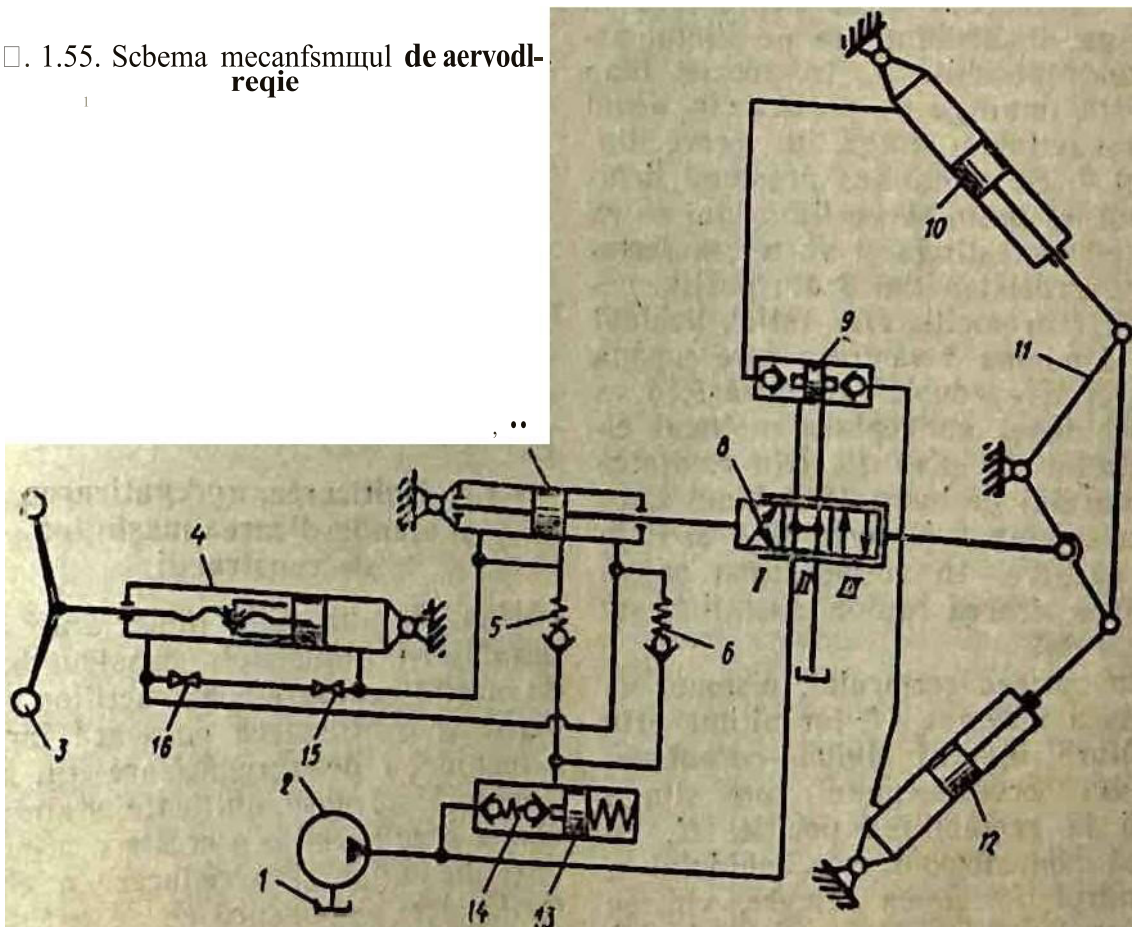
La majoritatea mașinilor mobile în construcții pentru ușurarea manevrării și utilizării sunt utilizate de obicei sisteme de comandă cu amplificatoare acționate hidraulic, pneumatic și electric. În aceste cazuri, o parte din puterea dispozitivului de comandă (în cazul mașinilor) se folosește în sistemul de comandă pentru cuplarea organelor de lucru ale echipamentului de lucru și ale mecanismelor. Ca amplificatoare, în sistemele hidraulice de comandă sunt utilizate transmisii hidraulice volumice. Pentru evitarea pulsărilor și a fluctuațiilor de presiune în timpul menținerii presiunii la un nivel dat se folosesc acumulatorii hidraulici.

Deficiențele sistemelor de comandă hidraulice se referă la creșterea rapidă a presiunii în organele de execuție și ca rezultat conectarea lor bruscă și apariția unor încălziri dinamice esențiale în elementele de construcție. Această deficiență este eliminată în sistemele pneumatice de

comandă utilizate la mașinile de construcție. Presiunea în aceste sisteme este de 0,7...0,8 MPa. Datorită compresibilității aerului și montării organelor durate atingerii presiunii la organele de execuție poate fi ușor reglată în limitele optime necesare.

În sistemul de comandă pneumatic (fig. 1.54) compresorul 2 este acționat de motorul 1. Aerul trece prin priză de aer 4 și filtrul 3, iar prin separatorul de apă și ulei 6 se pompează în rezervorul de acumulare și rezervorul de aer 7. La cuplarea sertarelor pneumatice 8 și 8 aerul prin (runda în camera pneumatică a cuplajului sau a frânei 9, sau în cilindrul pneumatic. În camerele pneumatice ale frânelor, spre deosebire de cilindri, funcția pistonului o îndeplinește membrana de cauciuc 12 îmbinată cu tija 13 și reținută în poziția normală de arc 11. Revenirea rapidă a membranei și a tijei în poziția inițială la decuplare este dată în afara arcului și de supapa de descărcare a frânei 13, care elimină

Fig. 1.55. Schema mecanismului de aerodirecție



rul din apropierea membranei. Supapa de siguranță 5 se reglează în sistem la o presiune care depășește pe cea nominală cu 5...7%. Deficiențele sistemului de comandă pneumatică necesită o curățare atentă a aerului de impurități mecanice, de ulei și apă, neînălțarea la timp a condensatului în sistem poate conduce la înghețarea acestuia pe timp friguros.

În sistemele de comandă automată ale organelor de lucru, precum și în mecanismul de direcție al mașinilor pe roți cu pneuri sunt utilizate sisteme de amplificare (servosistem) cu acționare hidraulică. Sistemul de amplificare (servosistemul) se numește acele sisteme hidraulice, care are o legătură în circuit și în care se produce majorarea puterii. În fig. 1.55 este prezentată schema mecanismului de direcție. Principiul de funcționare al acestui sistem constă în următoarele. La întoarcerea volanului 3 de exemplu, în dreapta, pistonul cilindrului hidraulic al coloanei de direcție 4 se deplasează în stânga, fiind urubindu-se pe filetul arborelui de direcție. În același timp acesta împinge o parte din lichid din cavitatea stânga în servocilindrul 7. Sub acțiunea presiunii lichidului, pistonul servocilindrului se va deplasa în stânga și va mișca sertarul servosistemului 8 din poziția neutră în poziția //. Astfel, lichidul de la pompa 8 va trece spre supapa de reținere dublă comandată 9, o va deschide și va deplasa pistonul cilindrului de lucru 10. Din cavitatea cilindrului de lucru 12 lichidul trece prin supapa și sertarul 8 în linia de curgere. În același timp se va realiza virarea roților mașinii la un unghi dat.

La oprirea sertarului, pistonul va deplasa traversa 11, iar ultima prin legătura inversă rigidă-corpul sertarului servosistemului spre stânga până la restabilirea poziției //. În acest moment pomparea lichidului în cilindrul 10 și, ca urmare, virarea roților va fi oprită. Pentru virarea

în continuare a roților sau pentru reținerea la poziția inițială, volanul se întoarce în direcția respectivă la un unghi dat. În acest fel, virarea roților se realizează prin servosistem, prin rotirea volanului. Acumulatorul cu arc 13 cu supapele de reținere 14 și supapele de reținere 5 și 6 servesc la completarea sistemului de comandă cu ulei în cazul în care curge prin garnituri, iar supapele 16 și 16 servesc la reglarea sistemului.

Utilizarea sistemelor hidraulice și pneumatice da posibilitatea de a realiza comenzi de la distanță și posibilitatea de automatizare a funcționării mașinii, folosind tehnica electronică și de microprocesoare. Cele mai utile s-au dovedit a fi combinațiile diferitelor sisteme de comandă electrohidraulice și electropneumatice.

Sistemele electrice de comandă au mari posibilități de automatizare, și sunt utilizate la mașinile cu acționare electrică Diesel. Mașinile de construcții cu microcomputere la bord permit optimizarea automată a proceselor de lucru și asigură creșterea considerabilă a productivității, precum și ușurarea muncii operatorului în conducerea mașinii.

Pentru îmbunătățirea condițiilor de muncă ale mașinistilor care lucrează cu mașini moderne de construcții se realizează o serie de măsuri ergonomice impuse de sistemul de comandă și de locul de lucru. Dintr-un punct de vedere, cele principale au fost prezentate în § 1.1.

#### 1.7. Unificarea, agregarea și standardizarea mașinilor de construcții

Una din direcțiile importante ale dezvoltării industriei constructoare de mașini necesare construcțiilor moderne este utilizarea pe scară largă a metodelor de agregare din ansambluri și piese unificate standard, dizate care permite o creștere a costurilor lor pe măsură ce se extind producerea lor în serie.

Prin *unificarea* se înțelege reducerea rațională a diversității tipurilor, tipodimensiilor, formelor și dimensiunilor obiectelor cu aceeași funcționalitate. Prin *agregare* se înțelege modalitatea lor de realizare prin alcătuirea din ansambluri și piese unificate, care permit creșterea considerabilă a productivității de serie și a calității mașinilor și utilajelor.

O caracteristică a metodei de agregare este crearea unor familii de mașini, și nu a unor mașini-tip, care au caracter general privind destinația și sunt utilizate în diferite ramuri ale economiei naționale. Din categoria acestor mașini fac parte mașinile de construcții mobile, atotpropulsate, pe roți cu pneuri și mașinile de transport auto, care pot avea aceleași ansambluri principale și agregate, cu excepția echipamentelor de lucru. Abordarea acestui mod de realizare a mașinilor trebuie asigurată începând cu conceperea și proiectarea familiilor de mașini multifuncționale, având la bază un număr redus de unități de construcție ca elemente de bază. Crearea, în acest mod, a unui nomenclator îmbunătățit și modificat privind mașinile de bază cu un nivel ridicat de unificare (peste 80...90%) este utilizată pentru un anumit tip de proces tehnologic primitiv. Utilizarea unor parametri superioari în cadrul mecanizării complexe în construcții.

Utilizarea pe scară largă a metodei agregării la crearea mașinilor din ansambluri înseamnă da posibilitatea unei creșteri globale a calității și, în același timp, o reducere a costului mașinilor, fiind vorba de producerea lor în serie, dar și de creșterea capacității lor de reparare. Îmbunătățirea acestei însușiri are un efect suplimentar superior în timpul exploatării acestor mașini de construcții. Principalele caracteristici constructive și de exploatare ale mașinilor de construcții produse în serie sunt standardizate și se pot obține prin parametrii de bază ai cablului.

## j.8. Parametri tehnici-economici ai mașinilor de construcții

Parametrii tehnico-economici ai mașinilor de construcții se determină din caracteristicile constructive și funcționale de exploatare și depind de parametrii de bază ai mașinilor și de condițiile de exploatare. Cei mai importanți dintre ei sunt: productivitatea, manipularea, adaptabilitatea tehnologică, stabilitatea, fiabilitatea, adaptabilitatea socială. Productivitatea mașinilor se măsoară prin cantitatea de producție realizată în unitatea de timp. Distingem trei (elemente) de productivitate ale mașinilor: teoretică, tehnică și în exploatare.

Productivitatea teoretică se determină din condițiile unui regim continuu de lucru, și, urmatoarele viteze și încercări de calcul teoretic:

$$P_t = Q/t, \quad (1.81)$$

unde  $Q$  - cantitatea producției într-un ciclu;  $t$  - durata ciclului;

pentru mașinile cu acțiune continuă...

$$P = v \cdot f, \quad (1.82)$$

unde  $v$  este viteza deplasării echipamentului de lucru (sau a mașinii);  $F$  - cantitatea teoretică a materialului transportat pe unitatea de lungime a drumului de producție.

Productivitatea tehnică a mașinilor se determină din cantitatea maximă de producție obținută în anumite condiții concrete, într-un regim continuu de lucru. La determinarea ei se iau în considerare numai întreruperile minime pentru alimentarea cu combustibil, deservita tehnica, deplasarea în abataj și altele. Aceste caracteristici se folosesc în general, la alcătuirea mașinilor complexe și pentru aprecierea posibilităților lor maxime.

Productivitatea în exploatare a mașinilor se determină ca volum al producției reale pe oră (scărilor), și, la o exploatare corectă

nerea lor în funcțiune;  $\square$  - economia anuală din ziua punerii în funcțiune a acestora.

Un parametru important îl reprezintă producția realizată de un muncitor

$$F = P/n, \quad (1.85)$$

unde  $P_e$  este productivitatea în exploatarea mașinii;  $n$  - numărul muncitorilor care deservește mașina. La aprecierea calității mașinilor după aceeași destinație, de același tip

este necesar să se țină cont de următorii parametri specifici:

$$M_1 = M/P, \quad (1.86), \quad m_1 = M'/g, \quad (1.87),$$

$$K = K/P_e, \quad (1.88)$$

unde  $M$  este masa mașinii;  $K$  - puterea instalată de forță sau puterea totală a electromotoarelor instalate;  $q$  - parametru principal al mașinii (capacitatea unei caroserii, automotoarelor, capacitatea de ridicare, etc.);  $P_e$  - productivitatea în exploatarea mașinii.



A tna□tnH de citre lucritorfl cu caH•  
ficare medic. In acest cai, se \ine  
scama de tntre ru.perile in lucru cu  
ma□ina. Pe baza productivita(il in  
explo-atare 5-e detcrminA normele dl-  
rectoare anuzle de productie ale nla-  
□'inii □i sarcnile de plan pentru er-  
ganiza\iile de constructii.

Indicii de manipulare □i de adap-  
tabilitate, care au pe de o parte o  
semnifkatie proprie ma□inilor de  
constructii, iar pe de altā parte o in-  
fluenli considerabilā asupra produc-  
tivitāii lor, s'iu studjat anterior la  
analiza indicilor echipamentului de  
deplasa.re.

Parametrii principali ai adaptabil-  
tilii sociale a ma□inilor au 'fost pre-  
zentati in § 1.1 □i 1.6. Ei influenteaza  
considerabil productivitatea ma□inii.  
Stabilitatea ma□inli este un indice  
important al adaptabilitati i sociale a  
acesteia □i a principalelor caracteri-  
stici ce influenteaza asupra producti-  
vitafii □i asupra consumului specific  
de materiale.

O influenla considerabila asupra  
productivitiinii in exploatare a ma-  
Jinilor o exercita parametri de fia,bl-  
Hate, care se caracterizeaza prin  
siguranla in funcjonare, rez.istenta  
la oboseala, men{enabilitate, conser-  
vabilitate □i transportabilitate. Cu cit  
indicii de fiabilitate sint mai m-ari,  
cu att se reduce perioada de repara-  
re in afara pre:ve.dcrilor de plan, in  
procesul de exploatare: acestea au  
Joc cind se produce o rnterupere bru-  
sca a funcjonarii ma□inii datorita  
rezisten(ei insuficente la oboseala.  
Cu cit s'nt mai mari p,armetrii de  
menabilitate, cu att se reduce pe-  
rioda neccsara re□araril ma□inii □i  
**deservirii** tehnice. Indicii st.uperiori  
de conserva bilitate ai ma□inii con-  
tribui.e la reducerea HmpuJui neces-  
sar pentru punerea ei in funcJiune du-  
pa tnteruperi mari, schimbarea po-  
zitieii de lu.crl-□i. prin urm.lre, cre□te  
timpul uIII de lucru.

Adaptabilitatea ma□inilor Ja tran-  
sport tntre fronturile de lucru se ca-  
ra.cterizeaza prin indici de transpor-  
tabilitate ce favorizeaza reducerea

timpul neptoductiv al ma□inH tl  
cre□terca prod uclivtatii in exploata-  
re. Parametrii de fiabilitate deplnd  
nu numai de prncipalele pror.rietati  
ale ma□inii, dar □i de conditiile de  
exploatare. Exploutarca calitat:iva a  
ma□inilor de consiructii contribuie la  
oblinerea unor indici superJo.ri de  
fiabilitate □i conduce la cre□terl con-  
siderabile ale productivitatfi tn ex-  
ploatare (pina la 30".40%).

Pentru aprecierea nivelului tehnlc  
□i de calitate, al ma□inilor de con-  
struclii se utilizeaza nu numai ind-  
cii mentionati, ci □i alpi indici, cum  
ar fi indicii de eficienta economice  
a utilizarii ma□inilor. Aprecierea efi-  
cienlei economice se efectueaza cu  
ajutorul indicelui generatizat al ehe-  
luluior totale.

CheHueliJe totale snt:

$$C=P+EnI, \quad (J.83)$$

unde P sint cheJtuelile curente- pre-  
tul de cost al volumului antlal de pro-  
ductie al ma□inii; I-investitiile capi-  
tale, En - coeficientul normat al efi-  
cienlei investitiilor, care se stabile□te  
printr-o metodologie corespunzato. are.

Pentru cunpararea tipurilor de ma-  
□ini utlizat□ la un obiect de Jucru  
nu se utilizeaza valoarea totala anu-  
ala a cheJtuelilor raportate, ci va-  
Joarea lor specIIca data de raportul  
cheltuelilor raportate Ja productivita-  
tea tn e□p-loatare. lucrul efectiv cu  
ma□in a corespunde cheltuelilor min-  
me raporta te. Pentru oblinerea ac:estei  
situfii este necesar ca productivita-  
tez ina□inii sa fie maxima, resursele  
pentru deplasarea ma□inii □i perioada  
de timp ae deplasare intre fronturi  
sa fie minime, ca □i consumul de  
energie, de materiaJe, timpul necesar  
repararH □i deservirea tehnica □. de  
comandā.

Eficienla notlor ma□ini se apreci-  
az□ prin termenul de recuperare a ln-  
vesitiilor.

$$t_r = \frac{J}{E} \quad (1.84)$$

unde I arati fn□estitli□ necesare pelt-  
tru obtinerea noilor ma□ini fi pu-

Transportul pe apă. Pe această cale transportul materialelor se face cu nave fluviale și maritime. Navele fluviale se folosesc pe râurile, fluviile interne între porțile fluviiale și maritime în scopul transportului sarcinilor la construcția de obiective mari în zona litoralului și la construcții portuare speciale, de unde pot fi reîncărcate în mijloace de transport auto sau pe calea ferată. Navele de marfuri fluviale în (unție de existența echipamentului de forță pot fi cu autoproulsie și iara autoproulsie. Navele cu autoproulsie se împart în nave de marfuri uscate și tancuri petroliere. Capacitatea lor de încărcare ajunge până la 1000 t. Navele fără autoproulsie se împart în lepuși și secpi. Aceste secpi din convoi se deplasează prin împingere, iar lepușii tot prin împingere și remorcare.

Transportul fluvial intern poate asigura, mai ales prin utilizarea navelor cu capacitate mare de încărcare, un volum considerabil de transport cu cheltuieli comparativ mai mici la 1 km de cale navigabilă față de cele ale transportului rutier sau pe calea ferată. În acest fel se descongesează considerabil calea ferată, mai ales dacă se încarcă vagoanele cu marfă sezonieră.

**transportul aerian** (avioane pentru marfuri, elicoptere, dirijabile:). Acest tip de transport se utilizează în special pentru zonele greu accesibile ca Siberia de Vest, Nordul Extrem, din lipsa de cai de transport terestre sau navigabile, și în situații când utilizarea lor e imposibilă, datorită condițiilor climatice.

Cele mai utilizate sunt elicopterele. Încărcarea se face în interiorul fuselajului, iar sarcinile agățate pe un sistem exterior de agățare. Capacitatea de încărcare, raza de zbor și viteza depind de masa de decolare a elicopterului. Acestea se împart în clase. Elicopterele de diferite clase au început să fie utilizate tot mai mult la executia obiectivelor (turnurilor de televiziune, releelor de transmisie, câșurilor de fum, etc.),

precum și la montarea pe fundații de coloană a reactoarelor, strângerilor de linii electrice. Ele sunt echipate cu un sistem exterior de agățare, iar pentru realizarea lucrilor de montaj-cu cabluri suplimentare din care pilotul operator comandă elicopterul și operarea de montare a construcțiilor. Masa maximă de decolare a elicopterului este de cea. 43 t, iar masa maximă a încărcării pe sistemul exterior de agățare este de 11 t.

**Conveiererele și instalațiile pentru transport pneumatic** sunt mijloace de transport cu care se transportă materiale în vrac, încărcate cu bucăți, amestecuri de beton și mortar. În instalațiile pentru transport pneumatic materialul mărunt sau pulverulent este deplasat prin conducte cu jet de aer în suspensie sau în containere speciale, în care se găsește materialul. Proprietatea multor materiale pulverulente de a călători în libertate la saturarea lor cu aer este importantă pentru transportul lor cu transportoare de ciment, autotransportoare pentru ciment, precum și pentru alte mijloace de transport utilizate în acest scop.

## 2.2. Autoamloane, tractoare, autoremorchere

Cu autocamioanele, tractoarele, autoremorcherele și mijloacele de transport realizate spre a fi remorcate și semiremorcate de uz general și speciale, se efectuează principalele transporturi materialelor în construcții. În afara de aceste autocamioanele, tractoarele și autoremorcherele sunt folosite și ca mijloace de transport ale mașinilor de construcții remorcate și semiremorcate, precum și ca bază pentru macarale, excavatoare, buldozere, încărcătoare, instalații de foraj, mașini speciale și altele.

Autocamioanele, tractoarele, autoremorcherele se fabrică în serie, de aceea multe unități de alcătuire sunt montate pe scară largă în construcția diferitor instalații de construcții.

# !. MAȘINI DE TRANSPORT, TRANSPORTOARE ȘI MAȘINI DE INCARCAT-DESCARCAT

## 2.1. Caracteristicile generale a transporturilor de construcție

În construcții pentru transportul sarcinilor se utilizează transportul terestru, pe calea ferată și aerian. Peste 90% din transporturi la obiectele de construcție se realizează cu mașini auto, pe calea ferată, prin conducte. Alegerea tipului de mijloc de transport se face în funcție de caracterul și cantitatea încărcăturii transportate, de distanța la care se transportă și de timpul necesar pentru livrarea lor.

**Transportul auto** este cel mai utilizat mijloc de transport. Cu ajutorul lui sarcinile în construcții sunt livrate pe șantiere fără reîncărcare. Mai mult de 82% de transporturi ale materialelor de construcție, elementelor cu lungime mare, elementelor de construcție, utilajului tehnologic se execută cu mijloace auto, tractoare și autotractoare. Cheltuielile destinate transportului auto constituie 12...15% din costul lucrărilor de construcție-montaj, ajungând în unele cazuri și la valori mai mari.

Transportul auto se împarte în *transportul de uz general și specializat*. Din categoria mijloacelor de transport de uz general fac parte camioanele, remorcile, semiremorcile cu platforme deschise cu obloane laterale nerabatabile, precum și autoremorcile utilizate pentru transportul tuturor tipurilor de încărcături, în afara de cele lichide fără ambalaj. Mijlocul de transport auto sau autoremorcile cu remorci sau se-

mi remorci se numesc *autotren*. Mijloacele de transport specializate sunt: autocamioanele, remorcile și semiremorcile necesare transportului unui anumit fel de încărcături (ferme, panouri, unități de încărcături în containere, etc.).

Utilizarea mijloacelor de transport specializate asigură o eficiență superioară a transportului, păstrarea calității unităților lor de încărcătură transportate, introducerea unor metode perfecționate în organizarea și conducerea procesului de transport.

Transportul pe calea ferată. Acesta asigură transportul materialelor de construcție și utilajului tehnologic la obiectivele de construcție pe distanțe mai mari de 200 km. Cu acest tip de mijloc de transport se efectuează transporturi în incinta carierelor tehnologice și în exterior. Transportarea sarcinilor pe calea ferată are loc în vagoane de uz general (vagoane descoperite cu pereți înalți, acoperite, platforme) și de construcție specială (cisterne, vagoane, autodescătătoare). Alegerea tipului de vagon se face, având în vedere păstrarea integrității încărcăturii transportate, operațiunile de încărcare-descărcare, necesitatea cântăririi maselor, etc. Capacitatea de încărcare a vagoanelor unui tren este determinată de capacitatea admisă de încărcare a fiecărui vagon. Încărcarea osiei vagonului de pe o lină nu trebuie să depășească 220 kN pentru caile ferate ale Ministerului Căilor de Comunicație și poate să depășească 220 kN pentru caile ferate ale întreprinderilor, caierelor și uzinelor.

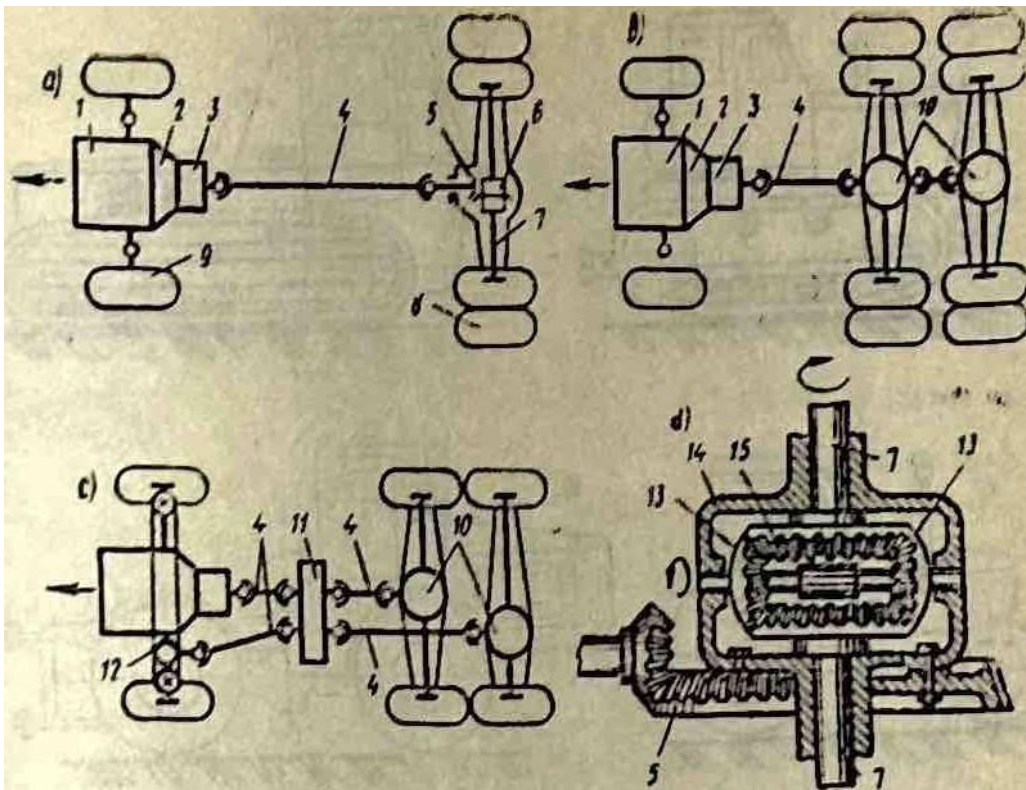


Fig. 2.2, Trbnsmiile dt p11tre 11( c:im{o1- nclor:

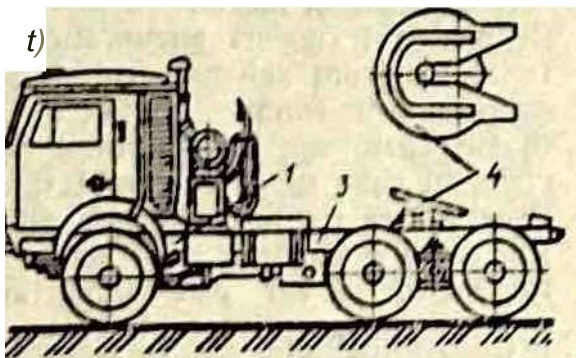
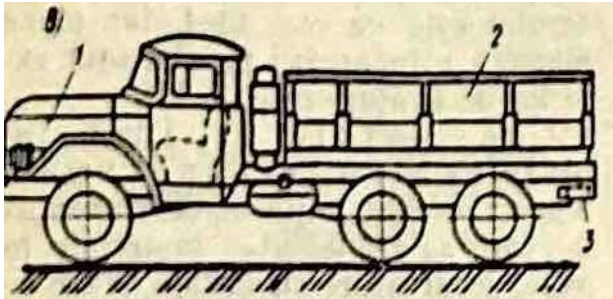
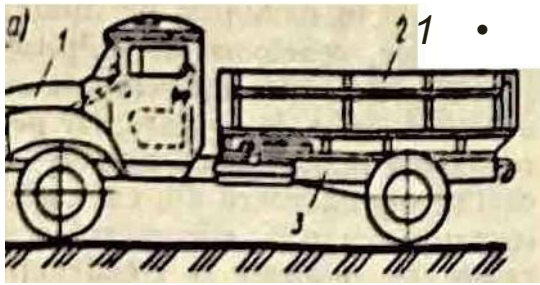
formula roilor □, t%; 11 - fQtmul• roIIIo, 6-4; fc, rrrn11la roIIIor &x□ d -1chl'fna dtfert'n'lelalal

rmorci tractate de autoremorhere. Autorcmorchercle se rãbrica pe baza ,asiului de camion, dar cu ampata- ment scurt (fig. 2.1, c). Pe cadruJ portant, 9 al • acest, ui au {omobll se fixeaza placa de □cazcm cu instata,ia dc cuplat -,i sczunul 4, care pre}a fncarcatura de la semlremorci t•I transmite fort.a de tractiune, dezvol- tata de rnotorul automobilului.

Dupa eapacitatea (tona) de fncar- care camioanelc se impart ln auto- molJile cu ca.pacitate mica, mijlocie, mare si foarlc marc (automobllele de earicra). Capacitatea de fncJrcare a ccJor maI rasplntlite camioare este fle; 6500 kg - tip ZJL; 8000...J1000 kg - tip KamJIZ, 12000 kg-tlp MAZ, 14500 kg- Hp KrAZ.

ln fig. 2.2 sfiit reprezentate sche- rncle transmis.Hlor c1.1 o osie ti mal angrenat pinionul angrenajului co- multc ot;ii moto3re conducAtoarc. Mo- mc11t1Jl d□ torsil lne de la motorul 1 lc•satel\ t /8; care snt angrenate (fig. 2.2, a) se transmfte rotilor mo- simultaJI ct1 ambele pinioane conice- toare prin trans11 lisa dc putere. Ea 15 tl se pot rotf Tn buc□I. La depla- e compusi dln ambrcJajul cu frlc•

\\iune 2 Blocat constant, decuplarea ciruia permite s\_i decuplam. motor□I la schiml>area vltzelor, cutla de vl- teze cu trepte 3 cu raport de transmi- sie variabl pentru coordonarea mo- mentului de torsiune al rotilor 8 cu momentul de rezistenta la depla- sar.e ti asigurarea dcplasar.ii automo- bilului tnapoi, arborele cardonic 4, an- grenajul conic 5, c ar•e m!re□te momen- tul de torsfune al ro\llor motoare, dif- frcntialul 6, care permitc rothor si se roteasei cu frecvenla diferita pe por- ti□nile curbe ate drumului □j din doui semiosii 7, care tran□mH rotall la ro□ lilor fixate pe ele. Angrrnajul conic, dHere11tialu( □i scmiosiile, rixate in carca□a. se numesc punte motoare. Difcre.ntlalul este confrctionat a\$tfci (rtg. 2.2, d.). Pe capctele interne ale semiosiilor 7 slnt rixate pinioanele conlce 15. Capetele cu pinloanc ale scrtosillor intrA rn cutia difrcm lia- Jului 14. Dc cutia difrcn\ialuJui este Jlxati roata dlntata 5 cu care rstc angrenat pinionul angrenajului co- nic. ln cu(lc snt in!tãtate pinfoan• simulateJI ct1 ambele pinioane conice- sarea rectllie a automobilul pe



Гғ,з, 2.Ј. Луф ос,м(оанс де уз. □, •ш•rr,Ј:

• - cu pl11f1Jf"II df'tdIII, el c:u (l.Ыlo1n•: Ъ - cu  
• 1.Ј)1t:JIII• d• ltr.(;:re maЈorall; □- 11Ј1(j1nolIII d•  
llr<"111111: cu CУJIIA d.;, r-01(JtCI

**Autocar11lo1neJe.** PrinelpaЈtlc <т>п-  
ptm<-nte uЈ.e al l tocamir, nului din pro-  
тщ□(f a d□ шэ.сі'Ј□Jnt motoruЈ /, 1, сна 2  
□, □asiL1l 3 (fii:, 2.1), □asЈHl fnc.udo  
tr□nsnii'ila. cadr11Ј dc Ъuatfncre pt» ca-  
rc • (f inatalat ,notoruЈ, cal>lna. пул-  
fca din ra1a □Ј dln spate cu rotl pe  
pH1lr, 6U5pent-la cfasLЈc!, ce нnc□lc  
pun\fle cu cadrul dc austfnt-rr, mc•  
ca, liimuf dc co111анд, □/ Instalafca  
clt:ctrfci.i. DupA con,lructia bcnci sc  
dcQ,r/Jesc at1to111u1Јile d□ uz gncral  
□i 5pcclalfzater. Лuto nobllc dc uz  
цeпcral a11 bcnlт tn for111□ dc plat-  
formi nebasculant□ desc!Jis□. cu ob•  
los:mc ral,atalЈlle pentru trans.,orf11I  
dHerЈtrlor lfpurl de fncArcat11r , celc  
speclalfzate - pслtru transportul  
unuf anurnH fel de tnc□,c□tur. Јn  
afari de accasta, autocamloancle se  
clasHfc4 ol dup! tlpul motorului,

a, faptablllla(e, car, ac(tatea dc fncЈr.  
cзrc □i alti fartor. Pentru aufocaml•  
oanc 5e folosesc motoa.re cu ardere  
interni, care lucreazЈ pe bcnzini aati  
gaz (cu carburatoare), cu c.ombusti•  
bll grcu (motoare D1esc1), fl furbo•  
motoare. Motoarce Diesef au o rЈ-  
pfndfrc pr(-do, nfnantl, turbornotoarele  
fnt folosite Јa autocamioane cu ca-  
pacitate dc fncлrcare foarte rnare, fn  
functie de capacitatea de fncЈrcare  
puterea mutoarelor automobllclor de  
uz gncral atinge 60...220 kW, iar aЈe  
aL1toremorclurclor 500 kW.

DupЈ adaptat,ilitate automobilele  
sc fmpart fn automobllc de drum, de-  
stinate pentru exploatarea pe toatc  
drumurile rctelei dc drumuri comune,  
cu o adaptabilitate ridicata oi su-  
pcrioar□ pсntru toatc tipurile dc dru-  
muri elлар □i ln arara drumurilor (de  
carlcrA), ЛuLomobllc dc adaptabl•  
Јilate ridicat! □i superfoarl in Јun-  
c(lc dc Hpul sistemuluf dc depЈasarc  
sc fmpart rn automobile pe rotЈ, pe  
rotl □; □cnile, pe pсrlul de aer -, f au-  
tomobllc amribli, Automobile dc □  
carfcrЈ slnt utilizate Јn colstructH Јi  
fn zonele de exploatare a resursclor  
rnincrale dc Јa suprafaf4 Јa care fn•  
infrastructura drumului (f>ai□) arc o  
conhtruc(lc specialc.

Paramctrul pгilclpal, care tЈctcrmi-  
na constructi.a at1tt>mobllul1Јi, cste  
sarcina pe a.xe. Normative pentru  
circulatfa r11tlcra stabllc:c sarcina  
Hmlt□ pe o ax□ a aut,ornoblluluf Јa  
100 kN pсntru drwnurfle cu Јmbrl•  
c□mfntc pсrfectfonat§ □1 la (Ю kN  
pentru reteaua dc drumuri gncralc.  
Лccste ccrintc 11u sc rcfcr! la automo-  
f>llelc dc carierЈ. Penfru asfurarca  
(;зрyаftЈtil rnalf<' de trcccrc □f a ce-  
rfnteЈor de sarcinЈ pe axЈ camЈoanc•  
lc □1 autopnoh/l('JC dc trac(lunc se  
fal>rlc□ cu dot1□, trcl □1 mal multe  
axc motoare cond11cltoarc (fig. 2.1.  
b, c). Astrel dc automobllc au o ma•  
re r4splndrc. Rernorefle fЈ scmfrc-  
morclfc :sc f, npart fn remorcl tractate  
dc automobll cu ajutorul uncf blele  
de cuplare (cu una, doul □1 mal mul-  
te osli), remorcl dc transportat fn•  
cлrccturf dc Јungfme marc, scmfrc•

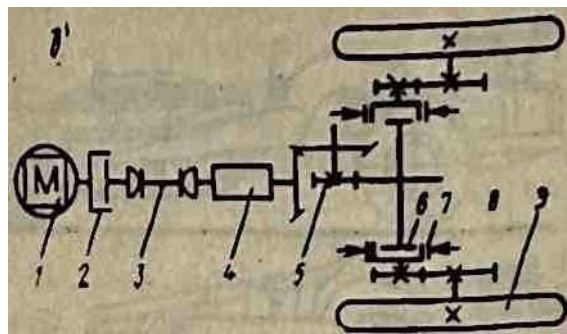
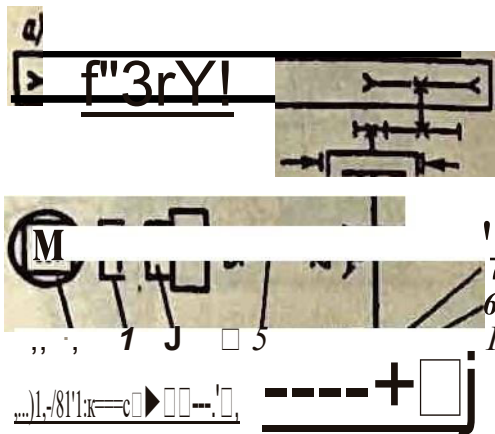


Fig. 2.4. Tracțiunea de putere ale tractoarelor:

1 - pe pneuri; 2 - pe pneuri

Presiunilor cu roți este de 0,2...0,35 MPa și a celor pe pneuri 0,1 MPa. Parametrul principal al tractoarelor este efortul maxim la cinghie, după care se împart în clase. Efortul maxim la cinghie se măsoară la viteză de 2,6...3 km/oră pentru tractoare pe pneuri și de 3,0; 3,5 km/oră pentru cele cu roți. Efortul la cinghie al tractoarelor pe pneuri este aproximativ egal cu masa lor, iar al celor cu roți - 0,5...0,6 din masa.

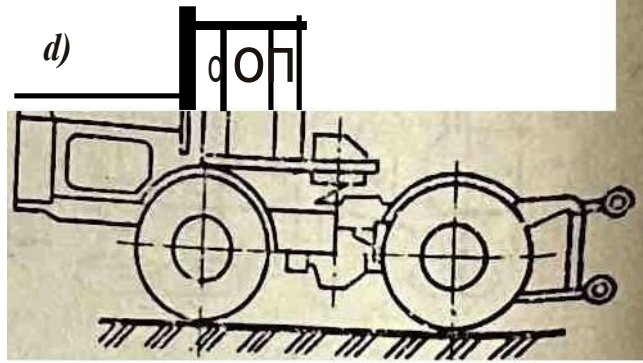
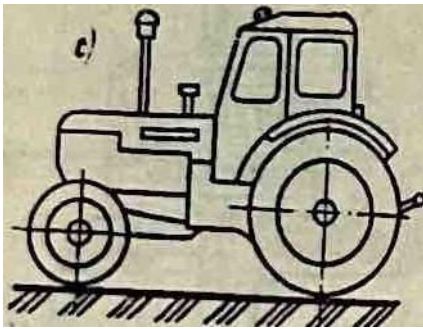
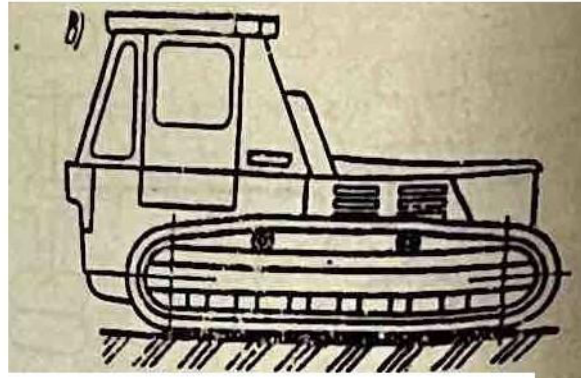
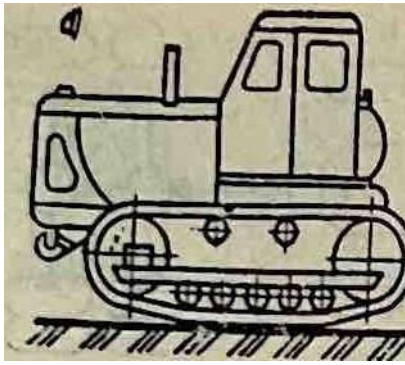
Industria produce tractoare agricole de clasele de tracțiune 6, 9, 14, 20, 30, 40, 50, 60, 90, 150 și 250 kN și industriale de clasele de tracțiune 100, 150, 200, 250, 350, 500 kN. Tractoarele industriale se fabrică de diferite moduri, adică în funcție de instalarea pe ele a organului de încărcare, echipamentului de ridicare, de așezare, de macara ș.a. Puterea motoarelor tractoarelor atinge 800 cv, iar uneori este și mai mare. Tractorul este compus din șasiu, transmisia de putere, propulsorul cu pneuri și roți și comanda. În plus, toate tractoarele sunt dotate cu un sistem hidraulic pentru ridicarea organului de lucru suspendat sau remorcat.

La tractoarele pe roți sunt montate articulat (fig. 2.3, d) fiecare șasiu se realizează pe două motoare și de comandă. În tractorul semișasiu din față (de exemplu din spate) se execută cu ajutorul a doi cilindri hidraulici la un unghi de 40° în ambele părți. Tractoarele de acest tip posedă o lărgime de lucru variabilă în funcție de sarcină exterioară, transmisia de putere este prevăzută cu un reductor hidraulic de viteză, care permite funcționarea la viteze reduse (până la 1 km/oră).

Transmisia de putere a tractorului pe pneuri se deosebește fundamental de transmisia de putere a automobilului. Aici este diferențialul, iar virarea mazășii se efectuează la frînarea uneia din roțile. Transmisia de putere a tractoarelor este mecanică, hidromecanică și electrică.

Transmisia mecanică a tractorului pe pneuri (fig. 2.4, a) se compune din: ambreiajul de fricțiune cu discuri 2, cutia de viteze 3, arborele cardanic 5, angrenajul conic 6, ambreiajul lateral de fricțiune 7 cu frânele cu bandă 8, reductoarele de bord 9. Cutia de viteze cu roțile de antrenare a lanțului 10. Pe rama de pneuri 4 sunt montate roțile de lanț conduse cu dispozitivul de întindere al lanțului de pneuri. Reductoarele de bord mîresc momentele de torsionare ale roților de antrenare a lanțului. Ambreiajele laterale cu fricțiune reprezintă ambreiaje de fricțiune cu multe discuri, care asigură în poziție blocată deplasarea rectilinie a tractorului. Schimbarea direcției de deplasare se obține, la decuplarea parțială sau totală a unui din ambreiajele cu fricțiune concomitentă a discurilor conduse cu frina cu bandă. Frânele cu benzi se folosesc de asemenea la frînarea ambelor pneuri la deplasarea în pante și ca frâne de parcare. Pentru reglarea și continuarea vitezei în diapazon larg, în funcție de sarcină exterioară, transmisia de putere este prevăzută cu un reductor hidraulic de viteză, care permite funcționarea la viteze reduse (până la 1 km/oră).

Transmisia mecanică a tractorului



Ag. 2.3. Trac.toare:

a - pe ,enJle cu 1/tuarea motorului fn fIII: b -  
pe ,enlle cu aftuarea rnororulul ln lpllte; c-cii  
rop"11 pæeurJ cu rojile dln fIII comInclltej d -  
c:u rlmJ ,lrnlrl

drum drept semiosiiile cu pшю;шe se vor roti eu o viteza egala cu viteza cutiei, iar pinionii sateliti ramin nemiscate fata de propriile axe. La deplasarea automobilului pe portiunea curba a drumului satelitul se rostogolesc pe pinionul semiosii, care i-a incetinit rotatia, iar pinionul al doilea se va roti mai repede din cauza rotirii satelitilor. Ca rezultat, roata care se ruleaza pe curba interioara se va roti mai repede decat roata care se ruleaza pe curba exterioara si parcurge in acelaasi interval de timp un drum mai lung.

Automobilul este inzestrat cu un sistem de frinate pentru reducerea vitezei si oprirea masinii si cu un sistem de frulare pentru reducerea vitezei si oprirea masinii si cu un sistem de directie pentru schimbarea directiei de deplasare prin intoarcerea rotilor manevrabile din figura 9. La masinile grele mecanismul de directie este prevazut cu servodirectie pentru a reduce forta de comanda la volan, In fig. 2.2, b e reprezantata schema

transmisiei de putere a unui automobil <math>P\_{mot}</math> pe trei osii cu doua puni motoare. (formula rotilor  $6 \times 4$ ), iar  $P_{mot}$  fig. 2.2, c - cutrei puni motoare (formula rotilor  $6 \times 6$ ). Punctul de la figura 12 este in același timp comandat si motoare. Mecanismul puntilor motoare se transmite prin arbori cardanici de la cutia de viteze prin cutia de distributie 11, care permite conectarea puntilor motoare din fața și porțiunile grele de drum la deplasarea pe drumuri de țară și desfundate.

Tractoare pe șenile și cu rotile (fig. 2.3). Sunt utilizate la transportul incarcaturilor mari pe drumuri de pământ și temporare. Ele se folosesc cu remorci cu obloane laterale și cu descarcare automata, precum și cu masini de constructii remorcate și suspendate (screpere, buldozere, excavatoare, macarale de instalat tevi și al.). Tractoarele pe șenile exercita o presiune mica pe pamânt și au forta de tractiune mare. De aceea ele au o capacitate de trecere mai tnală decât cele cu rotile. Viteza lor maxima depaseste de 12 km/ora. Tractoarele cu rotile au capacitate de manevrare și viteza de deplasare mai mare 40 km/ora. Presiunea pe pământ a

flune se fnstaJeazl transformatorul cel mal BIne reglmulul de funcitonare  
bldraulfc. lar c,uplajul cInemattc rl• a tractoarelor cu cchipamentul d,e  
gid dintre motor ti rotlele motoare (ro- lucru remorcat □1 suspendat spect  
tl1e de tant ate □enllelor) 'este thto" flc ma□i-n/or de constructlf,

cuitli de cea hldi aullcl. Astret de Autotractoarele pe roti cu pneuri.  
transmisil de putere se numesc 1,1-, Astfel de autotractoare cu una □1 cu  
dromecanice. douA osii sint destIn,ate ca ma,tni de

La rezlstenie marf la deplasare (la bazl pentru fu,nc110parea·eu dlferfte  
pornfre, deplasare pe plan fncllnat ecltipamente de lucru remorcate (cu  
sau tn condttll grele de drum) se fo- o osle) \$1 suspendate (cu doua osH),

lose□te proprJetatea h-idrotransforma- pentru constructJi (fig. 2. 5):.  
Auto" torului de a majora momentuJ de to·r- tractoafcle pe  
roti cu pneuri an ca• slune al motorului cu un coeficient

racteristici de tractlune fi vltezii d□ mare de transformare. Pe  
mlsura. deplasare (ptni la 50 km/orii □1 P.es• scaderH

rezlstrntel de depJa-sare sca- te) marl. un dlapazon mare de vlte-de  
treptat tran sformarea rmomentutui, ze d'e Ju□rut o manevrabllitate Ыппа.  
cre□te lln vlteza rolilor motoare□ far ce contrfbuie la obfinerea unei pro-  
ructlonarea transformatorului tre- ductlxita t1 inaJte a ma□lnl]or de con-  
ce intr-un regjm cu un randament sfructii create pe baza'J.or.

111ai mare. Schimbarea vHezelor se Autotractoar-ele pe roti cu  
pneurt efectueaza butornat, adica vitezcle  
se asamhleazi din agregate □1 piese mari sint euplate  
numai atuncJ. crnd fabrJcate tn serie pentru tractoa-arborcJe

secund.lr atinge o anumita rc \$1 autocamioane grele cu un grad (recventa  
de roLatie·. La aceasta mo- larg de tipizare, ceea ce Je asigurǎ torul  
functioneaza tn regimul de pu•, o durablHtate mai mare. Puterea mo-tcre

maxi111□. iar schimbarea viteze• toarelor Diesel ale □utotraccioarelor lor  
se efectueaza fi.ra intreruperea ating e 900 kw; far sarcina ;pe o  
momentului de torsiune. Lipsa lega- Osie 750 kN □i peste, ceea ce as-lgura  
turil cinematfce rlgide a motorului reaHzarea uneiJa dln princ.Lpalele di-  
cu rotile de antrenare a la.n1ulul re- rect□i de dezvoltare a ma□inilor de  
ducc incarcarea dinamica a motoru- constructii- crearea ina□inHor de  
lui, prel unge□te du.rata de func•tiona- putere unitara mare.

re a motorului □i a transnlisiei de pu- A U t o t r a c t o r u l c u o o s i e  
tere. (flg. 2. 6, a) este com pus din □asiu,

La tractoarele pe □e.n'ile. cu tran- pe care sint montafc motorul 6, tran-  
smisic electlllca de putere momentul srnisia de pu{er e, dou□ rotl metoare,  
de torsiune se transllite rotilor de, cablna □i dispozitivul de sustinere □i  
angrenare a tantulul \$enilelor de la c uplare. Dispozitivul de sustinere □i  
un 010tor electrlc de tractlune cu cu- cupJarc este executat tn Tor,mi de stiJp  
re1t continuu p·rin intermedi11tam- 2, care poate oscila tn jurul axei ori-  
breia jelo.r LateraJe sl al reductnrul,uf. zontale lon□itudlnale, fixati pe ra-

Electromotorul de iracfiune esLe all- ma autotractor ului, ceea ce permite  
mentat de la un generator actionat semiremorcii si se tncline fa•ti de  
de motorul D jeseJ al tractorului. Sis- autotractor in plan v·ertical. Semi-

temul de acfl'onare Diesel- □en□ra• remorca se cuplenzǎ cu autotracto-  
tor - motor simplifkA mult scbema rul prin pivotul vert'lca) 3. Intoarce-

cinen,atica a transllisiei □e putere rea autotractorutul fatǎ de osl a se-  
Olpsesc cutia de vHeze, arbo,rii car- miremorcil se asigura cu cei• dol hi•  
danici), si ce este mai lnportant - drocilindr1 4 la ul U11Rhi de. ptnl la

asigura reglar□a cnntinuǎl fn ltmite 90° m aanbele partl. Transmsla hi·  
largi 3 vltezcl de deplasare □1 a mn• dromecanJca (flg. 2. 6. B) este com-  
mentului tn ftnclle- de inclrc1t1rlle p·usa din cutla, de distributie 7, B1-  
exterirnlrc. Transmsiile hidronleca- drotransiorlnatorul 8, cutla de „heze  
nl□c □i electtice de putere corespund 9, a, .bo,rli cardanice 10□1 12. puncta

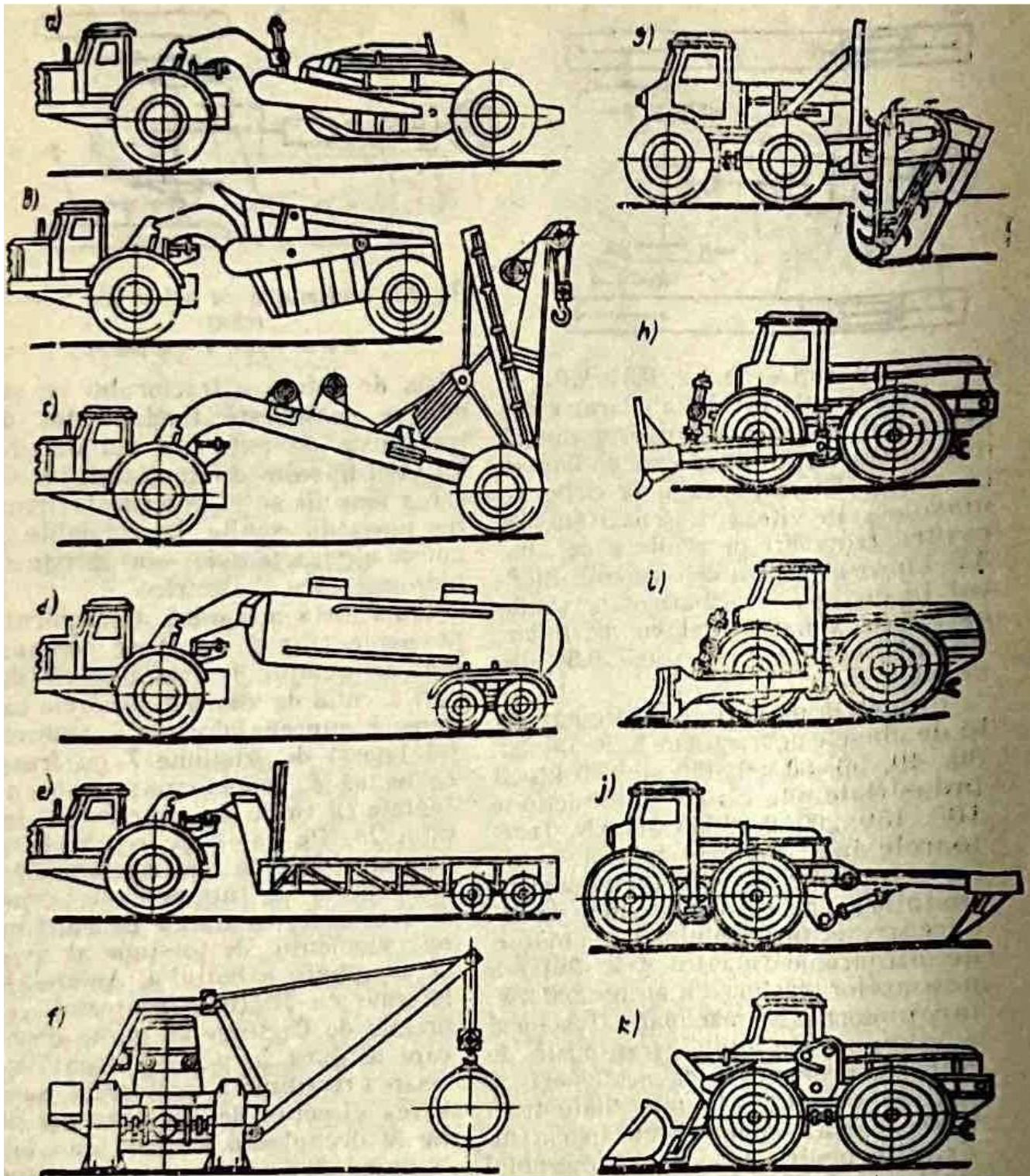
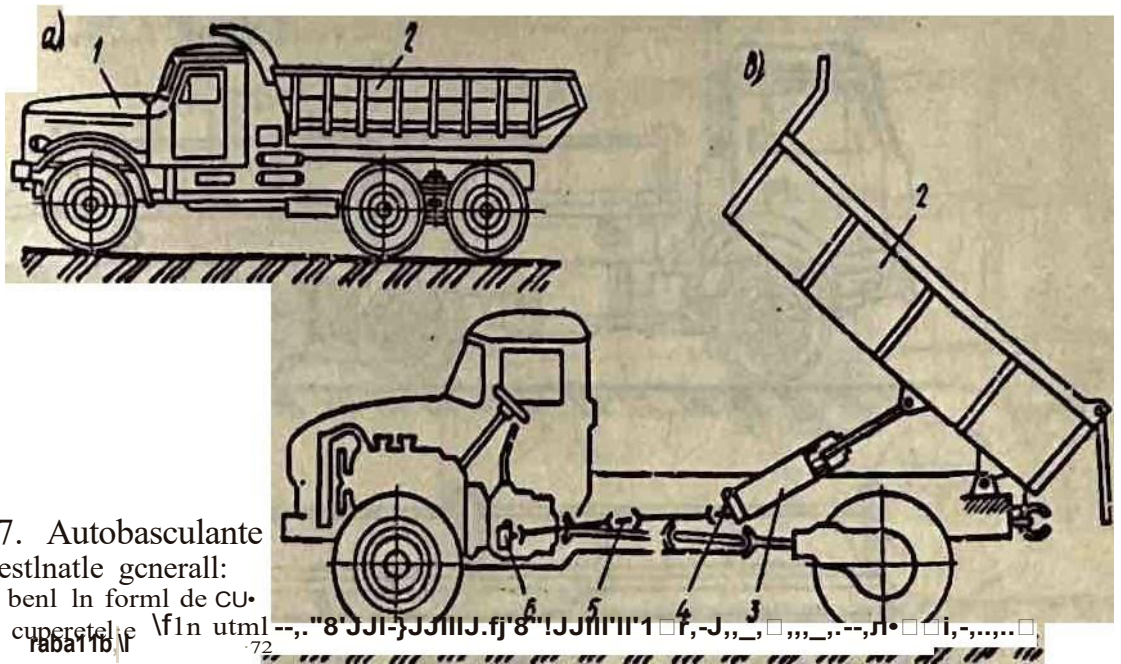


Fig. 2.5. Tractorul remorcat cu suspensie laterală pe tractorul cu două roți:  
 a - agregat; b - transportor; c - tractor; d - tractor pentru pomparea cimentului;  
 e - tractor pentru transportul agregatelor; f - tractor pentru transportul agregatelor;  
 g - tractor pentru transportul agregatelor; h - tractor pentru transportul agregatelor;  
 i - tractor pentru transportul agregatelor; j - tractor pentru transportul agregatelor;  
 k - tractor pentru transportul agregatelor

cu roți (fig. 2.4, B), eu motorul situat în față, se compune din ambreiajul de fricțiune 2, arborele cardanic 3, cutia de viteze 4, transmisia principală 5, ambreiajele laterale 6 cu frânele cu benză 7, reductoarele (pe bord 8, care transmit rotația roților cu pneuri 9.

În transmisia de putere ale tractoarelor pe șenile și cu roți, ale autotractorilor cu una și două roți. În cazul agregatelor speciale, încărcătoarelor cu o cupă, năcaralor autopropulsate de tip auto se folosesc larg transmisia în loc de ambreiajul cu fricțiune



Ftg. 2.7. Autobasculante de destinație generală:  
 a - cu benă în formă de CUPA;  
 b - cu benă în formă de U.

Autotractoarele cu două osii sunt compuse din două semiaxii cuplate articulat. Ca și la autotractorul cu o osie, întoarcerea axiilor se realizează cu ajutorul a doi hidrocilindri cu acțiune bilaterală. Autotractoarele au una sau două punți motoare, una sau două instalații de acționare. Transmisia de putere a roților conducătoare este analoga celei descrise mai sus. Cu vitezele de viteză ale autotractoarelor cu una sau două osii au trei trepte cu vitezele de deplasare egale la mersul înainte și înapoi. Ultima are mare importanță pentru mașinile cu funcționare discontinuă, care trebuie să aibă o manevrabilitate deosebită la reversarea lărilor de lucru (incălțările frontale cu o cupă, buldozerele și a.).

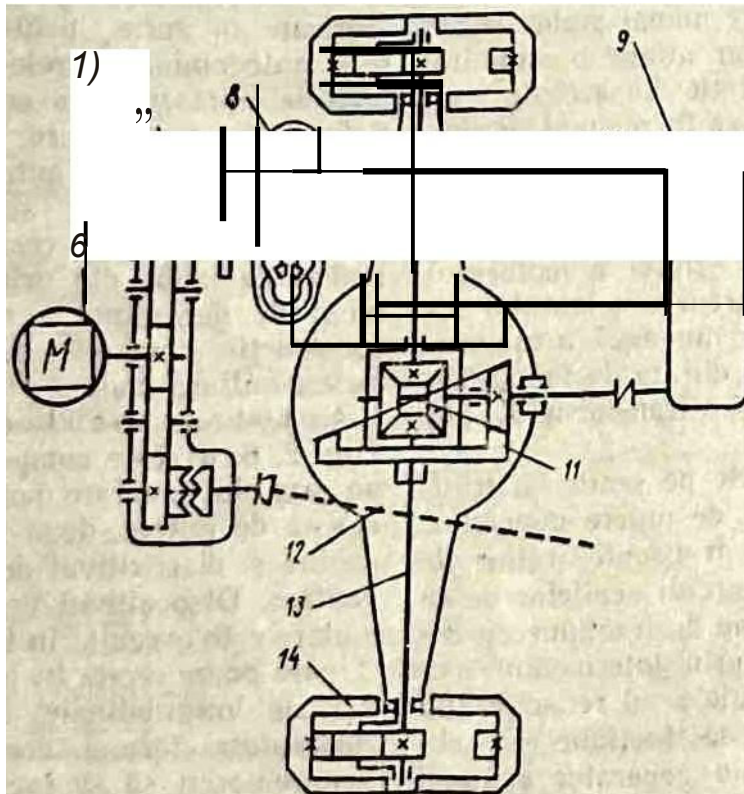
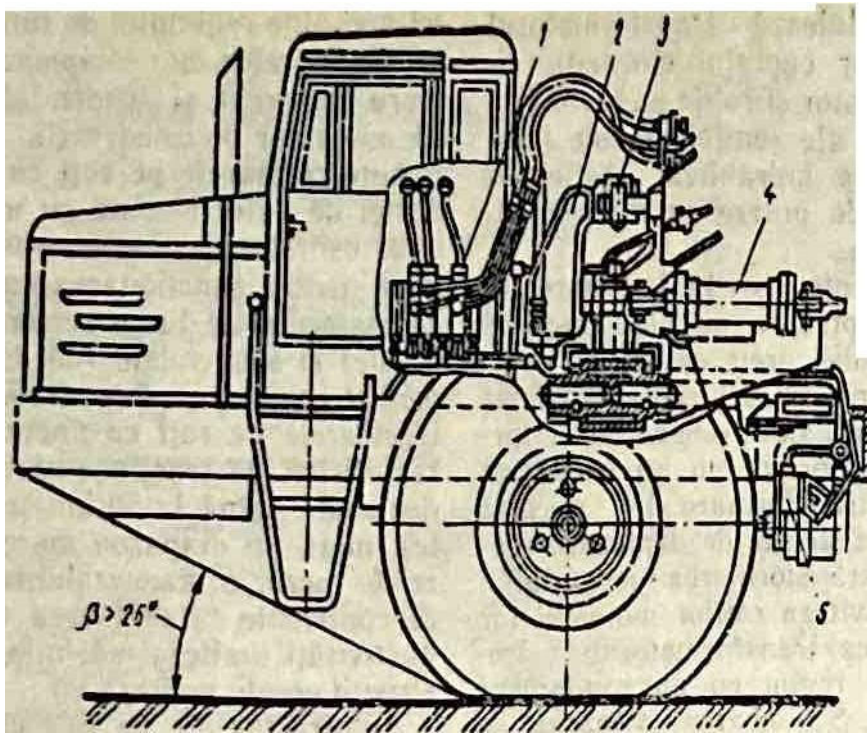
În ultimii ani, autotractoarele cu una sau două osii sunt prevăzute cu roți automotoare cu plăci de diametru de până la 3 m și lățime mai mare de 1 m cu varierea automată a presiunii aerului în funcție de condițiile rutiere. Roata automotoare reprezintă un agregat de sine statator cu motorul hidraulic sau electric și reductorul în laț, montat în roata. Motoarele de lucru sunt alimentate de la pompele de ulei sau de la generator, acționate de motorul principal al autotractorului. Sistemul de co-

mandă al motoarelor roților automotoare permite de a transmite fiecareia din aceste momente și frecvențe de rotație diferite ca valoare, iar la viraj - și direcții de rotire, fapt foarte important la executia lucrărilor în condiții rutiere complicate.

### 2.3. Mijloacele de transport specializate

Mijloacele de transport specializate sunt utilizate în funcție de destinația lor și de tipul încărcăturii: pentru transportarea pământului, materialelor în vrac, betonului și mortarului; betonului, combustibilului (autobasculante, automobile de transportat aeramzit, atelobetoniere, autotransportoare de mortar, de beton, combustibil), materialelor pulverulente (autotransportoare de ciment și var), elementelor de construcție (autotransportoare de panouri, de ferme, de dale, de cabluri tehnico-sanitare), încărcăturilor de lungime mare (autotransportoare de tevi, de tronșoane, de metal); materialelor de construcție în containere (transportoare de containere), tehnologiei și a mașinilor de construcție (autocamioane și a.).

Mijloacele de transport specializate reprezintă resorturi și se încadrează pentru autoeconomie și autorconștinere cu o capacitate de încărcare



FJg. 2.6. Autotractor cu o osie

cu angrenajul conic și diferențialul //, semiosile 13 și reductoarele planef, are 14, montate în butucii roților motoare. Ambele roți motoare sunt concomitent și manevrabile și dirijate. Cutia de viteze și hidrotransformatorul sunt adesea montate într-un singur corp, ce face construcția

mai compactă. De la cutia de distribuție sunt acționate prin arborele 12 una sau câteva pompe de lichid 5, care asigură funcționarea organelor de lucru a.l.c. mașinii semiremorcate. Comanda autotractorului și a echipamentului remorcat se realizează cu servocomanda /,

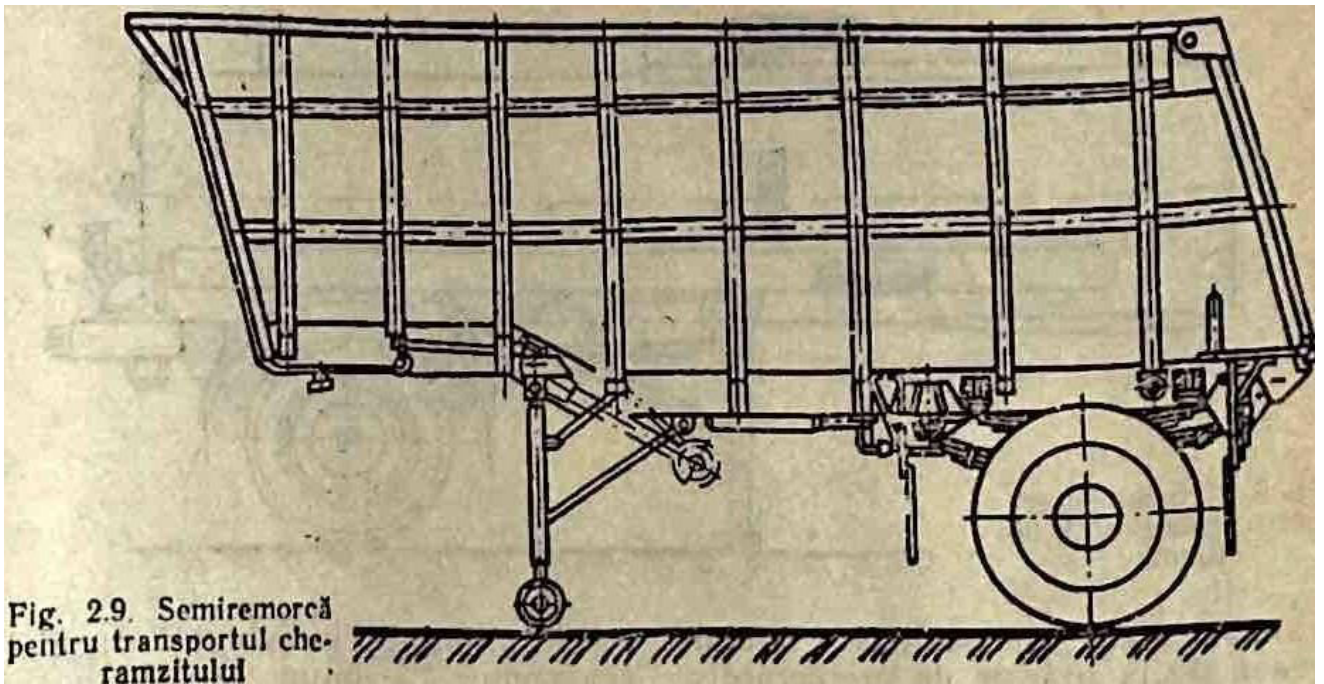


Fig. 2.9. Semiremorcă pentru transportul cheramziturii

orică nivel și coborrea lină a belei, sub acțiunea masei proprii, la care se efectuează scurgerea uleiului în rezervor prin supapa cu o secțiune de trecere determinată. Capacitatea de încărcare a autobasculantelor produse în serie este de 10...12 t la masa totală a autolombului cu încercătură de 19...23 t. Capacitatea de funcționare la care a

speciale de carieră ajunge până la 300 t, deoarece sunt destinate pentru lucrări în afara de rețeaua de drumuri publice, iar sarcina pe axe poate depăși limita de greutate în vigoare.

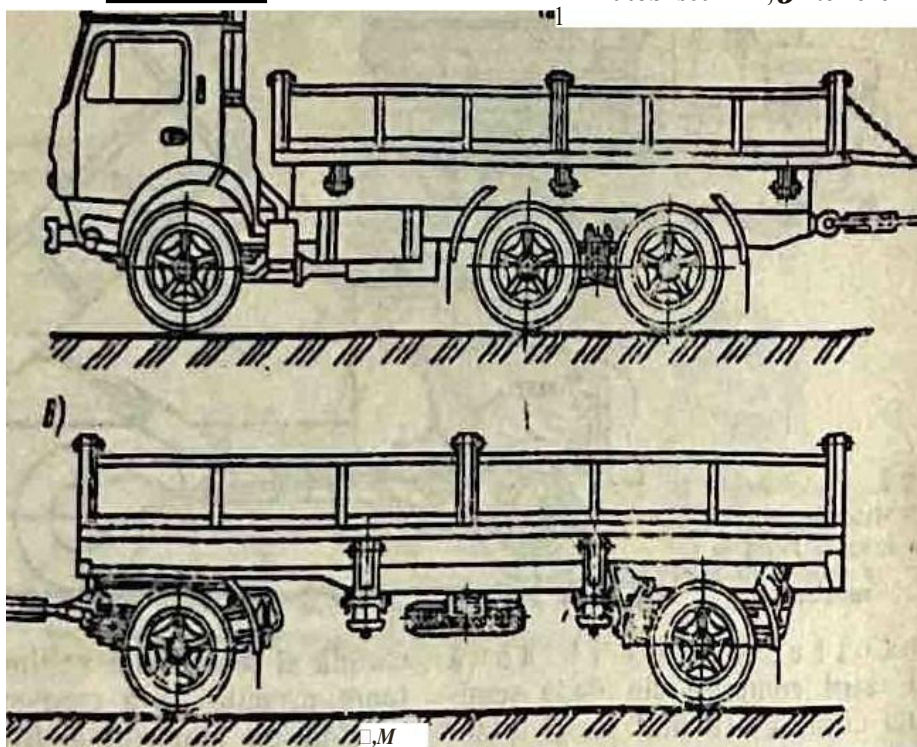
La transportarea încărcăturilor în masă se folosesc autofrenurile (fig. 4.8). Folosirea altor

particularități constructive este volumul mare al caroseriei și existența dispozitivului de descărcare în spate și lateral. Pentru a reduce numărul accidentelor, autotractorul se cuplează pe autobasculante autotractorului înțelegându-se pe semiremorca-basculantele dispozitivului în așa fel încât ramurile reunite și pe semiremorca-basculantele hidraulice de tracțiune cu inel hidraulic de putere-eare asigură unidirecțională a caroseriei de pînă la 60°. Capacitatea de încărcare a semiremorcilor pentru transportul cheramziturii este de 18 t, Semiremorci pentru transportul bitumului. Acestea se folosesc pentru

borne de înclinare hidraulice, pneumatice și electrice. necesare conectării la sistemul remorcii. Peșterea benei autotractorului și a rezervorului intermediare se face în cele două părți laterale, iar a celor din urmă - în cele două părți laterale și prin spate. Capacitatea de încărcare a autotractorului cuplat de exemplu la autobasculantele automobilitate tipul Ca01AZ, este de 11 t (masa totală este de 19 t), a remorcii - 16 t și a semiremorcii - 25 t.

**Semiremorci pentru transportul cheramziturii.** Pentru transportarea agregatelor poroase cu densitatea 0.48...0.65 t/m<sup>3</sup> se folosesc semiremorci de transport cheramzit, remorcate la autotractor cheramzit (fig. 2.9). În locul autobasculantelor izolate (ja) a posibilitatea de a parcurge mare al caroseriei și existența dispozitivului de descărcare în spate și lateral. Pentru a reduce numărul accidentelor, autotractorul se cuplează pe autobasculante autotractorului înțelegându-se pe semiremorca-basculantele dispozitivului în așa fel încât ramurile reunite și pe semiremorca-basculantele hidraulice de tracțiune cu inel hidraulic de putere-eare asigură unidirecțională a caroseriei de pînă la 60°. Capacitatea de încărcare a semiremorcilor pentru transportul cheramziturii este de 18 t, Semiremorci pentru transportul bitumului. Acestea se folosesc pentru

Fig. 2.8. Autotren:  
 a) - autobasculantă; b) - teoretic autobasculantă



medie și mare cu sarcina admisă pe o axă 60 și 100 kN (automobile și autotractoare cu formula roților 6X2 și 6X4). Construcția lor este astfel de mijloc de transport în construcție și în construcție. Caracteristicile principale ale acestor mijloace de transport sunt: capacitatea de încărcare, greutatea proprie, confortul și siguranța în funcționare, durabilitatea și fiabilitatea. Parametrul principal al mijloacelor de transport special este masa totală a mijlocului de transport cu încărcătură. Utilizarea transportului specializat contribuie la dezvoltarea și în continuare a metodelor industriale de construcție, micșorarea prețului de cost al construcțiilor, creșterea productivității mijloacelor de transport. În continuare sunt prezentate schemele constructive și posibilitățile tehnologice ale unor tipuri de mijloace de transport specializat.

**Autobasculantele și autofrenantele.** Autobasculantele sunt de destinație generală și speciale de carieră.

Autobasculantele de destinație generală (fig. 2.7) se produc în serie și sunt echipate cu amplasament scurt. Ele se utilizează pentru transportarea pământului din sa-

turile de fundație, materialelor de construcție din cariere, cheiuri și de la stațiile feroviare și în construcțiile industriale de construcție și în drumurile în construcție. Pe lângă acestea, autobasculantele se folosesc la transportul asfaltului, molozului și al altor încărcături în vrac. Încărcarea autobasculanțelor se face, de obicei, cu excavatorul sau din buncir. Schema 2 a autobasculantei are forma dreptunghiulară, trapezoidală sau de a/b și poate bascula cu un unghi de înclinare de până la 60°. Se deosebesc autobasculantele cu descărcarea în spațiu, adică bascularea are loc numai în spațiu, cu descărcare totală într-o parte ori în două părți și cu descărcarea în trei părți. Bascularea benii se face cu ajutorul cilindrului cu comandă hidraulică, care este compus din unul sau doi cilindri hidraulici de acționare unilaterali, alimentati de dispozitivul de pompă acționat de motorul / prin cutia de viteze a automobilului cu arbore cardanici 5.

Comanda basculării benii se execută din cabină. Totodată poziția distribuitorului hidraulic și siguranța ridicării forjate a benii, fixarea ei la

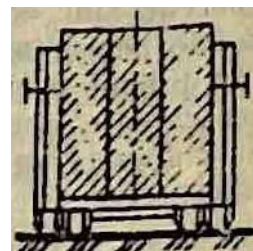
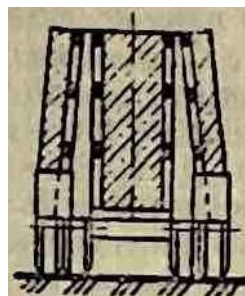
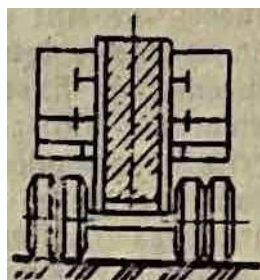
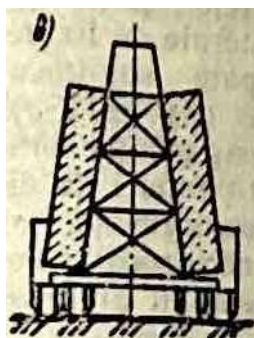
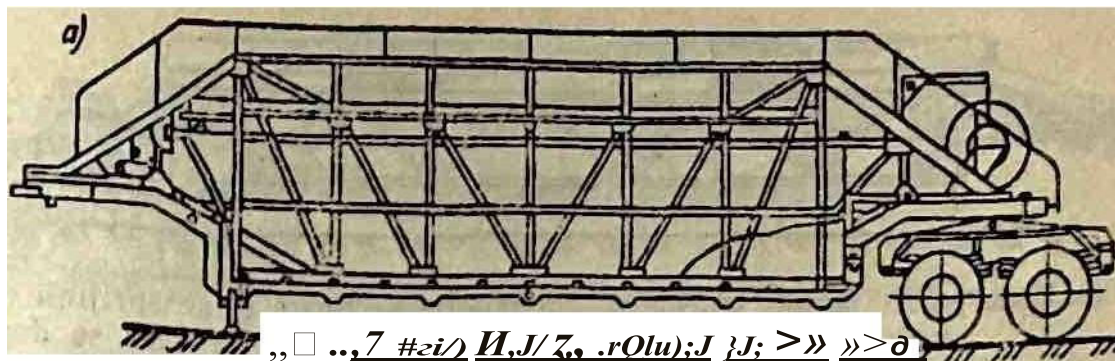


Fig.2.12. Scmiremorci pentru transportul panourilor:

ved. cr. □ □ neralla. Itmlrepare.t tu lorm. de  
cr □ sti, b □ □ area. Jlanouilor □ semiremorci  
de dH"11e ilplrl

te vi e comp-us dintr-un autotractor □ i o remorca fara co □ cu o osie, cuplat intre ele cu un dispozitiv rigi.d de cuplare. Lungimea tevilor transportate nu depa □ e □ te 12 m. Spre deosebire de transportoarele de tevi. t r a n s p o r t o z e r e l e d e t r o n s o a n e pot transporta cu remorcile tronsoane din levi de orice lungime (de obicei pirla la 36 m), fiindci for □ a de tractiune se transmite remorcii ne mijloc.it de tronsoanele fixate pe autotractor.

1 In fig. 2. 11 e prezentat un transportor de tronsoane pentru transportarea tevilor □ i a tronsoanelor cu diametru de 529...1420 mm, lungime □ p i n ' a J a 36 m □ i masa pina la 36 t, pe drumuri pavate □ i naturale, compus din autotractorul / cu patru osii, cu capacitate mare de trecere □ i renorca cu doua osii 5. Pe autotractor e i.n □ talat suportul-opritor 4 pentru a □ e z a r e a tevilor 3. Suporti similari sint fix.ati stalionar pe □ asiul remorcii. Pe suportii autotractorului Ji remorcii exista stilpi permutablli p □ entru tevi □ i □ antul de protectie 2, care limitea-

Za alunecarea i,n fataa tevilor □ i protejeazi cabina □ oferu lui J a i n c a r □ r e - a d e s c a r c a r e □ i l a t r a n s p o r t u l t e v i l o r .

Poiitia sti J pilor se regJeaza in functie de dimensiunea □ i numarul tevilor transportate. Suportii si"nt echipali cu dispozitive i n f o r m a d e □ u r u b p e n t r u f i x a t e a t e v i l o r . Remorea e u H i a t i c u d i s p o z i t i v u l d e c u p l a t 6 p e n t r u c u p l a r e a c o a u t o t r a c t o r u l a c u r s a i n g o J □ i p e n t r u f i x a r e a c a b l u l u i d e s e c u r i t a t e i n t i m p u l t r a n s p o r t a r i i t r o n s o a n e l o r . N o . l m i r u l d e t r o n s o a n e , s , a u d e t e v j , c a r e s e p o t t r a n s p o r t a s f m u l □ n . e s t e d e t e r m i n a t d e c a p a c i t a t e a d e i n c a r c a r e a t r e n u J u i .

Transportoarele de tronsoane produse industrial sint calculate pentru masa tevilor transportate de 9,-36 t.

**Semiremor:cl pentru transportare-a panourilor.** Ele sint ne.ces □ e p e . n t r u t r a n s p o r t a r e a p a n o u r i l o r , p l a n □ e l o r i n t e r m e d i a r e , ( p l i c i l o r ) c u s e m i r e m o r c i J e e L L p l a t e c u a u t o m o b i l e d e t r a c l f u n e ( f i g . 2 J 2 ) . P a r t e a d i n f a t a a t r a n s p o r t o r o l u i d e p a n o u r i s e s p r i j i . n a p e d i s p o z i t i v u l t i p □ a a l a u t o m o b i l u l u i d e t r a c i t . t n e , i a r c e a d i n S P , a t e - p e c a r u c i o r u l c u u n a s a u c u d o u a o s i i . J n u n e J e c o n s t r u c t i i a t e t r a n s p o r t o a r e ] o r d e p a n o u r i , c i r u c i o . r u l d i n s p a t e a r e o s H d e v i r a j c e - c o n t r i b u i e l a m i c □ o r a r e a g a b r i t u l u l b e n z i i d e c i r c u l a t i e , m i r i e a m a n p u l l r i i

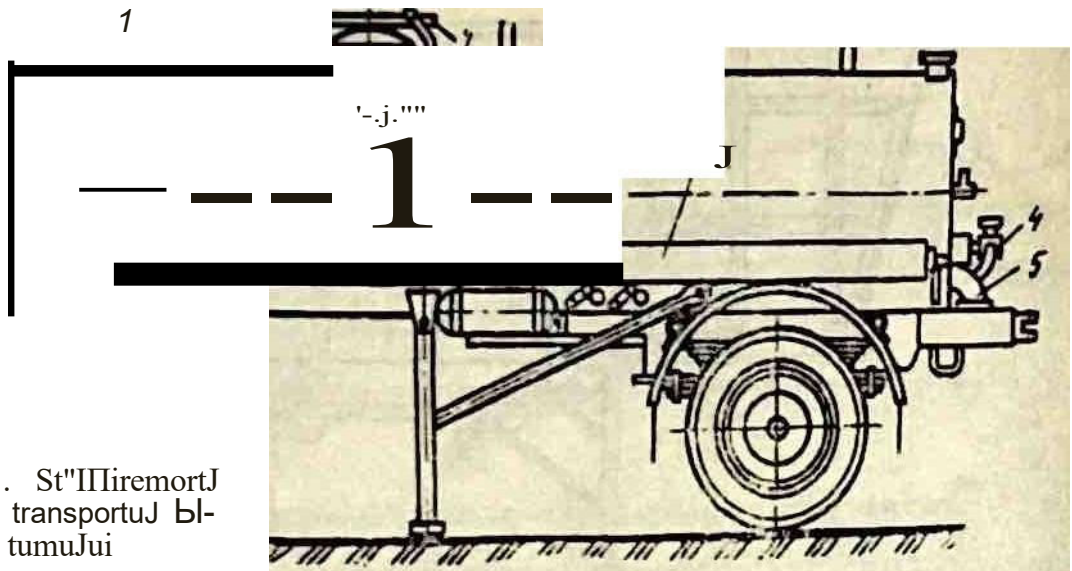


Fig. 2.10. St. III remortă  
transportor bitumului

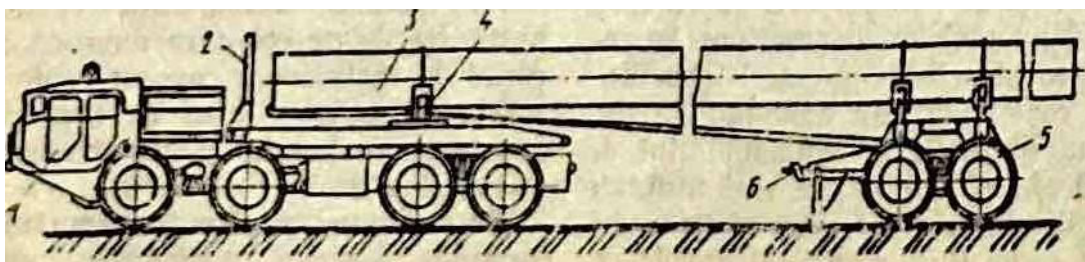
transportarea materialelor bituminoase de la uzine) de prelucrare a petrolului în locurile de construcție a drumurilor, de efectuare a lucrărilor de acoperș și de izolare. Autotransportorul de bitum reprezintă o cisteră semiremorcă 1 de formă eliptică, instalată pe o semiremorcă de construcție fără rama remorcă cu autotractorul și dotată cu sisteme de încălzire, încărcare și descărcare a bitumului. În partea de sus a cisternei este un orificiu de încărcare 2, iar în partea din spate - o flanșă pentru cuplarea conductei de scurgere 5. Sistemul de încălzire include țevile de flacăra 3, montate în spatele cisternei la baza arzătorului staționar care funcționează cu amestec de gaz lămpant cu aer, rezervorul de combustibil, compresorul și aparatele pentru controlul nivelului și temperaturii bitumului. Sistemul de umplere și evacuare a bitumului este compus din conducte și o pompă de bitum cu roți dințate, care acționează datorită motorului autotractorului prin clemta de viteze sau datorită mo-

Fig. 2.11. Transportor de tronșoane

torului hidraulic individual. Încălzirea pompei de bitum se efectuează de la căldura gazelor de eșapament ale motorului la instalarea ei pe autotractor sau cu căldura bitumului fierbinte când aceasta este amplasată înăuntru cisternei.

Construcția autotransportorului de bitum asigură păstrarea temperaturii bitumului în cisteră la transportarea fără încălzire, preîncălzirea bitumului în cisteră se face până la temperatura de 200°C, pomparea bitumului fără trecerea prin cisteră, scoaterea bitumului din cazanul de topit bitum și din depozitul de bitum cu ajutorul pompei. Capacitatea de încărcare a autotransportoarelor de bitum produse de industrie este de 6,8...21 t.

Transportoare de țevi și tronșoane. Transportarea țevilor și a tronșoanelor (secții de țevi sudate) pe drumuri pavate și naturale precum și în jungla traseului de construcție al conductelor în afara drumurilor se efectuează cu autotrenuri speciale pentru transportul țevilor și tronșoanelor. Transportorul de



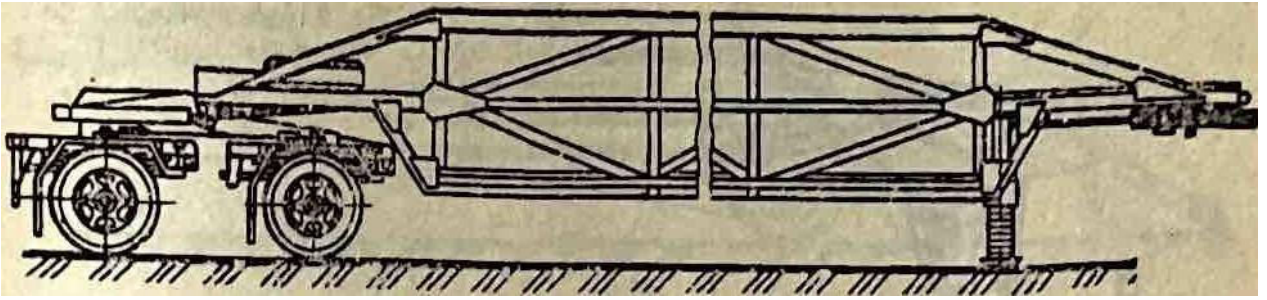


Fig. 2.14. Semiremorca de trarI sportat .cablne tehnico-sanltarc

la terminarea vlrajului ori in cazul ruperii cablului. Capacitatea de incarcare a lor este de 12 si 20 t.

**Semiremorca de transportat cabluri tehnico-sanitare** (fig. 2.14)

si blocuri (fig. 2.15). Aceste automobile sunt necesare pentru transportarea cablurilor tehnico-sanitare si a blocurilor de ascensoare. Forma de caseta a semiremorcii da posibilitatea de a se transporta, de asemenea, grinzi, coloare, piloni, containere etc. Incarcatura. Construcția lor seamana mult cu a transportoarelor de panouri insa difera printr-o pozitie mai joasa a platformei de incarcare.

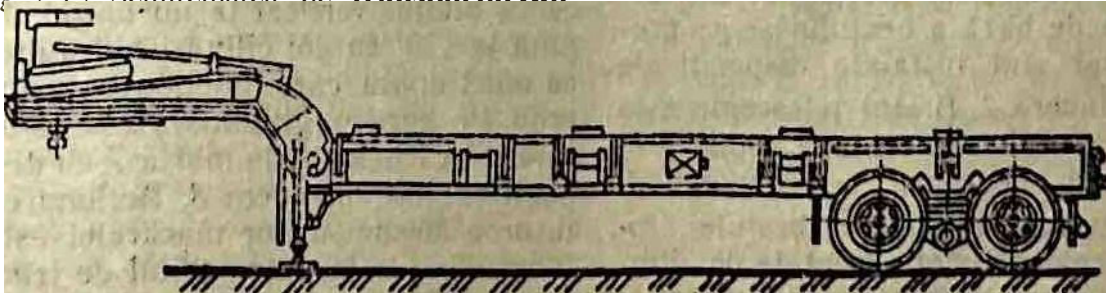
In acest fel se reduce din incarcare asigurarea transportului articolelor cu dimensiuni mari sau cu pozitia inalta a centrului de greutate fara depasirea gabariturii stabilita pentru blocurile de volum si masa mare rama semiremorcii este echipata cu platforme reglabile si de sprijin pentru rezemarea coiturilor blocurilor sau a parților lor. Constructia transportoarelor de blocuri prevede fixarea blocurilor temporar pe timpul transportarii,

adaptarea ulterioara pentru transportul blocurilor de diferite tipuri de dimensiuni.

**Semiremorca pentru transportul containerelor.** La transportul pe antiera a incarcaturilor in bucati mici si a incarcaturilor ambalate se folosesc pe scara larga containerizarea si pachetizarea. Pentru transportul containerelor si a pachetelor se folosesc automobile si autotractori de destinatie generala si mijloace de transport specializate - camioane echipate cu incarcator dotate cu dispozitive de incercare-descarcare. Transportoarele de containere fac parte din aceste mijloace de transport. Constructia cel mai eficienta a transportoarelor de containere care asigura o buna si o capacitate de incarcare optima este autotractorul J3 cu semiremorca.

Pentru incarcarea rapida, micorarea numarului de incarcari si coborrea centrului de greutate al autotractorului incarcate semiremorciile sunt fabricate cu raine joase, sunt dotate cu suporturi telescopice si rabatabile. O actiune rapida, care se foloseste la excluderea lucrurilor de intarziere pentru asigurarea stabilitatii si micorarea sarcinii echipamentului de deplasare a materialului. Existenta acestor suporturi contribuie la cuplarea rapida a autotractorului cu semiremorca si introducerea scellei de suveica de organi-

Fig. 2.15. Semiremorca de transportat blocuri



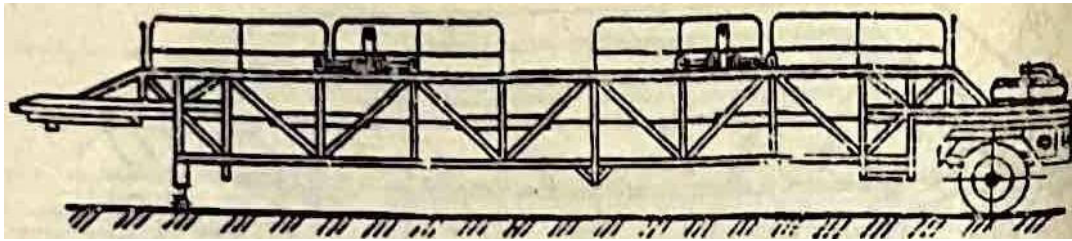


Fig. 2.13. Semiremorcii pentru transportul fermei

autotrenului în condiții naturale. Semiremorcile sunt dotate cu reazeme hidraulice pentru asigurarea stabilității în timpul operațiilor de încărcare-descărcare, precum și cu o cuplare automată cu automobilul de tracțiune care să permită automobilului de tracțiune să lucreze cu câteva remorci de schimb și de a monta panourile de pe roți, adică fără a fi depozitate pe câmp. După construcția carcasei portante a semiremorcii, ele se împart în semiremorci în formă de creastă și în formă de cadru tip casetă.

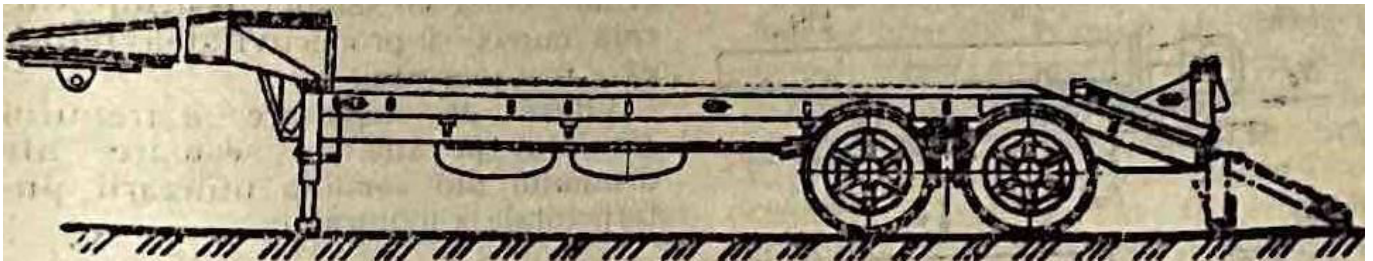
Transportoarele de panouri în formă de creastă au carcasa în formă de ferma de secțiune transversală trapezoidală, iar raștile se instalează în poziție înclinată pe ambele părți ale carcasei sub un unghi de 8...10° față de verticală (Fig. 2.12, a, b). Suplimentar acestor transportoare constă în înălțimea mică de încărcare, comoditatea executării lucrărilor de încărcare-descărcare. Acesta este transportoarele care o încărcare simetrică a platformelor de încărcare, ceea ce este greu de îndeplinit la transportarea unui număr impar de panouri cu masa diferită. În plus, poziția înclinată a panourilor duce deseori la fisurarea, ciobirea sau la alte deteriorări ale acestora.

Semiremorcile în formă de cadru reprezintă o casetă formată din două ferme plane verticale și longitudinale și bare de legătură transversale (Fig. 2.12, c), sau un cadru portat cu casetă (Fig. 2.12, e), în care se așază obiectele transportate. Obiectele se instalează

în poziție verticală și se sprijină cu ajutorul separatorilor care se deplasează în lungul casetelor, și cu ajutorul dispozitivelor laterale de fixare. Uneori, ele sunt echipate suplimentar cu casete laterale (Fig. 2.12 d, j). Sistemul de fixare asigură posibilitatea de a transporta panouri de diferite dimensiuni și configurații, exclude deplasarea lor reciprocă și deteriorarea părților în afara și a suprafeței finisate.

Pentru transportarea panourilor tip a plăcilor cu lățimea de până la 4 m (fără gabarit după înălțime) se folosesc transportoare de panouri cu cadru, care au o parte pivotantă (la un unghi de 55°) a platformei de încărcare, ce servește concomitent ca suprafață de sprijin pentru panouri. Transportorul de panouri este echipat cu un mecanism de întoarcere a platformei, care o fixează în poziție de transport și cu dispozitive pentru fixarea panourilor.

**Semiremorcile pentru transportul fermei.** Pentru transportul fermei cu lungime de 12, 18, 24 m la câmp se folosesc semiremorcile pentru transportul fermei cu automobile de tracțiune de Hp (Fig. 2.13). Fermele se instalează pe suprafața remorci în poziția lor de lucru și se reazemă pe capetele (în structura). Ele se fixează în această poziție cu borne cu șuruburi așezate în partea din față și cea din spate a ramei semiremorcii. În funcție de lungimea fermei suportul din față poate să se deplaseze în lungul ramei cu ajutorul trolului manual. În partea din spate rama se reazemă pe dispozitivul de suport al caruciorului de viraj cu acțiune manevrabilă. Manevra de viraj se execută cu ajutorul sistemului de cabluri sau hidrolic cu fixarea circulației față de ramă



Ffg. 2.17. S□ire, noJci, grea.

suplimentar. Pentru încărcarea și descărcarea containerelor de mare tonaj sau a pachetelor de mare tonaj se folosesc dispozitive de ridicare mai complicate sub formă de macarale hidraulice cu braț sau a unui plan înclinat, pe care încărcătura se dispunează cu ajutorul transmisiei, r cu ea□□lu sau lant.

Autocamioanele grele. Acestea se împart după destinație în universale - pentru transportarea utilajelor de construcție și utilajului tehnologic; specializate - pentru transportarea utilajului tehnologic și a containerelor, de mare greutate și de specializare, mai puțin pentru utilajul tehnologic cu greutate foarte mare. În funcție de destinație, autocamioanele grele, se execută cu o capacitate de încărcare de până la 100 t. și mai mare.

Din punct de vedere constructiv, autocamioanele grele (fig. 2. 17) sunt mai puțin remorcate și semiremorcate, mai rar 11a, și autopropulsate cu platformă, situată pe șasiu, care se sprijină pe un carucior cu două, trei și patru osii, cu multe roți și cu toate osiile manevrabile. Partea din față a cadrului semiremorci autocamionelor grele cu semiremorca este ridicată pentru a înălțarea pe e. 1 B caruciorul ui rotativ sau a carucierului de transport. Partea din spate a platformei și a cadrului este joasă, dotată cu scara rabatabilă pentru îmbunătățirea condițiilor de încărcare și descărcare a utilajului, autocamioanele grele sunt dotate cu trolul cu acționare directă la elicele de tractare al auto tractorului cu hidraulice. În unele construcții ale

autocamionelor grele forma de încărcare poate fi cea înălțată

înălțată în timpul de ridicare (500... 900 m.tn.), cu ajutorul acționării hidraulice locale. Ca și alte mijloace de transport, autocamioanele grele sunt dotate cu dispozitive de suport și simplat-fricat, precum și cu mijlocuri pentru fixarea sigură a utilajului sau a mășinii lor.

Calculul la tracțiune a transportului auto și cu tractoare. Se efectuează cu scopul determinării regimurilor optime de deplasare în diferite condiții de lucru și utilizarea puterii maxime a motorului și atingerii vitezei mai înalte producției tehnice.

Ca și în cazul tractoarelor, pentru deplasarea mijloacelor trebuie îndeplinite două condiții: 1) ca forța de tracțiune să aibă valoarea depășită cu viteza constantă să fie suficientă pentru învingerea rezistenței totale la tracțiune  $W$ , care se compune din rezistența de bază la care se adaugă pe porțiunea de drum rezistența orișoară (rezistența la rulare a rotator sau a elementelor rezistență de frecare în transmisia de putere)  $W_0$ , și rezistența suplimentară la tracțiune pe plan înclinat  $W_1$ ; 2) Ca forța de aderență a roților motrice (elementelor) să fie suficientă pentru realizarea forței de tracțiune dezvoltată de motor.

Pentru autocamionul compus din autocamion și remorcă cu semiremorca (fig. 2 □ 18, a) forța de tracțiune (N) dezvoltată de motor:

$$S \leq W = -(G_{aH} + Q_1) (f \pm i) + (G_2 + (il_2) (f \pm i)) \quad (2.1)$$

iar forța de tracțiune de aderență:

$$S_{1d} = (G_{aH} + Q_1) \leq p \Rightarrow S. \quad (2.2.)$$

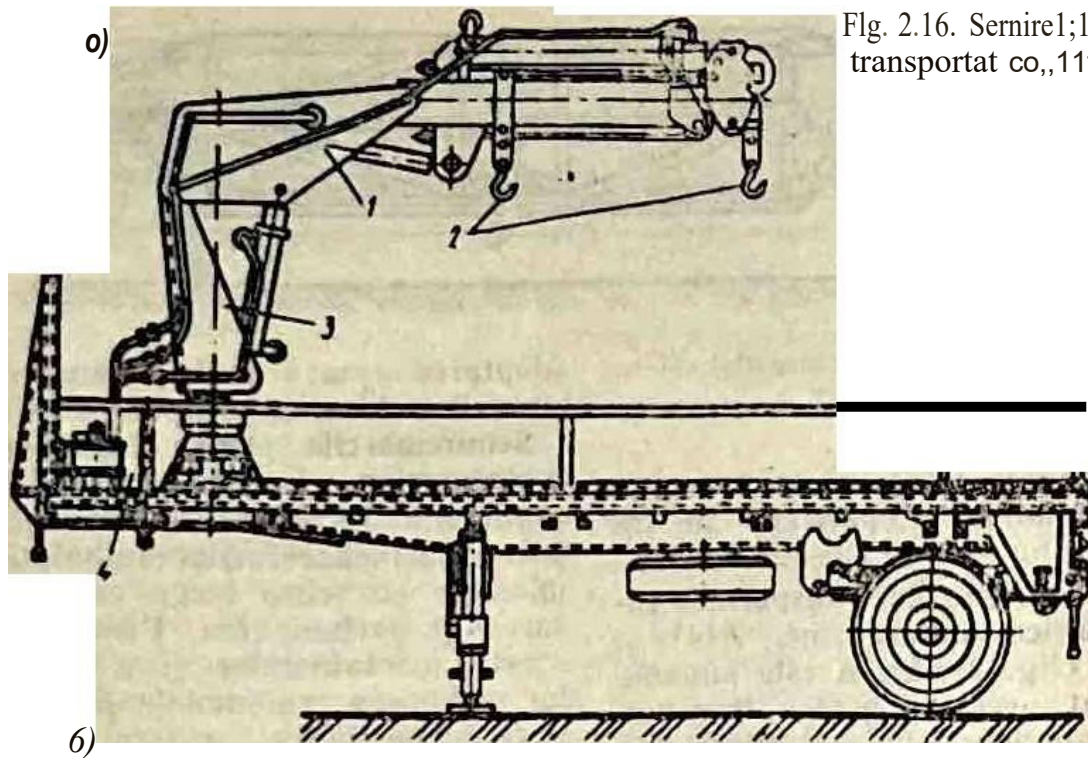
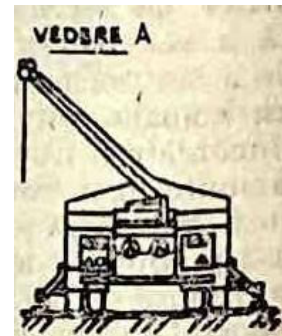
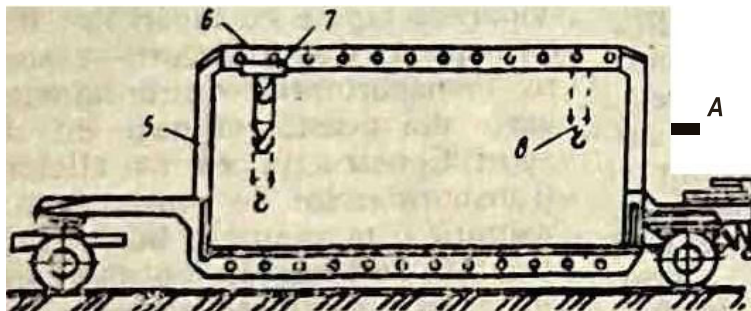


Fig. 2.16. Semiremorca de transportat co., 11 tair1ere.



zare a transportarii, cind un autotractor poate deservi cteva remorci. Dispozitivele de ridicat sarcina snt instalate pe platforma automobilului, pe rama lui de trcpune- sau pe platforma semi remorciL

rn fig. 2. 16, a este prezentata semiremorca pentru autotractoruJ tip a. dotat cu o macara hidraulica cu brat articulaj. Macaraua are un brat telescopic / care se poate ntoarce ti planul oriz6ntal (pina la 200°) compus din secfiunea de baza" secfiunea de avans-are i ide prelungire. Pe secfiunea de baza a brafului i pe pr Jungitor sint instalate djspoziivele

de prindere 2. Bratul telescopic este fixat articulat pe coloana rotativa 3, montata pe rama semiremorci 4. Deplasarea secfiunilor bratului. rotirea cotvabei sint executate de cilindrii hidraulici cu efect dublu, atlo-

nati de sistemul hidraulic instalat pe autotractor.

Macaralele hidraulice cu brat se folosesc cu sarcina maxima de pina la 2,5 t (pentru deschiderea cea mai mica). Pentru o masa mai inare a containerelor (pina la 5 t) pe transportoarele de containere se instaleaza dispozitive de ridicat in forma de portal basculant si tuat lateral (fig. 2. 16, b) sau transversal. Suporturile 5 ale portaului sint fixate articulat pe suprafetele din fata i din spate' ale semiremorci i pot sa se roteasca in planul vertical la un unghi de pina la 120° cu doi cilindri hidraulici cu efect dublu, care functioneaza sincron. Pe bara longitudinalina 6 se depaseaza circierul de marfa 7 cu dispozitivul de prindere 8. i onarea tuturor mecarusmelor macaralei este hidraulici de la automobilu de tractiune dotat cu un sistem hidraulic

Productivitate, a trenului (t/ora) pentru o cursa:

$$P = Q/tc,$$

unde  $Q$  este masa încarcată,  $t$  - timp,  $c$  - coeficient de pierderi, ore.

Productivitatea tehnică a transportului se exprimă prin cantitatea încarcată transportată în timpul lucrării îndeplinite în  $t$  - km în unitatea de timp. Totodată se ține cont de o serie de factori suplimentari, inclusiv utilizarea capacității de încărcare, și a parcului de mașini, distanța medie de transport și utilizarea parcursului, metoda tehnică și timpul consumat la încărcare-descărcare și alte lucrări ce cuprind att nivelul tehnic al mijloacelor de transport, cât și organizarea și tehnologia transportului.

## 2.4. Transportoare

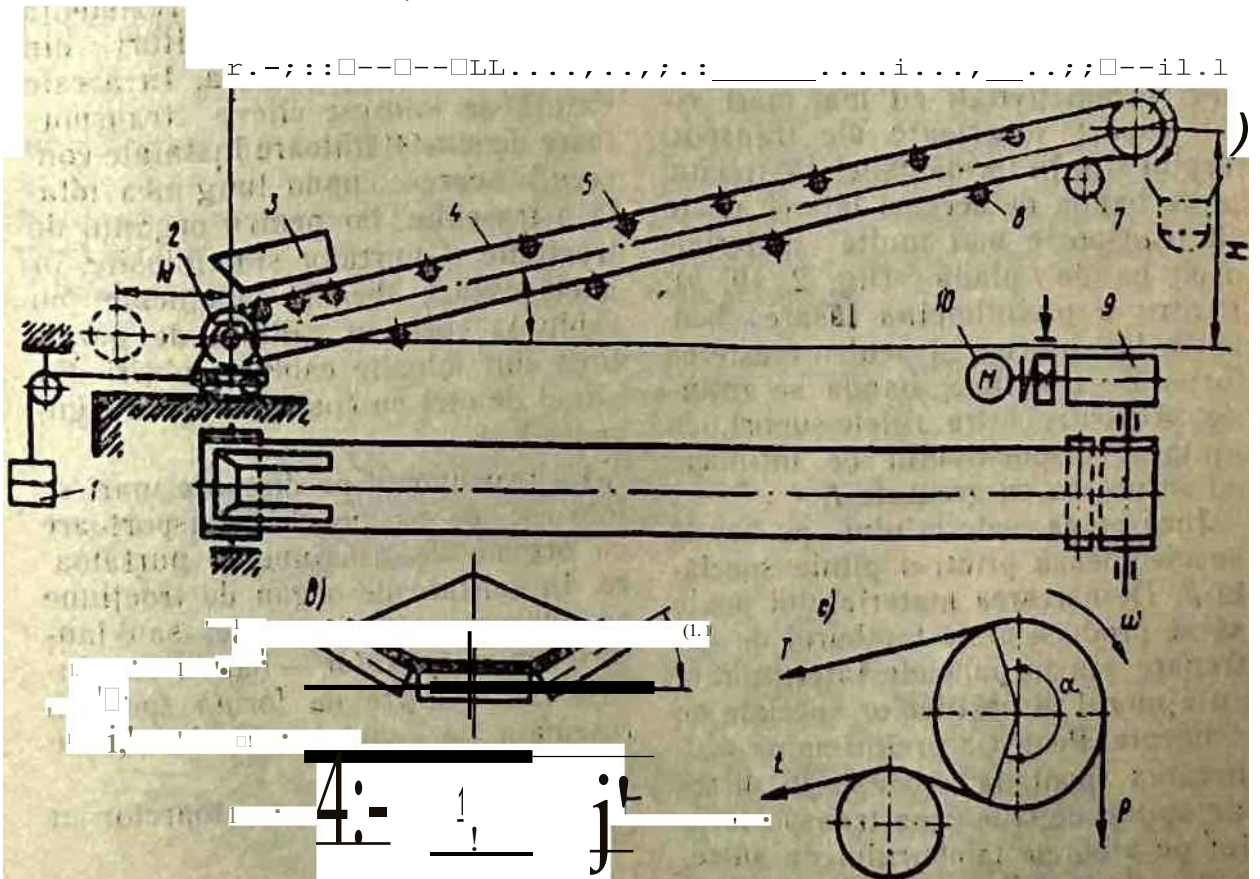
Cu acestea se transportă materialele în vrac, în bucați, încărcături cu bucată, precum și amestecuri plastice de beton și mortar. Ele se împart în

trenuri de construcții, transportoare cu bandă, cu cupe, cu roți, cu vibratoare. Transportoarele cu bandă și cu cupe transportă materialul cu ajutorul benzii sau lașii înflănit; cele cu roți și vibratoare - ca rezultat al rotației sau vibrației organului de lucru rigid în formă de surub sau șurub.

Transportoarele cu bandă. Ele se folosesc pe scară largă pentru transportul continuu a diferitelor materiale pe direcție orizontală sau înclinată. Asigură o productivitate mare (până la câteva mii de Mg pe ora) și transportul pe distanțe mari (până la câteva zeci de km). În construcții se folosesc transportoare cu bandă mobile și staționare, care transportă încărcăturile la o distanță destul de mică.

Transportoarele anobile cu bandă sunt de 5, 10 și 15 m. Ele sunt echipate cu roți pentru depășirea așezărilor

Fig. 2.19. Transportor cu bandă: a - schema constructivă; b - rolul suport; c - lăcheșul (ortelul la lamburul conilucior)



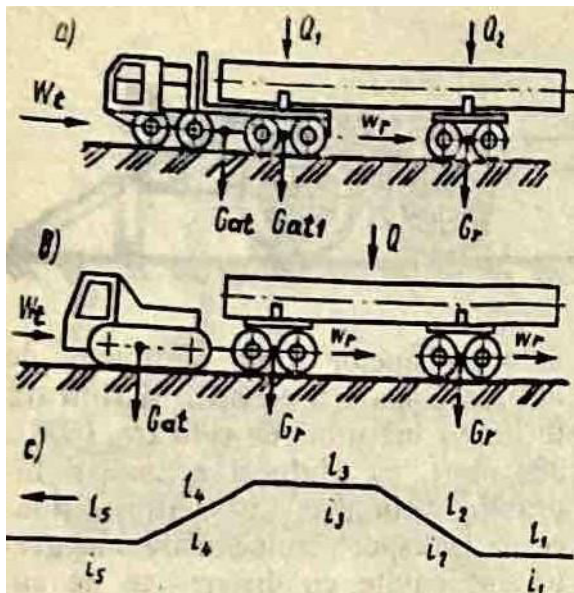


Fig. 2.18. Schema pentru calculul de tracțiune a transportului auto cu tractor:

a - automobilul de tracțiune cu semiremorcă;  
b - tractorul cu remorcă; c - terenul

Pentru trenul compus din autotractor și remorcă (fig. 2.18. b)

$$S_{act} > G \cdot t(f \pm i) + (nGr + Q)(f \pm i) \quad (2.3)$$

$$S_{ad} = G_{at} \varphi \geq S_t \quad (2.4)$$

unde  $G_{at}$ ,  $Q$ ,  $Gr$  reprezintă forța de greutate a autotractorului, a încărcăturii; a remorcii;  $Q_1, Q_2$  - forța de greutate a încărcăturii osiilor motoare și a osiilor semiremorcii;  $G_{t1}$  - sarcina osiilor motrice de la masa autotractorului;  $f$  - coeficientul de rezistență la deplasare a autotractorului, remorcii (depinde de tipul propulsorului, tipul drumului și starea acestuia);  $i$  - înclinarea drumului;  $\varphi$  - coeficientul de aderență a roților (șenilelor) cu drumul;  $n$  - numărul remorcilor.

Fiecarei viteză de deplasare se hibate cu ajutorul cutiei de viteze a autotractorului îi corespunde o forță de tracțiune stabilită. Ea este mai mare la viteze mici și mai mică la viteze marj. Utilizând relațiile menționate, se determină viteza de deplasare a trenului pe anumite sectoare ale traseului, timpul de trecere prin anumite sectoare. timpul total

al unei curse cu sarcina pe drum, durata cursei și productivitatea tehnică a transportului.

Viteza de deplasare a trenului (km/ora) pe anumite sectoare ale drumului din condiția Utilizarea puterii totale a motorului:

$$v_{imix} = \frac{3,6 \cdot N_{JOJN11}}{W1} \quad (2.5)$$

unde  $N$  este puterea autotractorului (tractorului), kW;  $W$  - randamentul total al transmisiei de putere;  $W$  - rezistența totală de deplasare a trenului pe sectorul dat al drumului, N.

Viteza cu care e posibilă deplasarea pe fiecare din sectoarele traseului se alege în funcție de caracteristica autotractorului sau a tractorului. Trebuie să se aibă în vedere faptul că viteza astfel aleasă este maximă posibilă, adică rezerva de putere a autotractorului e egală cu 0. Viteza reală de deplasare a transportului e mai mică întotdeauna față de viteza maximă posibilă. Ea este influențată nu numai de condițiile rutiere, dar și de cerințele securității de deplasare. Astfel, deplasarea pe pantă (cobori) se execută cu viteze mici, conform cerințelor de securitate. În plus, deplasarea cu viteza maximă este însoțită de solicitarea deosebit de mare a agregatelor mijlocului de transport cu consum mare de combustibil. De aceea viteza de deplasare pe durata mare a opriri pe drum cu profil relativ neted, este de obicei de (60...70%) din cea maximă, adică:

$$v_i = (0,7...0,8) v_{i,max} \quad (2.6)$$

Știind viteza de deplasare pe fiecare sector al drumului  $v_i$  și lungimea acestor sectoare  $l_i$ , se poate determina timpul (ore) unei curse în sare la:

$$t = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{v_i} \quad (2.7)$$

Durata cursei include durata încărcării, a mersului în sarcină și descărcării și a mersului fără sarcină:

unde  $F$  este suprafața secțiunii transversale a fluxului de material,  $m^2$ ;  $v$  - viteza deplasării benzii,  $m/s$ ;  $p$  - densitatea materialului,  $Mg/m^3$ .

Pentru obținerea productivității cerute e necesar ca lățimea benzii ( $m$ ) să fie:

$$B \geq \sqrt{F/(pv)} \quad (2.10)$$

unde  $k$  este coeficientul care ține cont de schimbarea suprafeței secțiunii transversale a materialului pe banda călcată (pentru suportul cu trei role care au unghiul de înclinare a roților laterale  $\alpha = 20^\circ$  și  $30^\circ$  este egal cu  $0,05$  și  $0,04$ ).

La transportul materialului în bucăți mari, lățimea benzii trebuie să excedă înțiprierea lor și să satisfacă următoarea cerință:

$$B > 23 \max + 0,2 \text{ m} \quad (2.11)$$

unde  $3_{\max}$  este dimensiunea maximă a bucății,  $m$ .

Astfel, la lățimea cunoscută a benzii, rezistența este determinată de numărul de garnituri de sarcină admisibile pe o unitate de lățime a unei garnituri:

$$i = 1/(DK) \quad (2.12)$$

unde  $T$  este tensiunea ramurii întinse,  $N$ ;  $K$  - tensiunea admisibilă la întindere a unui  $cm$  din lățimea unei garnituri,  $N/cm$ .

Banda transportorului se întinde în

timpul exploatării. Întinderea relativă a benzii la ruperea garniturilor ajunge până la  $20\% \dots 30\%$ . De aceea, pentru eliminarea întinderii mari se folosesc benzi cu coeficientul de siguranță  $10 \dots 12$ . Forța admisibilă la rupere se ia  $60 N/cm$  pentru benzile de bumbac și  $300 N/cm$  pentru benzi sintetice.

Forța de tracțiune a tamburului de antrenare ( $N$ ) se poate determina, dacă se cunosc puterea  $N$ , adică:

$$S = 1000N/V \quad (2.13)$$

Conform teoriei lui Euler, forța de tracțiune a tamburului de antrenare ( $N$ ) este egală cu diferența dintre tensiunea ramurii întinse  $T$  și tensiunea ramurii libere  $t$ , adică  $S = m \cdot t$ , iar tensiunea ramurii benzii se deter-

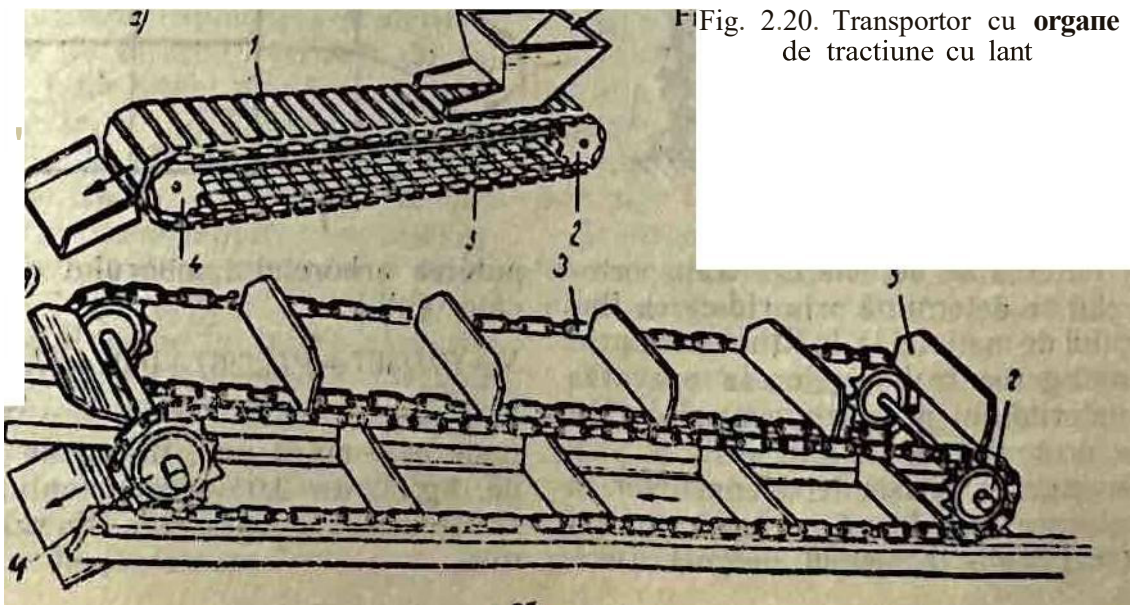
mina cu formulele:

$$T = Sef \cdot l(e^f - 1) \quad (2.14)$$

$$t = S/(e^f - 1) \quad (2.15)$$

unde  $f$  e coeficientul de frecare a benzii pe tamburul conductor;  $a$  - unghiul de înclinare a tamburului conductor cu banda răd.

Banda nu trebuie să alunecă pe tambur. Această condiție este determinată de inegalitatea  $T < le^f$ . Pentru evitarea alunecării benzii se mărește unghiul de înclinare a tamburului sau coeficientul de frecare, iar când aceste măsuri sunt insuficiente, se folosește întinderea suplimentară a benzii.



li sau remorcite cu autotractorul. Pentru montarea și uoara, transportoarele se compun din tronsoane la care, părțile cu lungimea de 2-3 m și lungimea totală de 40...80 m. Transportoarele cu bandă se folosesc ca organe de transportat în construcția excavatoarelor de săpat și an (uri și rotor, a instalatilor de turnat beton și în alte utilaje, unde parametrii lor sunt determinați de parametrii utilajului de bază.

Organul principal de transport și de tracțiune al transportorului cu bandă (Fig. 2.19. a) este banda infinită cauciucată, care cuprinde două tambure: de antrenare 6 și de întindere 2. Deplasarea ascendentă a benzii cu înălțimea se execută de către forța de frecare, care acționează în zona de contact a benzii cu tamburul de antrenare. Rotatia tamburului este dată de motorul 10 prin reductorul 9. Pentru majorarea forței de tracțiune lângă tamburul de antrenare este instalat tamburul de deviere 7, care mișcă și unghiul de înclinare. Ramura de sus, de Jucru, și cea de jos, liberă, sunt susținute de rolele suport superioare 5 și de rolele suport inferioare 8. În scopul obținerii unei productivități cât mai mari, rolele suport superioare ale transportorului sunt în formă canelată, trecind peste banda de aceeași lățime poate să transporte mai multe materiale decât banda plană (fig. 2.19, b). Pentru a preveni împănarea benzii în jos și pentru creșterea forței de tracțiune, banda se întinde preventiv între rolele suport, cu ajutorul dispozitivului de întindere cu urub sau cu greutate /.

Încărcarea materialului pe bandă se efectuează printr-o pișină specială 3. Descărcarea materialului poate să se producă peste tamburul de antrenare sau în punctele intermediare cu ajutorul dispozitivelor speciale de aruncare. Pentru a preveni împănarea spontană a benzii în direcție opusă, după oprirea transportorului pe arborele tamburului de antrenare este instalată frâna. Unghiul de

înclinare al transportorului depinde de mobilitatea materialului transportat. Pentru materiale ca: zguri, nisip, piatra spartă el este, de obicei, egal cu 16...20°.

Pentru transportul materialelor de construcție se folosesc benzi de țesătură cauciucată care sunt compuse din câteva straturi (garnituri) de țesătură (belting). Lățimea și numărul garniturilor sunt standardizate. Sarcina de întindere este preluată numai de garniturile de țesătură care se fabrică din fibre de bumbac sau din fibre sintetice rezistente. Lățimea benzii depinde de productivitatea transportorului și de viteza lui. La transportoarele de serie lățimea este de 0,4...1,6 m. Vitezele benzii folosite pentru transportarea celor mai răspândite materiale de construcție sunt în limitele 0,8...2,5 m/s. Transportoarele de destinație specială reprezintă organe de transport ale complexelor de săpat și alte utilaje cu lățimea benzii de pini la 3,2 m și viteza de 8 m/s.

Pentru transportoarele de Junghe și productivitate mare, rezistența benzii cauciucată cu garnituri din fibre sintetice este redusă. În aceste cazuri se folosesc ca la transportoarele de sine statătoare instalate consecutiv, care compun lungimea totală a traseului, iar pentru organul de tracțiune și purtător sunt folosite, în unele cazuri, benzi cauciucate cu cablu la care, în calitate de garnituri, sunt folosite cabluri subțiri din sîrmă de oțel cu coeficientul de siguranță 6...8.

La transportul pe distanțe mari se folosesc, de asemenea, transportoare cu organe de tracțiune și purtătoare în calitate de organ de tracțiune se folosesc cabluri de oțel sau lanțuri, iar ca purtător - banda cauciucată mai subțire de formă specială rezemată pe cablul sau lanțul de tracțiune.

Productivitatea transportoarelor cu benzi (Mg/oră):

$$P = 3600 Fpv, \quad (2.9)$$

Puterea motorului transportorului trebuie să fie suficientă pentru a putea porni transportorul în funcție. În caz de oprire accidentată, pentru aceasta este necesar ca momentul mediu de pornire al motorului să fie mai mare decât momentul total al rezistențelor statice și dinamice ale transportorului, care acționează în perioada de pornire.

**Transportoarele cu placă.** La transportarea materialelor cu muthii ascuțite, la alimentarea concasoarelor cu piatră în bucatării, se folosesc transportoarele cu plăci (fig. 2.20, a), la care ca organ de antrenare se folosesc două lanțuri; pentru antrenarea și de întindere. Pe lanțurile de tracțiune se fixează plăci metalice, care se suprapun una pe alta, excluzând astfel scurgerea materialului prin ele. Transportoarele cu plăci se folosesc de asemenea la transportul materialelor fierbinți, al pieselor și al altor produse în uzinele de materiale de construcție.

**Transportoarele cu raclet.** Ele (fig. 2.20, b) sunt o variantă a transportoarelor cu organ de tracțiune cu lanțuri. Aceste transportoare se deosebesc de cele cu plăci prin aceea că, pe lanțurile de tracțiune se fixează racletele. Ramura de lucru este cea inferioară. Ea se afundă întru un jgheab staționar și este antrenată în mișcare sa materialul.

**Transportoarele cu cupe.** Astrel de transportoare, deplasează materialul în cupe pe direcție verticală ori înclinată (sub unghi mare). În ambele cazuri de pînă la 50 m. Transportorul cu cupe (fig. 2.21) reprezintă un organ închis de tracțiune în formă de bandă sau cu două lanțuri care în jurul tamburele de antrenare și de întindere (la organul cu lanțurile din partea de jos), pe care stă în cupetele 3 cu pasul  $t$ . Organul de tracțiune cu cupele este amplasat în carcasa metalică. Încărcarea materialului se realizează prin sabotul de încărcare 2, iar descărcarea prin sabotul de descărcare 7.

Există transportoare rapide cu viteza de 1,25...20 m/s pentru transportarea materialelor pulverulente în bucatării și transportoare cu viteza mică (0,4...1,0 m/s) pentru transportarea materialelor în bucatării mari. În funcție de tipul materialului transportat se folosesc cupe cu fundul rotund, mici și adânci, montate pe organele de tracțiune cu pasul de 300...600 mm, și cupe cu unghi ascuțit și tăiate una lângă alta. Încărcarea cupelor transportoarelor rapide se produce la trecerea lor prin sabotul de încărcare și introducerea lor în material, la cele cu viteza mică - prin turnarea materialului în cupe.

Descărcarea cupelor transportoarelor rapide se realizează la ocolirea tamburului de antrenare sub influența forțelor centrifuge, iar în cele cu viteza mică - sub acțiunea forțelor de gravitație (descărcare gravitațională a cupelor cu unghi ascuțit, materialul alunecă pe peretele din față al cupei premergătoare, micșind astfel forța cu care acesta lovește sabotul de descărcare).

Productivitatea transportorului cu cupe (Mg/oră) se stabilește cu ajutorul formulei productivității majorelor de acțiune confilua cu fluxul de material perționat

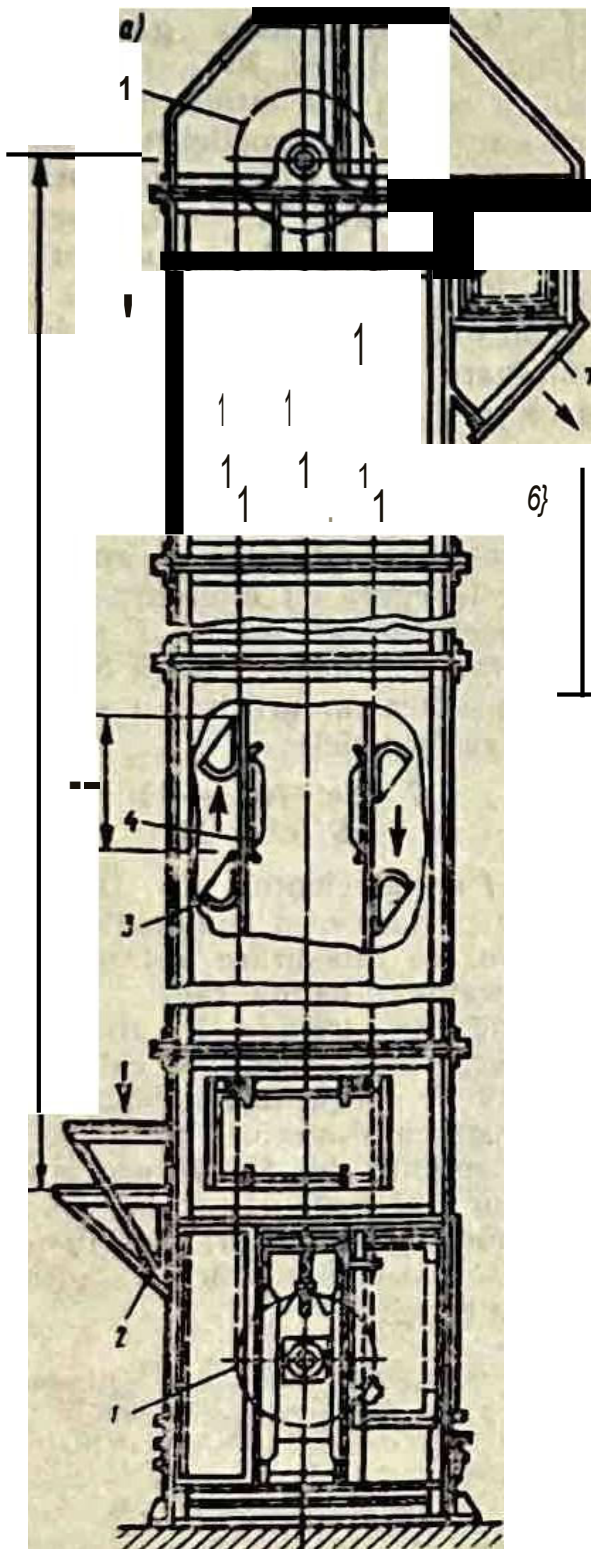
$$P = 0,6q, k1pn, \quad (2.17)$$

unde  $q$  este capacitatea unei cupe,  $dm^3$ ;  $k$ , - coeficientul de încărcare a cupei și egal cu 0,6 pentru cupete mici, 0,8 - cupetele adânci și cu unghi ascuțit;  $p$  - densitatea materialului,  $Mg/m^3$ ;  $n=60 v/t$  - numărul de descărcări pe minut;  $v$  - viteza cupelor,  $m/s$ ;  $t$  - pasul cupelor,  $m$ .

Transportoarele cu cupe cu gabarite mici necesită un control permanent al uniformității încărcării lor cu materiale.

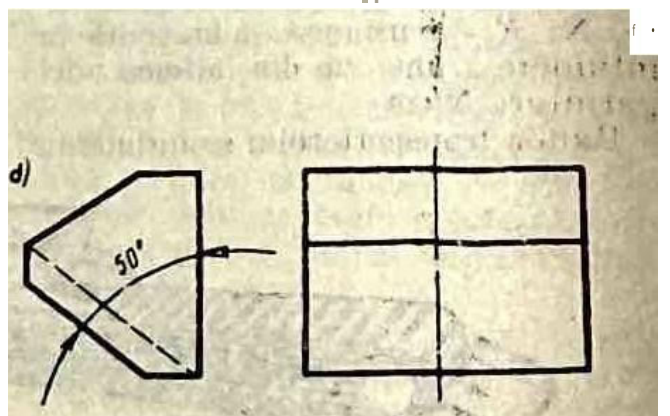
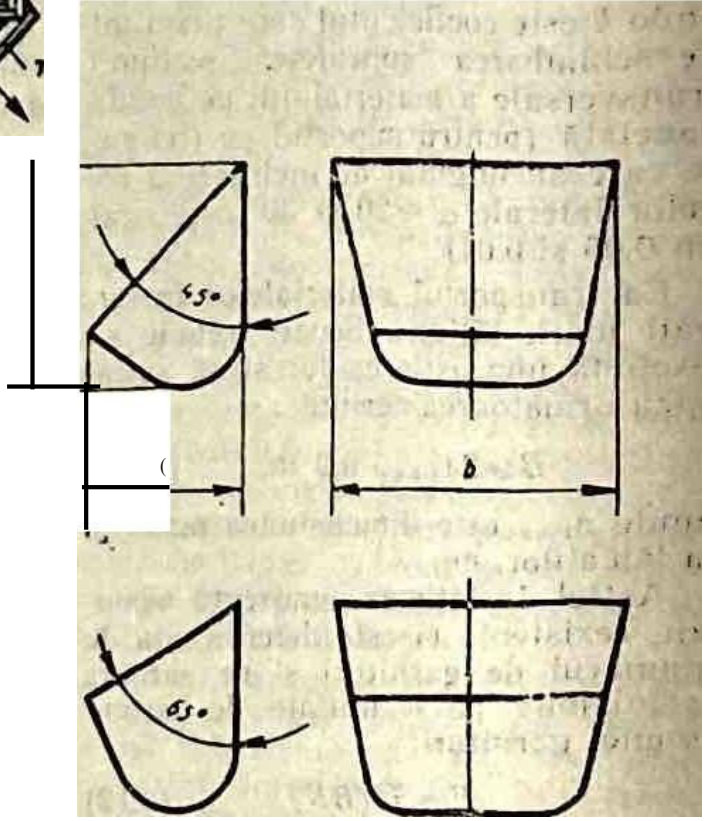
**Transportoarele elicoidale.** Se folosesc la transportarea materialelor în bucatării sau a pastei pe direcție orizontală sau înclinată (sub unghi de  $20^\circ$ ) la distanța de 30...40 m și au o productivitate de 20...40  $m^3/$

Ffg. 2.21, Tra,1sportor cu ctipe•r, • •



• - sehem1 c,onstruφel: b- oupl mlei □  
 □u lundul rotund pentru m1terale fr-fa-  
 ble cu mobillta.te mlc: c- tO fllJtcfur  
 rol11nct □dfnCl- pentru m1tort11e rr,abll-  
 111oblle; d - cu uncht 1wrul1t p□ntru ma'  
 t□rlele ln buc•ll. i i ,

6}



P-uterea de actionare a transporto-  
 rului se deiermina prll ridicarea flu-  
 xu {uj de material Ja.inalfimea  $H$ , prjn  
 invingerea rez.isten(elor la mi□.carea  
 materialu.lui pe poriiunea orizontaJ□  
 a drumului cu Jungimea  $L_0$  □i prin  
 flvingerea rezistentei elementelor in  
 mi□'c-a.rc ale lnsu,□i transportorulu'i  
 (rezistenta la p̄ersuJ in gol). Deci.

puterea arborelui tamburului condu□  
 cator (kW) : • , • f □...

$$N = PH/361 + PI: ' / 367 + Q, 02q \cdot uLowt \quad (2.16)$$

unde  $q$ , - masa unui me1ru de ban-  
 da, kg/rn;  $w=0,04$ --G.o:efi-cicnLI.IJ de  
 rezistenta {a' deplasarca. bel12.ii pe  
 role.

or □. Transportoarele (fig. 2. 22, a) transportoare orizontale au un jgheab 4 de forma semicirculară  $r = 0,8D$  pentru cele înclinate. La frecarea în interiorul curii se rotește uventă de rotație a motorului  $n$  pe arborele 3 pe arborele 5. Mișcarea de rotație a arborelui 1 se transmite de la motorul 1 prin reductorul 2. Încărcarea materialului se face prin orificiul de încărcare 6 iar descărcarea - prin orificiul de descărcare 7 cu vana. Construcția arborelui, frecvența lui de rotație, precum și coeficientul de încărcare a jgheabului depind de tipul materialului transportat.

Șurubul continuu (Fig. 2. 22, b) se folosește pentru materialele ușor granulate (ciment, cretă, nisip, ghips, zgura, varul plinverulent) cu coeficientul de încărcare a jgheabului  $k_r = 0,25 \dots 0,45$  și frecvența de rotație a arborelui  $90 \dots 120 \text{ min}^{-1}$ . Șuruburile cu banda și cu palete (fig. 2. 22, c, e) se folosesc la transportarea materialelor în bucăți (a pietrisului și grăunțele mai mari, a catcărilor, negranulate) cu  $k_r = 0,25 \dots 0,40$  și frecvența  $60 \dots 100 \text{ min}^{-1}$ . Pentru transportarea materialelor pasate, taseate și umede (argila, beton, mortar de ciment) se folosesc șuruburi fasonate și cu palete (fig. 2. 22, d, e) la frecvența de rotație  $30 \dots 60 \text{ min}^{-1}$  și  $k_r = 0,15 \dots 0,30$ .

Productivitatea transportorului eștoidat orizontal ( $\text{m}^3/\text{ora}$ ) depinde de suprafața medie a secțiunii fluxului de materiale și de viteza de deplasare a lui în lungul axei transportorului:

$$P = 3600 \frac{11, D^2}{4} k_r v \quad (2.18)$$

unde  $D$  este diametrul arborelui;  $v$  - viteza de deplasare a materialului în lungul axei transportorului,  $\text{m/s}$ .

În cazul transportării materialelor cu transportorul înclinat sub un unghi de  $5^\circ$  productivitatea lui scade cu 100%, sub un unghi de  $10^\circ$  - cu 20%. sub un unghi de  $20^\circ$  - cu 35%. Diametrele arborelor sunt standardizate și sunt egale cu 0,15, 0,6 m. Pasul arborelui  $l = D$  - pen-

tru transportoare orizontale  $t = t_0$  au un jgheab 4 de forma semicirculară  $r = 0,8D$  pentru cele înclinate. La frecarea în interiorul curii se rotește uventă de rotație a motorului  $n$  pe arborele 3 pe arborele 5. Mișcarea de rotație a arborelui 1 se transmite de la motorul 1 prin reductorul 2. Încărcarea materialului se face prin orificiul de încărcare 6 iar descărcarea - prin orificiul de descărcare 7 cu vana. Construcția arborelui, frecvența lui de rotație, precum și coeficientul de încărcare a jgheabului depind de tipul materialului transportat.

Pentru trecerea materialului în bucăți este necesar ca pasul arborelui să fie mai mare decât dimensiunea materialului obiectului (ordinar) și de 8...10 ori pentru materialul sortat

**Transportoarele vibratoare** se bazează pe principiul micșorării considerabile a forțelor de frecare internă și a amestecurilor viscoase, precum și de frecare externă între suprafețele organelor de lucru, dacă materialului i se transmite oscilații de anumită frecvență și amplitudine. Sursa de oscilații se folosesc generatoarele electromagnetice de oscilații și vibra-toarele cu acționare mecanică (excitrică, cu braț manivela). Materialului i se transmit oscilațiile printr-un organ ritmic în formă de teavă sau jgheab. Materialele pot fi transportate în pantă, pe direcție orizontală, precum și sub un unghi ascendent. Aspectul general al transportorului este prezentat în fig. 2. 23.

La oscilații de frecvență mare sau medie, jgheabul înclinat trece din poziția I în poziția II, apoi revine în poziția I la fiecare oscilație. Totodată particula materialului care se află în punctul A se mișcă împreună cu jgheabul în punctul B, iar la revenirea brusca a jgheabului în

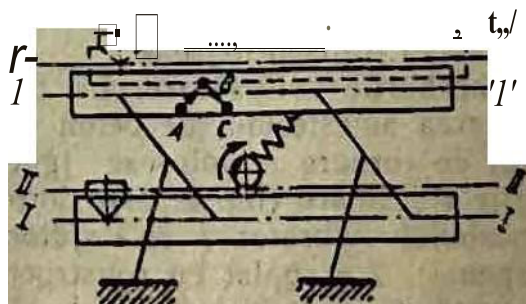
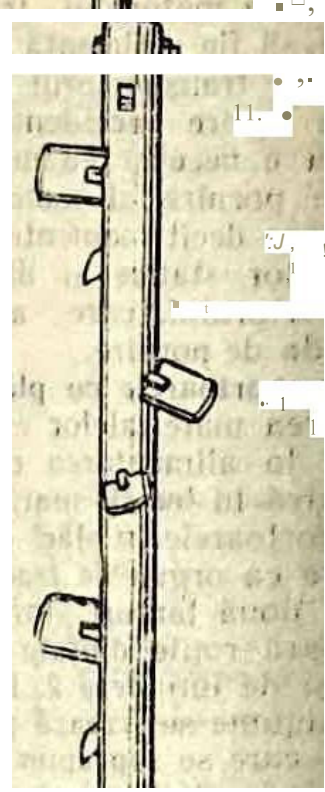
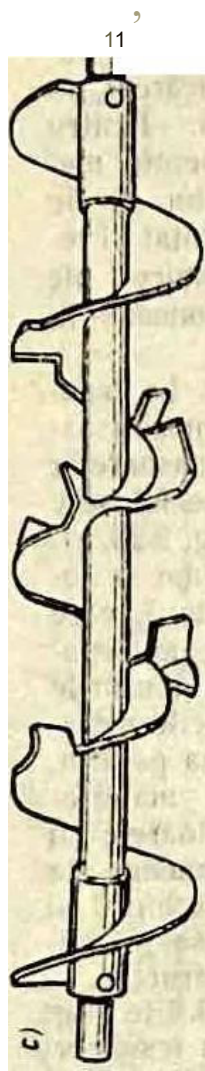
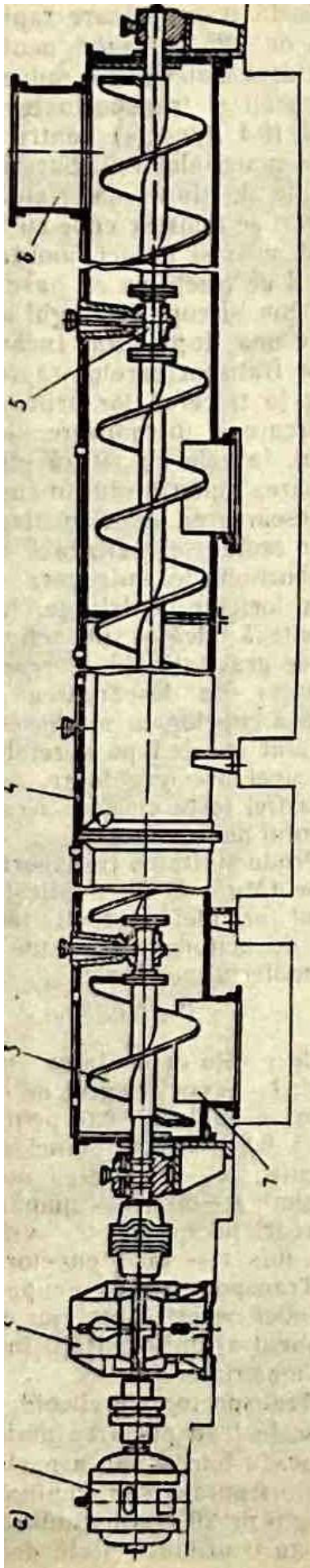


Fig. 2.23. Transportor vibrator



transport pneumatic nu au organ mobile, dar au posibilitatea utilizării tevilor cu diametru redus, ce se pot monta pe orice traseu spațial la distanțe mari și realizează o mare productivitate.

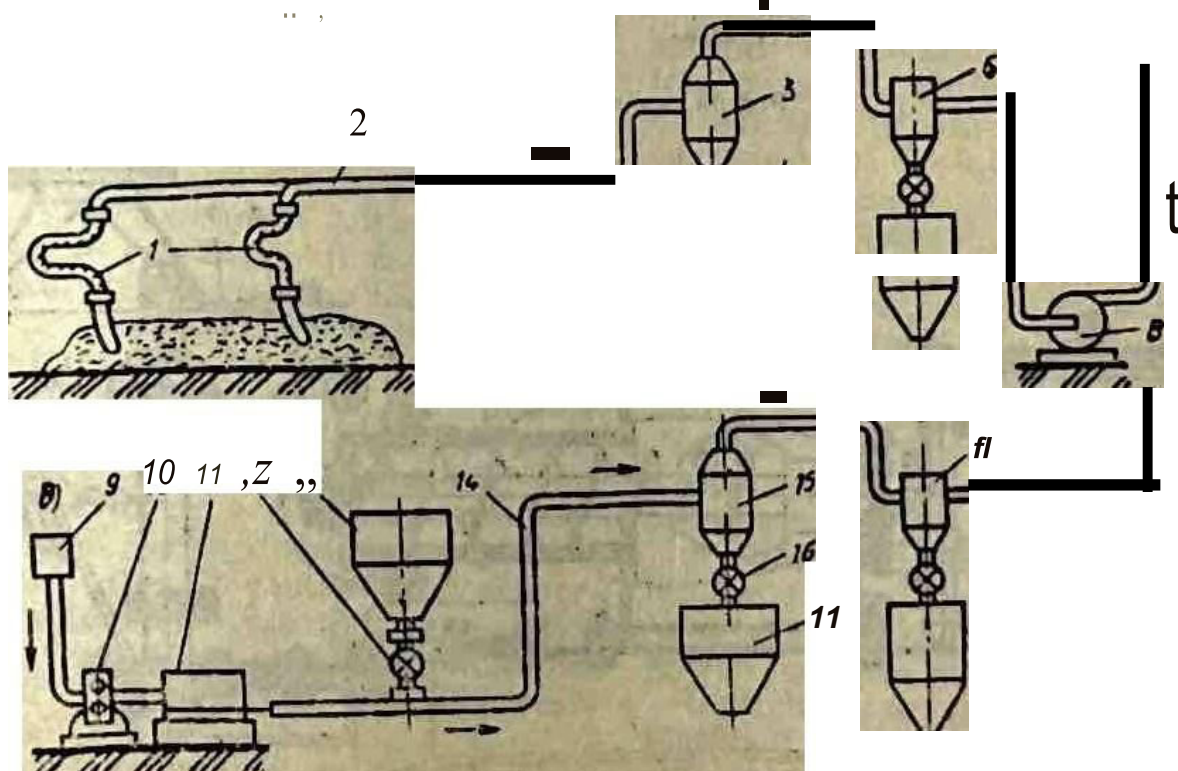
Deficiențele transportului pneumatic constau în consumul specific mare de aer (1...5 kW ori/Mg), precum și uzura rapidă a elementelor utilajului la transportul materialelor abrazive. Consumul mare de energie al instalațiilor pneumatice compensează în mare măsură calitățile menționate mai sus. Instalatiile pneumatice se împart, după principiul de funcționare, în instalații de aspirație și refulare (fig. 2.25).

Instalațiile de aspirație (fig. 2.25 a). În astfel de instalații încărcarea și transportarea materialului se execută ca rezultat al rarefierii aerului în conducta de aspirație ajutată de pompa de vid 8. Materialul intră în conducta de aspirație prin duzele 1. Totodată este posibilă încărcarea materialului din mai multe tocuri și transportarea lui într-un singur loc. Din conducta de transport

materialul trece în camera de depunere 3, unde particulele materialului cad din cauza curenților de aer, ca rezultat al micșorării vitezei aerului. Măsurarea secțiunii de lărgire și a debitului de aer la trecerea prin buncii 5. Mai departe aerul se curăță în filtrele 6 și, curățat de material, trece în pompa de vid 8, iar acolo prin țeava 7, în atmosferă. Rarefierea aerului în conductă scade în direcția materialului și viteza aerului. În instalațiile de aspirație ea este minimă la duze și maximă la pompa de vid. Diferența de presiune în instalațiile de aspirație este de 0,03...0,04 Pa, transportul fiind posibil pe distanțe mici.

Instalațiile de refulare (fig. 2.25 b). În aceste instalații transportul materialului se realizează sub acțiunea suprapresiunii create de compresorul 10. Materialul din buncii trece în alimentatorul 13, de unde, prin chiziilor 12, trece în conducta 14 și sub presiunea aerului comprimat este transportat în camera de depunere 15. În timpul trecerii prin buncii 17. Aerul, trecând prin filtrele 18, este aruncat în atmosferă. Pentru comprimarea și

Fig. 2.25. Schemele principale ale instalațiilor pneumatice de transport.



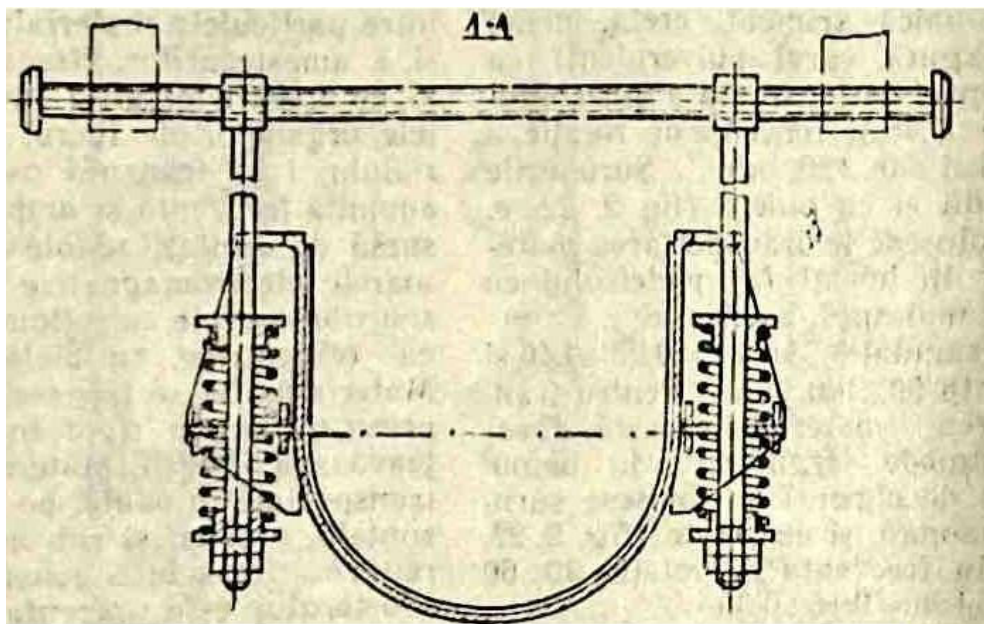
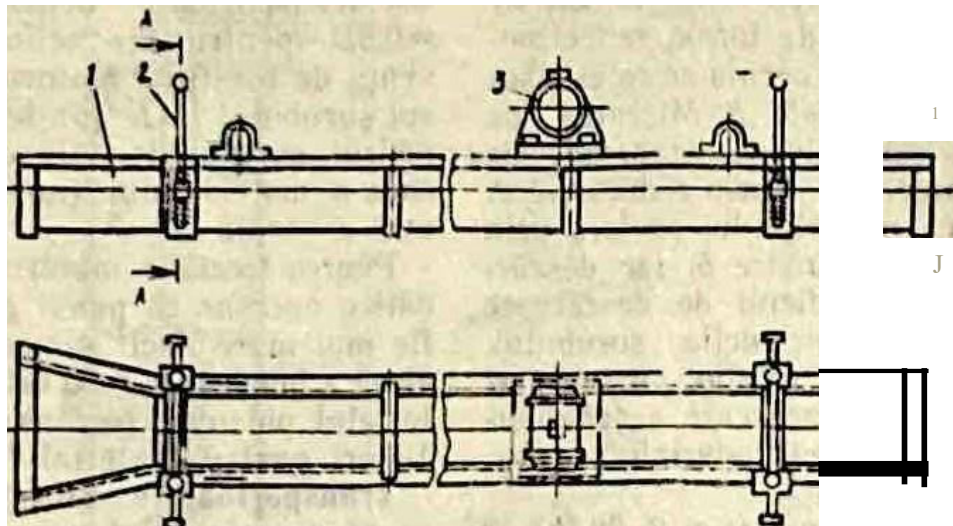


Fig. 2, 24. Jgheab vibrator

poziția înălțimea, ea se va găsi în punctul C, și înălțimea mai sus de punctul A. Astfel, în fiecare oscilație o deplasare în salturi pe organul de transport. Transportoarele vibratoare se folosesc în construcția la transportarea materialelor cu flux uniform pe distanțe reduse, de exemplu la dozarea materialelor inerte sau la încărcarea transportoarelor.

**Jgheaburile vibratoare.** La transportarea amestecului de beton spre locul de turnare se folosesc jgheaburile vibratoare (fig. 2, 24). Corpul jgheabului vibrator 1 cu ajutorul suspensiei 2 este cuplat cu construcția portantă. Corpul este oscilat de vibratorul 3 fixat pe (').

## 2.5. Instalațiile pentru transportul pneumatic al materialelor

Cu ajutorul instalațiilor de transport pneumatic se transportă materialele în vrac prin țevă, cu ajutorul aerului comprimat sau al aerului rarificat. Utilizarea acestor instalații la încărcarea, descărcarea și transportul materialelor de construcție ca: ciment, nisip, var, rungeș, etc., duc la o creștere considerabilă a productivității muncii, lichidarea murdarilor materialelor pe traseu, permițând mecanizarea (și automatizarea) încărcării-descărcării, creșterea eficienței și automatizarea proceselor de transport. Instalațiile de

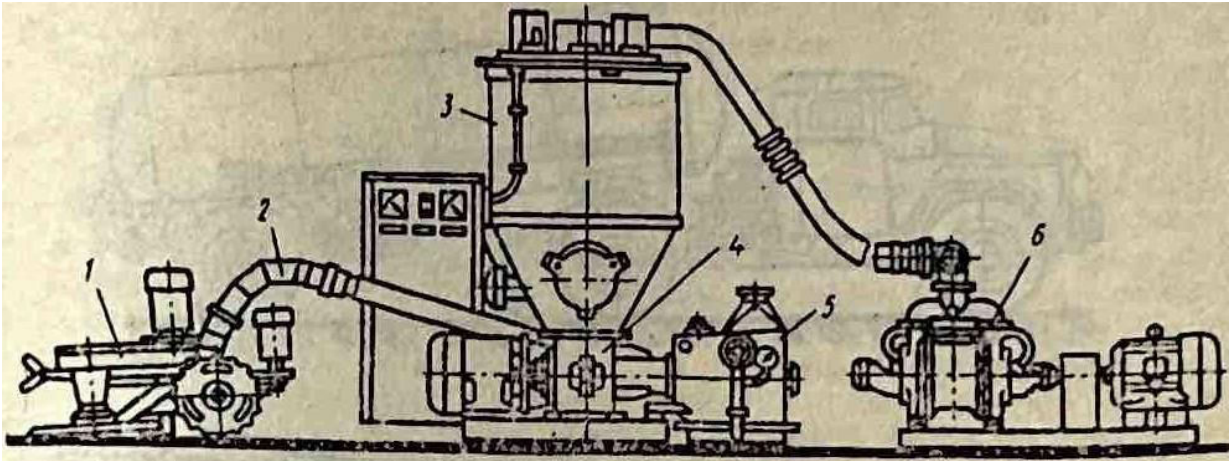


Fig. 2.27. Dispozitiv de aspiratie-refuzare pneumatica pentru transportul de ciment

len vidului crezta si sustinut in sistem de pompa de vid. Deosebit de interesant este modul de transportare a materialului de la camera de amestec in siloz; in descarcatoarele de aspiratie se folosesc pompe mecanice, in descarcatoarele de aspiratie-refuzare se foloseste transportul pneumatic.

Descarcatorul de aspiratie (fig. 2.27) e compus din dispozitivul de captare 1, conducta elastica pentru ciment 2, camera de depunere 3, pompa de vid 6. Dispozitivul de captare 1 se instaleaza in vagonul ce se descarca. El este montat pe un carucior cu doua roti autopulsate cu actionare individuala a fiecarei roti. Pe carucior sunt instalate discuri rotitoare pentru afinarea cimentului si duze de aspiratie. Prin conducta de ciment 2 trece cimentul in camera de depunere 3 unde se separa de aer. Camera se fabrica in forma de rezervor cilindric-conic inchis. Conducta de transport se introduce in rezervor tangential, ca urmare particulele de ciment apasa pe peretii rezervorului, pierd viteza in partea inferioara a acestuia, unde este instalat inclinatorul de evacuare a materialului. In continuare, transportul cimentului spre siloz se realizeaza cu pompa mecanica elicoidala. Distanța transportării nu depășește 12 m.

Dupa eliberarea de ciment, aerul

curge suplimentar trece in filtrele aezate in pompa de vid si apoi este aruncat in atmosfera. Curatirea

trezor de praful de ciment se executa de catre curentul invers de aer din atmosfera sau cu ajutorul mecanismului de scuturare.

Descarcatoarele de aspiratie-refuzare sunt dotate cu pompa pneumatica elicoidala 4, cu camera de amestec 5 (fig. 2.27).

Aerul comprimat, care trece in camera de amestec de la un compresor aparte; transporta cimentul prin conducta in siloz. Productivitatea descarcatoarelor e de 20...50 Mg/ora, distanta pe care se transporta materialul ajunge la 50 m.

Automobile-cisterna pentru transportul cimentului. Se folosesc la transportul cimentului de la fabrica de ciment si silozuri pe constructii si in intreprinderile industriale de constructii. Automobile pentru transportul cimentului (fig. 2.28, a) se prezinta ca o cisterna semiremorca 2 cuplata cu automobilul de tractiune sub un unghi de 6...8° in directia descarcării și prevazuta cu un sistem de incarcare și descarcare a cimentului. Pe perioada stationării, automobilul de tractiune, cisterna-semiremorci se sprijina pe suporturile mobile 8. In interiorul cisternei este instalat canalul pneumatic 15, care reprezintă un jug îmbracat cu tesituri poroase.

Incercarea se realizează prin fereastra 1 și de la sine. Principiul de autoincarcare e bazat pe funcționa-

pompare<sup>3</sup> aerului se folosește c ompre-  
s<sup>3</sup>re cu presiunea de p fna la 0,8 MPa  
□'.productivitatea de ptna. la 100m'/  
m,n. Aerul absorbit de compresor di n  
atmosfera □e curiiti de praf t n priza  
de arr 9 □• trece apoi t n colect orul-  
rezer, or de aer 11, care e necesar  
p c ntru o cantitate determinata de rez-  
erva de aer comprimat □i asigura  
tuniformitatea transportarii materi-ale-  
lor p r n te\li.

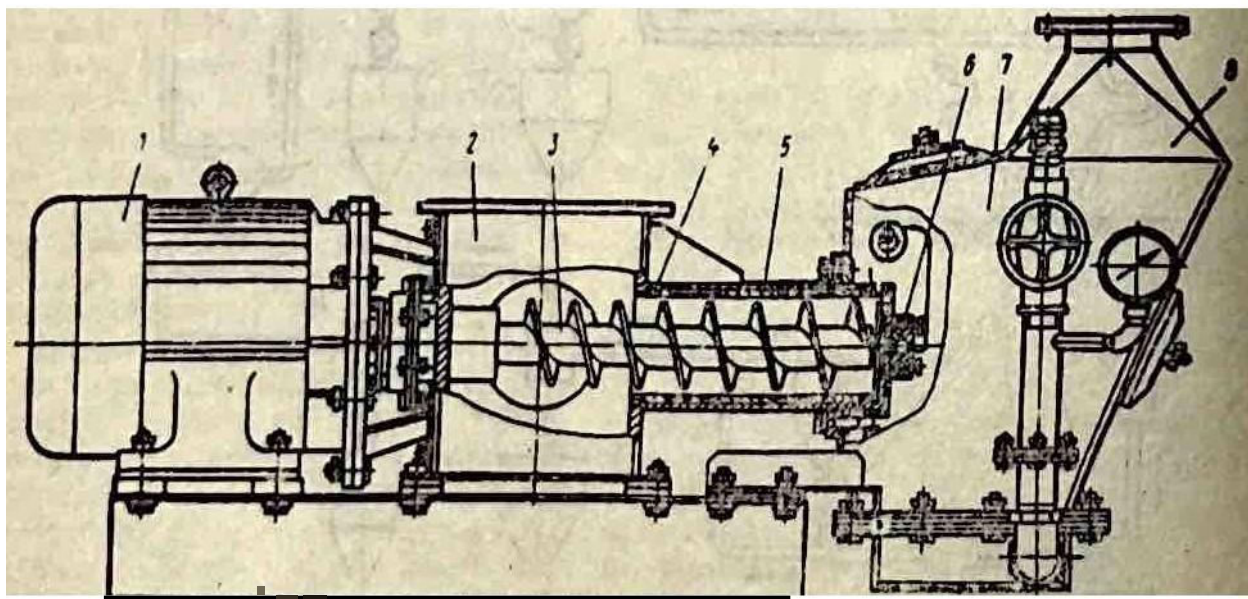
La instaJ atIIIe de refulare. ce-  
lc mai raspindite sint fncarcatoarele  
execut:ite ca pompe pneumatice eJi-  
coidale (Hg. 2, 26). Elc se compun  
din corpul cilindric 5, □urubu1 3 cu  
pas „ariabil, rotit de motorul /, □i  
camera de amestec 7. Datorita rnic-  
□orarii p □suJuj □urubului, pe masura  
ce □e deplase □a spre camera dP  
nme\$tec, mterialul sc compacteaza  
treptat. impiedki nd ptrunderea ac-  
rull li comprimat j n pilnia de alimen-  
tare 2. GraduJ compacHirii materia-  
Jului se reglezza cu supapa 6. In ca-  
mera de amestet intra aerul compri-  
mat din compresor prin conducta.  
Matcria1ul, n lmerind in curentul de  
□er comprimat. se ame. □teca cu ace-  
ta □i trece apoi f n conducta de tran-  
c::oort 8 (vezi f j g. 2. 25, b, poz. 14).  
Deficienta po.mpelor pneumatice eli-  
□oidale este uzarea intensa a □uru-  
bului □i corpului pompei. Pentru ma-

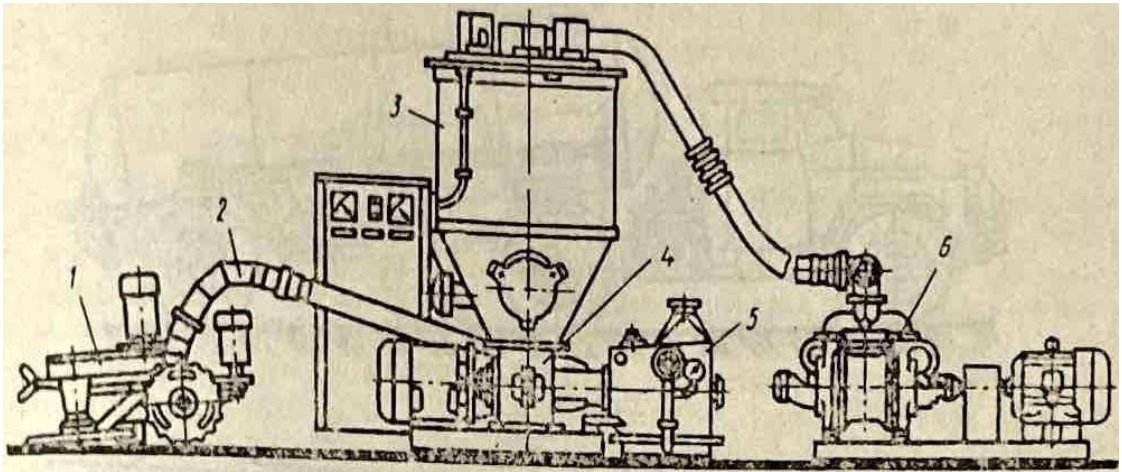
rirea duratei de f nctionare, corpuJ  
pompei se captL1- □e □te cu caml □I de  
sc llimb 4.

VHeza aerului care int ra t n fncir-  
cator trebuie sji [ie suricenta **pentru**  
a sustine particulele materialului in  
suspensie. Ea trbuie sa aepJ, □c asca  
Heza do pl'Uflre prin valoarea ;sa.  
Viteza de plL1t ire se nume □te **vitezl**  
3 curentu)ui vertical de aer, **Ja care**  
fora de greutate a particule[. tran-  
sportate este ec\Jilibrata de **presiunea**  
cINETIC □ a c hrentuJuL Viteza d □ plu □  
t ire depinde de forma, dimensiunile  
si masa materialului transportat. **fn**  
instalatiile de refulare viteza **aerului**  
la ie □ irea din conducta depase □te vi-  
f p i i t i n i t i a l a . d □ l o r i l a c a d e r i i p r e s i u -  
n i i i n " i i □ t " e n 1 p i n □ ) a t c a a t m o s f e r i -  
r i i . S a l t u l p r e s i u n i i t n i n □ t a l a t H l e d e  
p r e s i u n e r n : i r t ' ( ) " t e d e 0,4...0,6 MPa,  
c (.) e a c e d a p o □ i l J i i l l a t e a d e a t f a n :  
s p o r t a i n a t e r i a l u J l a d i s t a n t a m a r e  
(p i n a l a 2 m m ) c u p r o d L 1 c t i v i t a t e a d e  
200...300 Mg/ora. □

**Desci1rcatoarele pneumatke:** EJe  
sint necesare pentru desc.arcapea ma-  
terialelor pulverulente din vagoane  
□i transportarea Jo-r t n rezervor. Ace-  
ste descarcatoate sint de aspiratie □•  
aspirafie-refulare. Principii.JI de fun-  
tionare a acestor descarcatoare e  
acela □i si se bazeaza pe captarea □1  
transportarca materialului sub acti u-

Fig. 2.26. Pompa pneumatica e/lcold.il □





Г-11, л. 22, 11' stu1-ciHor p11c411ц1t1c lie cimf.'nt  
clc :1spir11ic-rcfularc

pen vid1111i creat ;i s11s(inL1t in sistein  
1lc po111pn lle vid. Dcoscblrea dinJ1'e  
clc co11sUi i11 тодн\ dc transportare  
a n1alcrialului de la cc1n1cra de așes-  
loc in siloz; in dscarcatoarele de aspi-  
ra\ic se folosesc pompe mecanice,  
in tJcscarcatoarele (le aspiratie-refu-  
larc se foloscc\tc transportul пневна-  
1. ic.

Dcscarcatorul dc aspi-  
r a\i c (fig. 2. 27) c co111pus din <lis-  
pozitiv\ <lc caplare /, conductn c\as-  
tica pc11tn1 ci111c11t 2, ca111cra dc dc-  
p\111erc 3, po111pæ dc vid 6. Dispoz.ili-  
,11\ dc captarc / sc instalcaza Tn va-  
□Olllll ce sc drscDrca. Ш cste пюнтат  
pe LIH ciir11cior cil <lo11a ro\i autoprop-  
11\satc c11 ncionarc individ1ala n fi\c-  
carci ro\i. Pe cArllcior sint instalte  
discri rotito:1rc pc11trt1 affnarca ci-  
ment11hi □i cluzc <lc 3Spirntic. Prin  
co1H11cta dc ci111c11t 2 trccc ci11ю11t11t  
in ca111crt1 tlc dc pш1ci-c 8, ннuc- se sc-  
rarti (lc arr. Cn111cm sc fnbricli i11 for-  
111:i dc rczrr\or ciln\ric-conic i11c11is.  
Co11<1t1clц <lr tran\$port sc i11tro<1Hct'  
i11 r(z'rvor t1111[::t'11iul, cз нг111згс'  
1Hrtlc11lc tlc ci111c11t ap:isa pe pccr-  
tii rczer, orl111i, picrd vHcza ib part-  
'a i11.fcriourЛ a nccstoin, ш1dc cste  
:i11p1nsat il lcllizatorul dc cвэчнrc n  
111nt<?rialH1i. In continuorc, transpor-  
iul c.i111c11tului sprr siloz s< t'atizea-  
7. □ c,1pu111pэ шec:шicз clicoidala. Dis-  
tanta trзnsportarii nu depa□e□te  
12 ш\_

Dupa clibrarea de ciment. aerul

cura□at suplimentar trccc in filtrele  
a□ezate in pompa de vid □i apoi este  
aruncat in atmosfera. Curaprea ш-  
trelor de praJul de ciment se ex.ecuta  
dc catre curentul invers de aer din  
atmosfera sau cu ajutorul mcanis-  
mului de schturare.

Descarcatoarele de as-  
piratie-refulare s1nt <lotate  
cu pompa pneumatica elicoidala 4,  
cu caliera de amestec 5 (fig. 2. 27).  
Aerul comprimat, care trccc in case-  
ra dc amestec de ta un compresor  
aparte, transporta cimentu] prin con-  
ducta in siloz. Productivitatea des-  
cariatoarelor c de 20...50 Mg/or5,  
distan\ca pe care se transportii mate-  
riatul ajttngc la 50 111.

Automobile-cisterna pentru tran-  
sportul cimentului. Se folosesc la  
transportul cimentului de la fabrica  
dc ci11c11t □i silozuri pe \$antier. Le de  
construc\ii □i in intreprindш:10. in-  
{Hstriei dc constructii. Automobilul  
pcntrtt transport111 ciin entului (fig.  
2. 28, a) □e prez11ti ca o cisterna-  
□rurc111orca 2 cuplat cu automobi-  
1Hl d<? tractiune sub un unghi de  
6...8° in directia descariarii si pre-  
uzuta cu tm sistem 11e incarcare si  
<lcscarcare a cimentului. Pe perioada  
stationarii, fir1 a automobilul de trac-  
tiunc, cist,rna-сerm remorca se spri-  
jina pe suporturile mobile 3. In in-  
trioru1 cisteru.«d este instalat cana-  
lul pneumatic 15, care reprezinta un  
jgleab tmbt at cu țesatură poroasă.

Inclrcarea se realizează prin le-  
reastla / și de la sine. Principiul de  
autoincarcare e bazat pe funcționa-

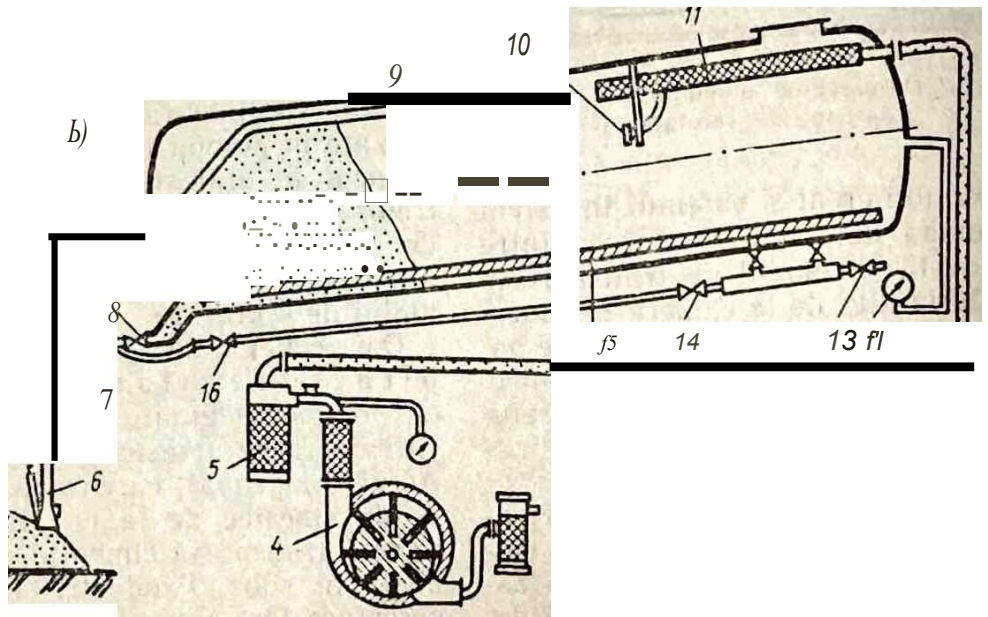
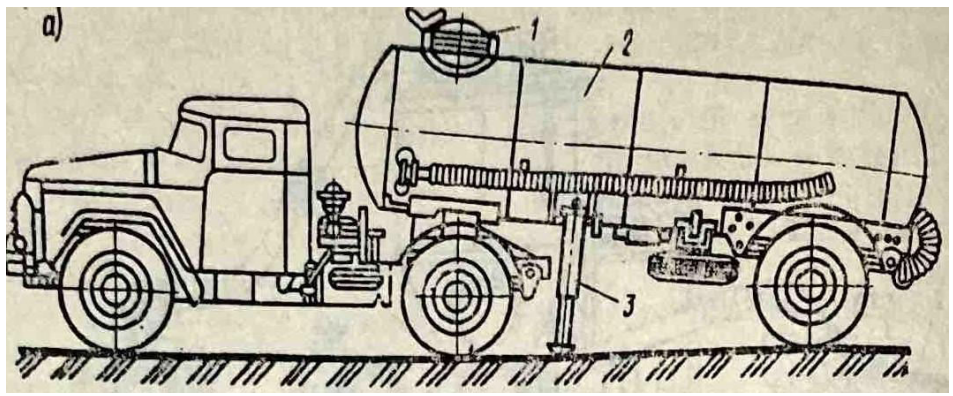


Fig. 2.28. Automobil pentru transportul cimentului

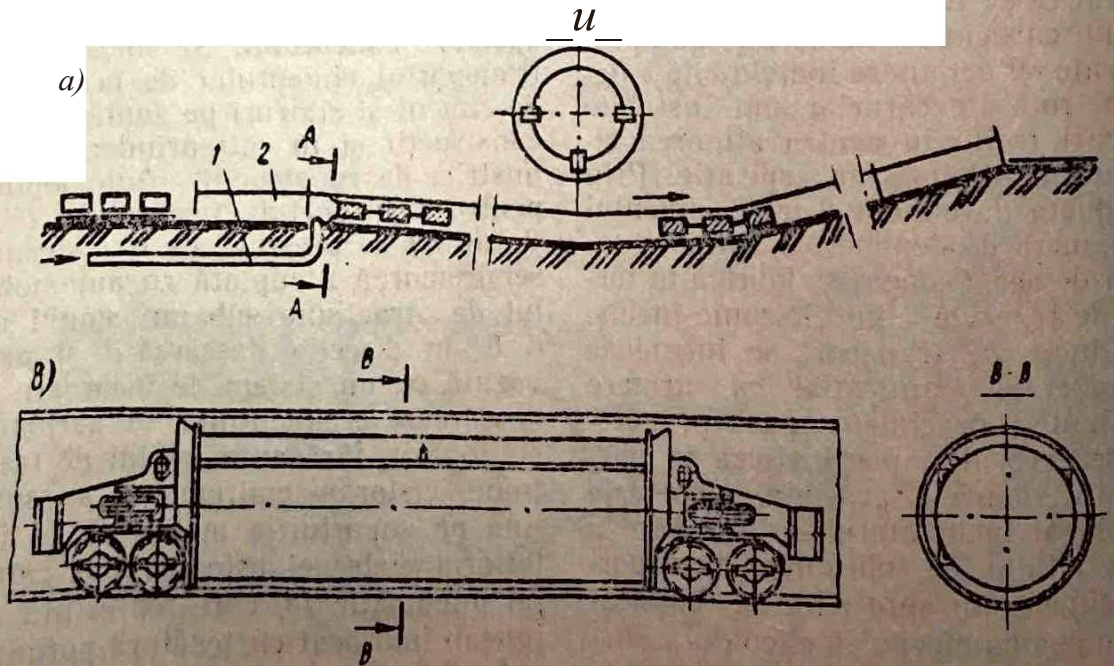


Fig. 2.29. Schema transportului containerelor prin conducte:  
*a* - traseu; *b* - container; 1 - conductă de aer; 2 - cameră de ecluză

rea instalată pe ei teaseiraie (fig. 2. 28, b). Utilizările încărcare este compus din: 1) captare 6 cu furtunul elastice 7, teava de distribuție 9 pompa de vid 4 și filtrele 5. Pompa de vid este acționată de motorul autobilului și poate funcționa în regim de pompare la încărcare și în regim de compresor la descărcare. Aerul se va lăsa prin filtrele 11 și 5.

În cisternă este instalat semnalizatorul de nivel 10 și manometrul 12. Sistemul de aer este prevăzut cu supapele 13 și 14 de reținere și de siguranță 16. La descărcare, prin jgheabul pneumatic, se introduce în cisterna aer comprimat de la pompa-compresor. La obținerea presiunii de lucru 0,15...0,20 MPa se deschide robinetul de descărcare 8 de capul sferic al caruia este legat furtunul. Cimentul saturat cu aer capătă înălțime și se transportă în depozite la înălțimea de până la 25 m. Capacitatea de încărcare a autovehiculelor pentru transportul cimentului este de 3, 5, 8, 13, 22 Mg.

**Transportul containerelor prin conducte** (fig. 2. 29). Teava cu diametrul de 0,8...1,6 m și cu lungimea de până la câțiva km se montează pe teren. În teava cu un aer mic sunt așezate vagonete-containere, care se deplasează pe rolele pe suprafața internă a tevii. Pentru etanșarea golului între teava și vagonet, acesta este prevăzut cu un manșon de etanșare. Sub acțiunea aerului pe suprafața frontală a vagonetelor deplasarea lor poate fi efectuată cu viteză de până la 30 km/oră la capacitatea de încărcare a fiecăruia de până la 2...3 Mg.

## 2.6. Mașini de încărcat-descărcat

Mașinile de încărcat-descărcat pentru construcții se folosesc la încărcarea materialelor în bucăți în vrac, descărcarea lor din mijloacele de transport, precum și pentru transportarea și depozitarea lor în atelierul. Ele sunt mașini autopropulsate cu roți de ridicat și transportat.

Principiul de funcționare a operărilor de lucru, mașinile de încărcat-descărcat se împart în mașini cu acționare discontinuă și continuă. Pritelile sunt universale și pot fi utilizate în diferite condiții, datorită posibilității de a utiliza o diversitate de organe de lucru, celelalte se folosesc la întreprinderile cu volum mare de lucrări de încărcare, transport și descărcare a materialelor de construcție în vrac, precum și acolo unde procesul de lucru trebuie să fie continuu.

În funcție de destinație, mașinile de încărcat-descărcat se împart în încărcătoare pentru materiale în bucăți - autoîncărcătoare și pentru încărcături în vrac - încărcătoare cu una sau mai multe cupe.

Pentru descărcarea materialelor din garniturile de cale ferată se folosesc ca descărcătoare cu destinație redusă specială, de diferite construcții, de exemplu, cu organe de lucru cu raclete, cu burghiu și freză, cu aspirator. Construcția și principiul funcționării descărcătorului pneumatic de ciment au fost prezentate în § 2. 5.

**Autoîncărcătoare. Tipul de bază** al organelor de lucru al autoîncărcătoarelor este dispozitivul de prindere în furcă, care se pune sub încărcătură sau sub stiva de materiale de încărcat, așezate pe suport. Cu ajutorul încărcătoarelor cu furci se transbordă și se transportă articole de fier forjat armat cu bucăți, palete cu carare, utilaj, cherestea de dimensiuni mari, profile de metal.

Autoîncărcătoarele cu furci se produc pe baza agregatelor de automobile (punător, cutiilor de viteze, mecanismelor de direcție, dispozitivul de frână, etc.) cu motoare diesel interne sau cu electromotoare alimentate de la acumulatori. Toate agregatele sunt montate pe ramă de susținere, care se sprijină pe platforma de față 12 și pe cea din spate 13 ale încărcătorului. Spre deosebire de mașinile obișnuite, la încărcăturile cu furci motorul și roțile motrice se găsesc în partea

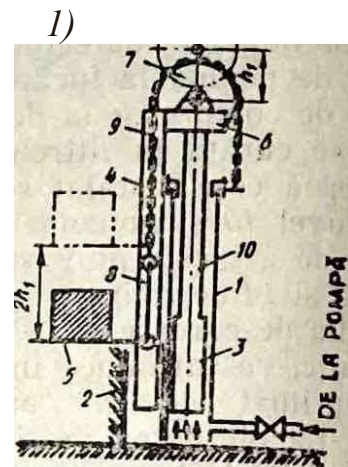
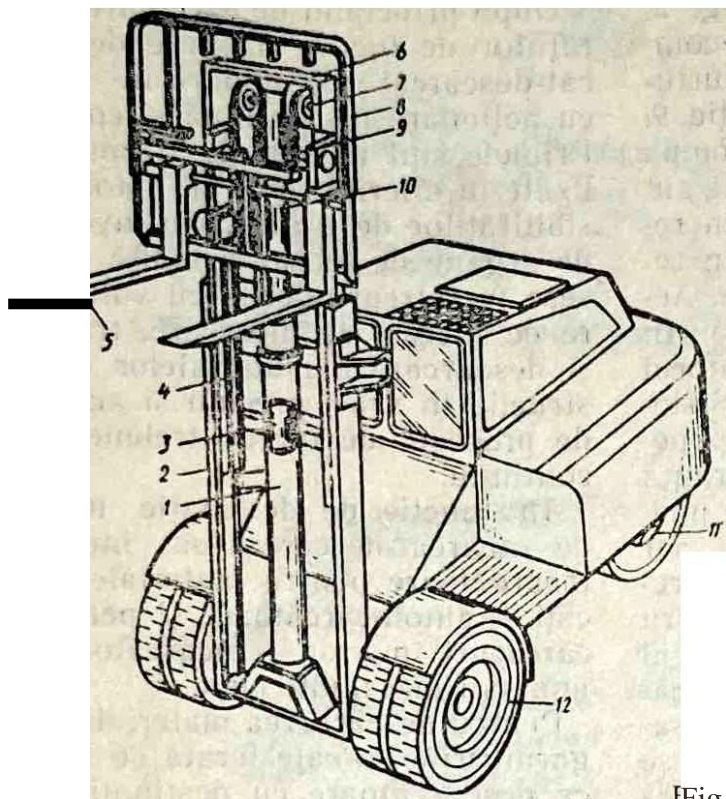


Fig. 2.30. Luto Incarenfor cu furci

din spate, iar puntea motoare cu roți cu pneuri duble - În partea din fata. Aceasta este consecinta faptului ca partea din fata a incarcatorului preia sarcina de la organul de lucru și incarcatura. Echipamentul de deplasare a incarcatoarelor e adaptat pentru funcționarea pe terenuri dure. Amplasarea roților manevrabile in partea din spate asigura o buna direcție a incarcatorului.

Organul de lucru al incarcatorului - ridicatorul de incarcaturi (fig. 2.30, B) - este compus din rama verticala principala 2 imbinata articulata cu asiul, incarcatorului, rama interioara mobila 4 și caruciorul de marfa 8 cu dispozitivul de prindere in furca 5. Pentru prinderea sigură a incarcaturii, rama principala a ridicatorului poate să se intina inainte de la planul vertical la un unghi de 3...4°, iar pentru asigurarea stabilitatii in pozitie de transport - cu 12...15° in spate; acest lucru se realizeaza cu ajutorul a doi cilindri hidraulici. Rama mobila se deplaseaza pe ghidajul ramelor principale și este

conectat la cilindrul hidraulic 1. Corpul cilindrilor hidraulici se rezema pe traversa inferioara a ramei principale, iar pistonul 3 și tija 10 sunt legate articulat cu bara de sus a ramei mobile 6. In același timp, pe ghidajul ramei se deplaseaza circiorul de marfa cu ajutorul palanului simplu invers cu lant. Acesta din urma este alcatuit din doua lanțuri cu placi 9 care inconjura roțile de 1 și 7 instalate pe bara de sus a ramei mobile 6. Capetele lanțurilor sunt fixate de rama principala și de circiorul de marfa. Datorita acestui fapt, caruciorul de marfa se deplaseaza cu viteza dubla și parcurge un traseu, de doua ori mai mare decât mersul tije cilindrilor hidraulici.

Deplasarea de translație a tijei cilindrilor hidraulici ai organelor de lucru al circiorului și cu furci este generata de rampele lichidului pompei și de motorul hidraulic. Pentru micșorarea vitezei de conducere, în sistem, este prevăzută o servodirecție. Pentru acțio-

narea servodirectiei este instalata o pompa. Comanda servodirectiei este blocata cu coloana volanului si se executa automat.

Incarcatoarele cu furci se produc cu capacitatea de ridicare 3...5 Mg, inaltimea de ridicare a incarcaturii este de pina la 6 m si viteza de deplasare in sarcina de pina la 20, iar fara incarcatura - pina la 40 km/ora. Autoincarcatoarele sint utilizate cu diferite tipuri de organe de lucru demontabile - cu grei fer pentru busteni, cu cupa pentru incarcaturi in vrac, cu brat de macara si alte dispozitive, care largesc domeniul lor de utilizare. Astfel, pentru manevrarea unor incarcaturi lungi, cu care incarcatorul obișnuit nu poate lucra, se folosesc autoincarcatoare cu ridicator de incarcaturi așezat lateral. Ridicatorul se intoarce in jurul axei longitudinale, iar incarcatura de lungime mare se așaza cu ajutorul dispozitivului de prindere in furca, pe bratele laterale in lungul macinii si se transporta in aceasta pozitie, prin trecerile inguste ale depozitelor.

**Incarcatoarele cu o cupa.** Organul de lucru de baza al incarcatorului cu o cupa este cupa folosita la saparea, incarcarea si transportarea materialelor in vrac, in bucati mici, si a pamintului de categoriile I si II. Parametrul principal al incarcatoarelor cu o cupa este capacitatea de incarcare. Dupa valoarea capacitatii de incarcare ele se impart in incarcatoare de gabarite mici (pina la 0,5 Mg), usoare (0,6...2,0 Mg), medii (2,0...4,0 Mg), grele (4,0...10 Mg) si de mare tonaj (peste 10 Mg).

In functie de echipamentul de tractiune, incarcatoarele pot fi cu roțile si pneuri. Incarcatoarele pe roțile au capacitatea de trecere mare si dezvoltă o forta de impingere majorata, cînd cu roți cu pneuri au manevrabilitate mare si o viteza mai mare de transport. In calitate de macini de baza pentru incarcatoare se folosesc asiuri speciale pe roți cu pneuri, tractoare industriale pe roțile si cu roți cu pneuri cu modificari pentru

**incarcatoare sau tractoare de destinatie generala.** Asiurile speciale pe roți cu pneuri sint compuse din doua semirame fmblate articulat. Articlatia semiramelor permite realizarea incarcarii-descarcarii la manevrarea minima, datorita intoarcerii reciproce a semiramelor la un unghi de pina la 40° in plan in ambele parti ale axului longitudinal al macinii.

Tractoarele modificate ca incarcator de tip industrial se fabrica, tinind cont de faptul ca pe ele se vor instala echipamente de incarcare si se va lucra cu ele. Acestea se monteaza pe macina de baza in fata sau in spatele motorului. Transmisiile de putere ale autotractorului pe roțile si cu roți cu pneuri, precum si ale asiurilor speciale se produc hidromecanice cu o cutie de trei viteze (trei viteze inainte si trei viteze inapoi). Aceasta transmisie este adaptata pentru reversarea frecventa a macinii la schimbarea automata a vitezelor si corespunde mai bine regimului de lucru al incarcatoarelor cu o cupa.

Dupa modul de descarcare a organului de lucru se deosebesc incarcatoare: cu descarcare in fata (incarcatoare frontale), cu descarcare laterala (incarcatoare cu intoarcere semicompleta), cu descarcare inapoi (incarcator de tip basculant). Cele mai raspindite in constructii sint incarcatoarele frontale si cu intoarcere semicompleta cu roți cu pneuri si pe roțile cu actionarea hidraulica a echipamentului de incarcare.

**Incarcatoarele frontale.** Asiguri descarcarea cupei in partea de sapare a materialului. Echipamentul de incarcare este fixat de rama de porttal 6, instalata fix pe rama principală a macinii de baza (fig. 2. 31) # EI este compus din organ de lucru, brat, mecanismul cu pirghii fixe; drii hidraulice de actionare dubla. Organul de lucru, **cupa** (fig. 2. 32) este fixat pe bratul de lucru, care contine mecanismul de prindere, care contine doi culbutoari: unul cu balansiere 3 si altele r

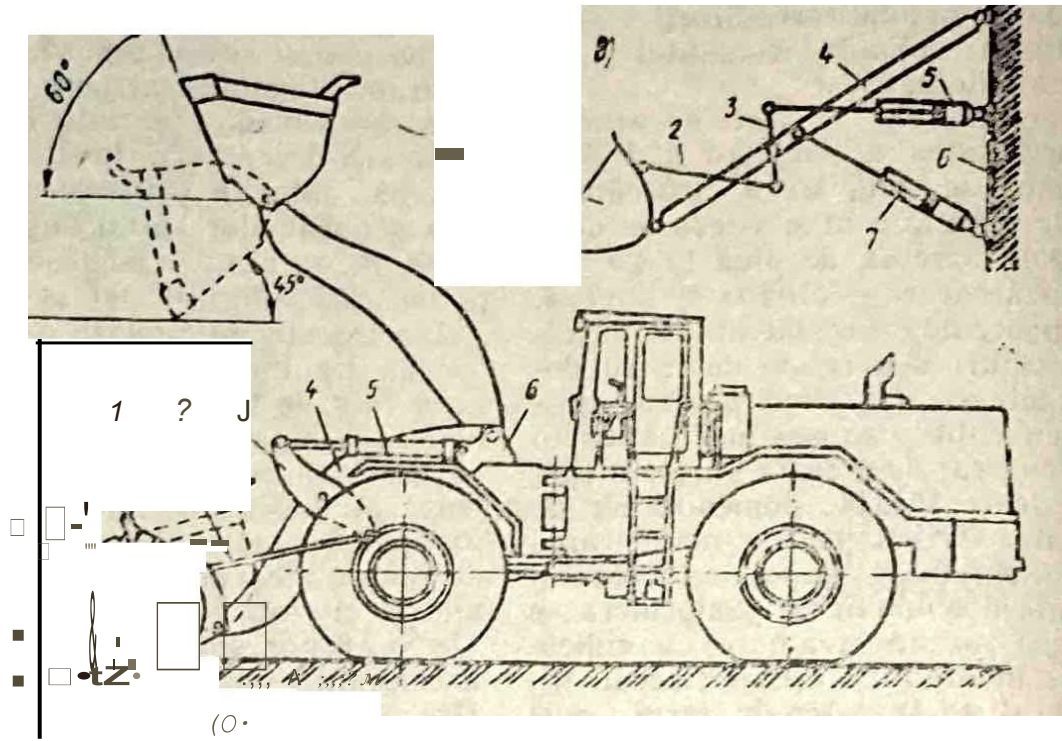


Fig. 2.31. Tncircator Groua/ cu o Ct1pa:  
 a - schema cun!lruclvii; b - scl1cma cinl.'tnelic! a ulil.:iJulu de incJlrcare

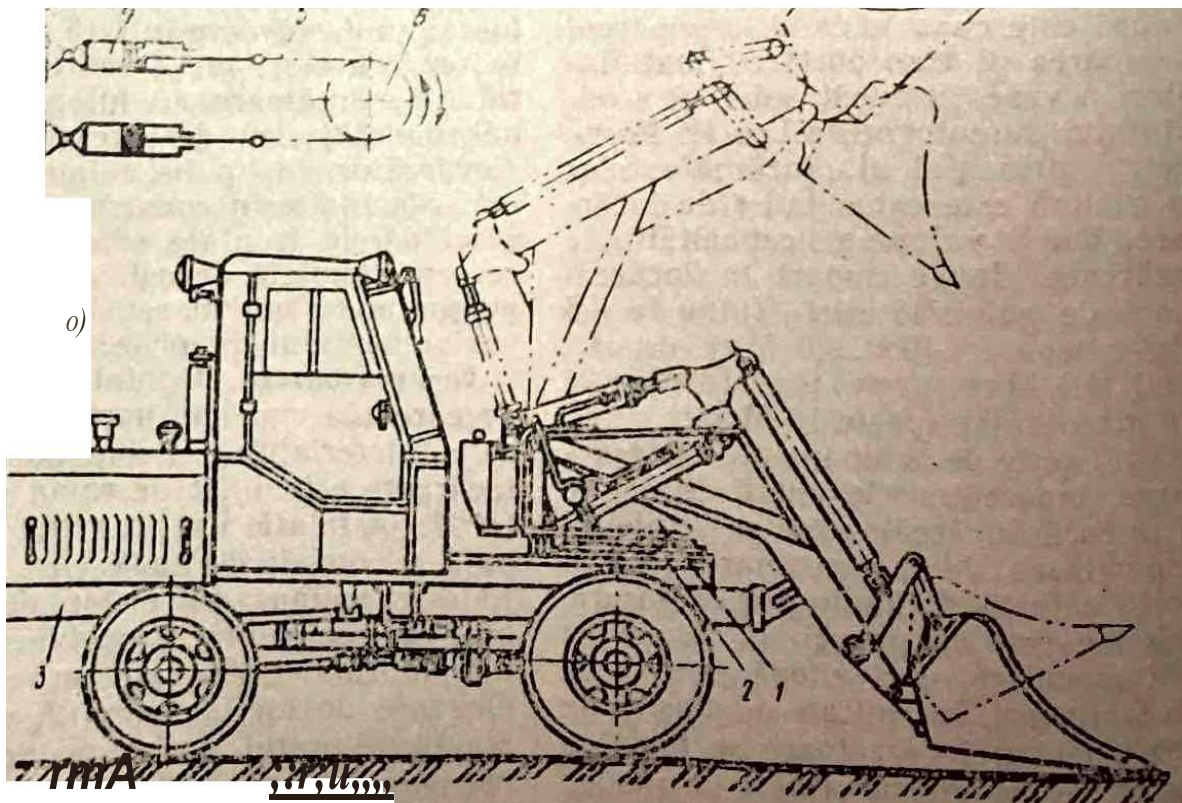


Fig. 2.32. fncircitor cu cupă cu întoarcere semicompletă:  
 11 - ,chem• constructivl; b- Idlema ti matică a mecanismului de rotire a platformei

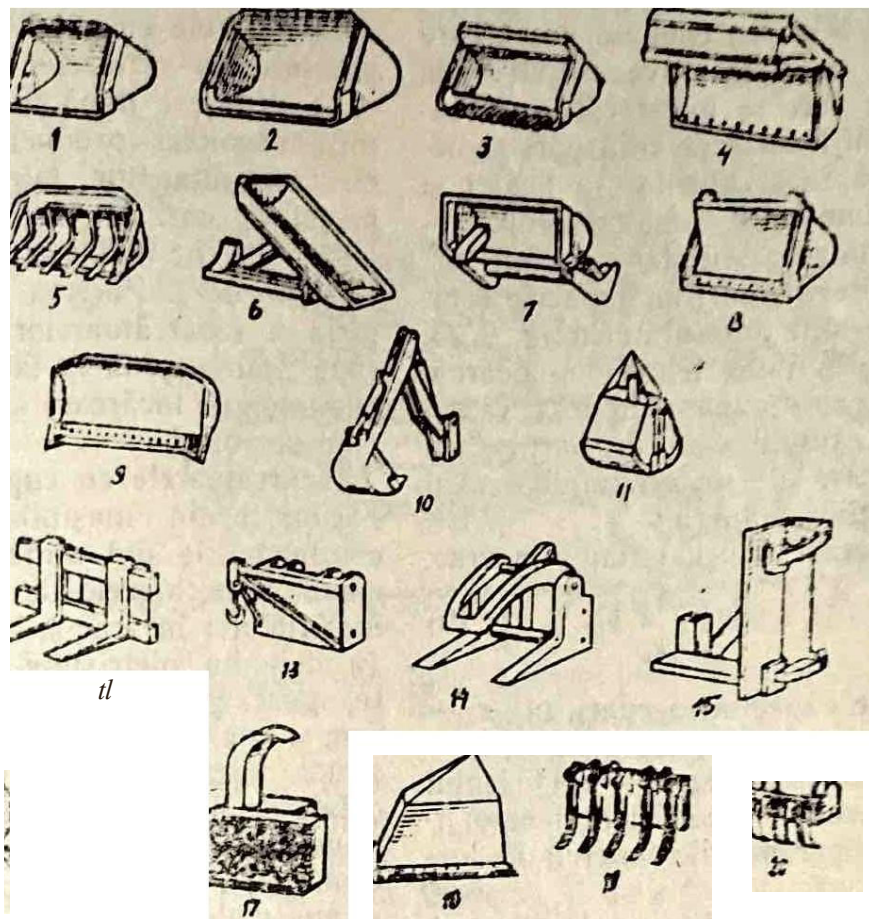


Fig. 2.33. Echipament de lucru cu organe de schimb suspendate al incircitoarelor cu o cupii:

1- normaHi; 2- mirIII; 3-redusl; 4- cu doul IIIci; 5- cu carcasi; 6- cu descarcare lateralJ; 7- cu inIIIimea de descircare mlr/ti; 8- cu des\* cJrcare Iortatil; 9- lamA de buldozer; 10- exca- valor; 11- gralfer; 12- furca de fncirc.iturI; 13- macara; 14- dispozltiv de prindere cu IIIcl; 15- dspozltiv de prindere a stflpllor \$1 pllollor; 16- plug de zlpadl; 17- plug de zlpadl cu rol- lor; 18- de IIIat tu fl\$uri; 19-defrlator-colector; 20 -splrgltor de asfalt

doi cilindri hidraulici 5 de rotire a cupei. Ridicarea și coborirea bratu- lui se executa cu doi cilindri hidra- ulici 7. Acționarea hidraulică a echi- pamentului de lucru permite schim- barea lină a vitezei în limite largi și protejarea sigură împotriva supra- încărcării.

Procesul de lucru al încărcatoru- cu cupa este compus din urma- toarele operații: deplasarea încărc- atorului spre material cu coborirea conc?mitenta a cupei, introducerea c?pel în material prin efortul de împingere al mașinii, ridicarea cupei împreună cu bratul. transportarea materialului spre locul de descircare

și descarcarea cupei prin rasturnare.

Încărcatoarele cu întoarcere semi- completa (fig. 2. 32). Spre deosebire de cele frontale, aceste mașini asig- ursa descarcarea cupei și a organe- lor de lucru de schimb înainte și în ambele părți sub un unghi de 90: i fata de axa longitudinală. Aceasta re- duce timpul pentru viraje și permite folosirea la lucrări în condiții de spa-

fiu îngust. După construcție, încir- catoarele cu întoarcete semicompleți se deosebesc de cele frontale prin aceea că echipamentul de încircare e montat pe o platformă rotativă J, care se sprijină cu dispozitivul de suport rotativ 2 pe cadrul ec:hipa- mentului de deplasare 3 al mașinii de baza. Mișcarea de rotație este im- lui primată platformei rotative prin în- termediul a doi cilindri hidraulic: orizontali 4, tijele cărora sînt lepte cu lantul cu plici 5, care îiili- țoara roata de lant 6 a pîlșQ. mei rotative. În afari de ou... cipali, încircitoarele sînt -enJJbt. cu mai multe tipuri de organe de schimb

