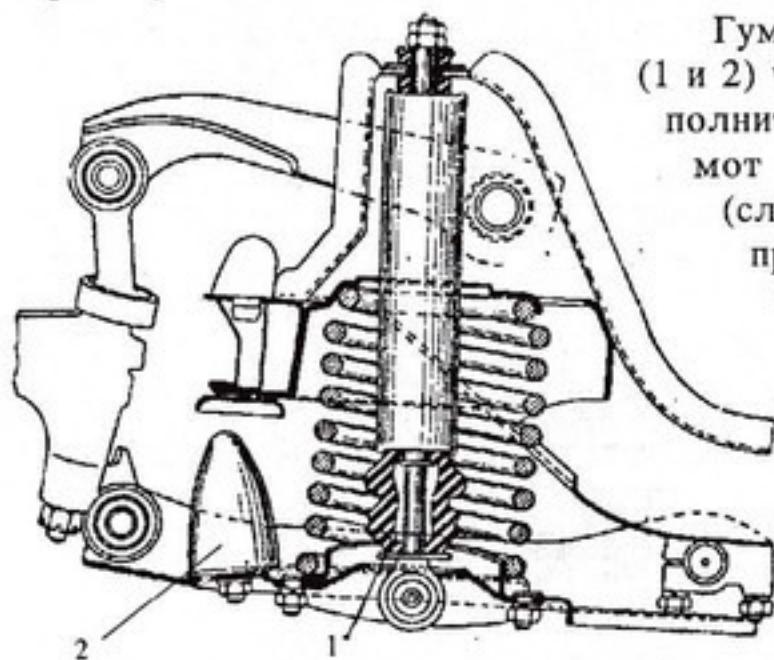
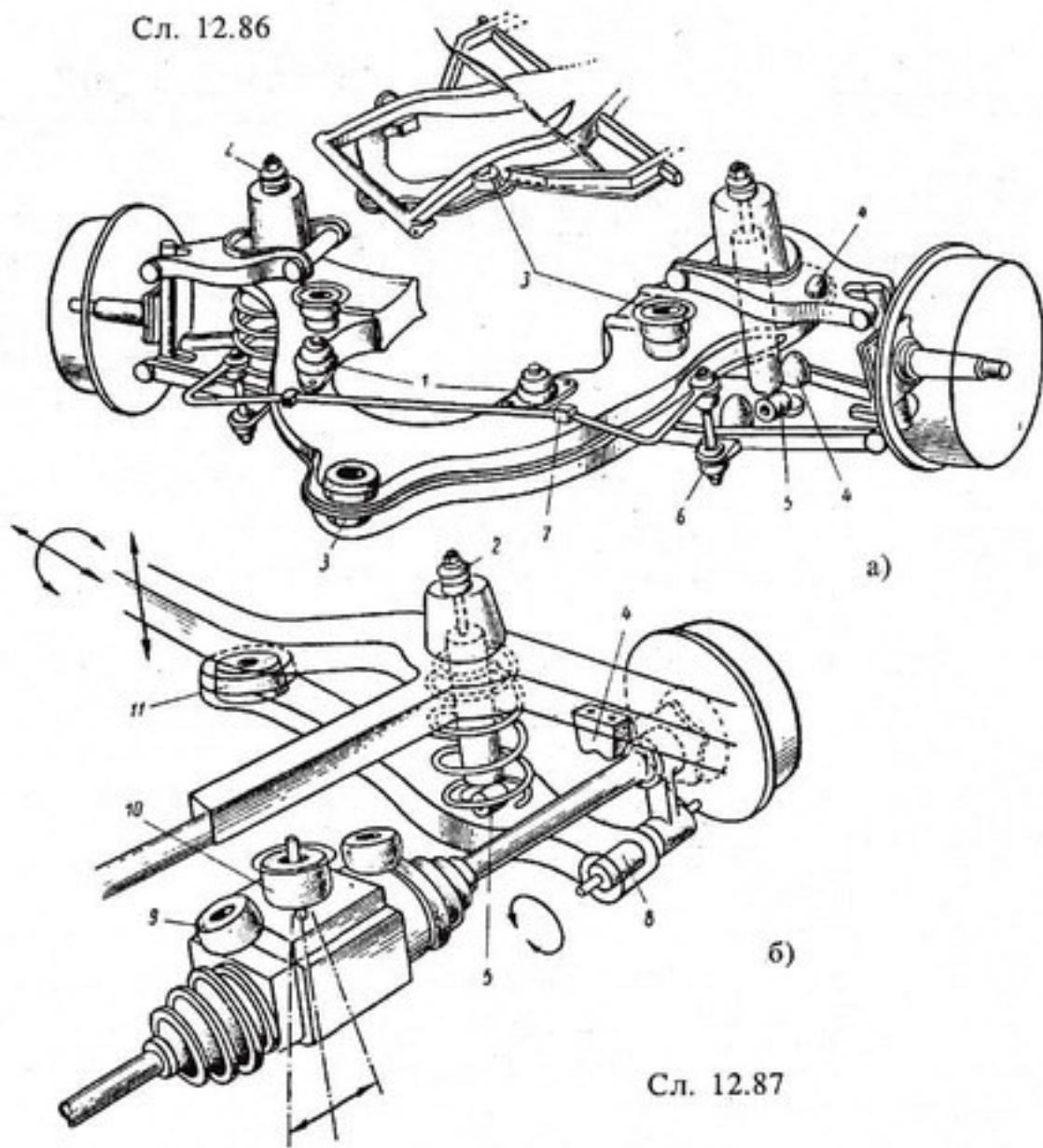


Како што се гледа од сл. 12.85б, ваквите елементи (1 и 2) го ограничуваат движењето во двете насоки.



Сл. 12.86

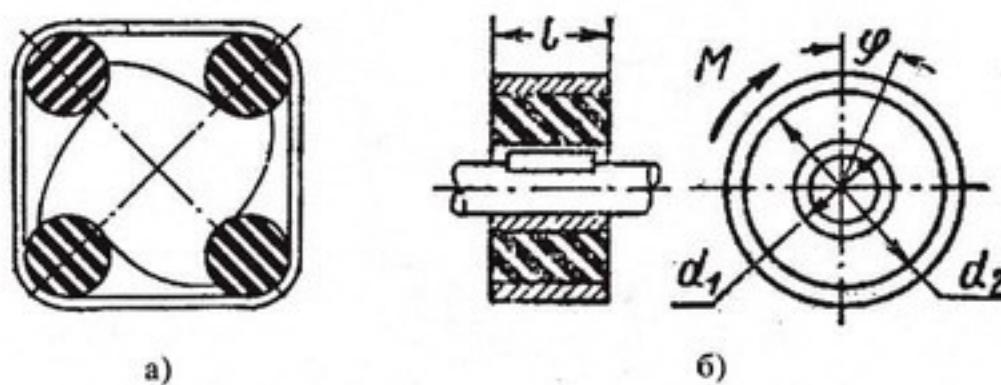
Гумените еластични елементи (1 и 2) често се користат како дополнителни елементи во системот за еластично потпирање (сл. 12.86) или како елементи преку кои се врши меѓусебно поврзување на металните елементи од системот за потпирање на возило то, (сл. 12.87), за да се намали појавата на високи вредности на фреквенциите, со што се штитат патниците и товарот.



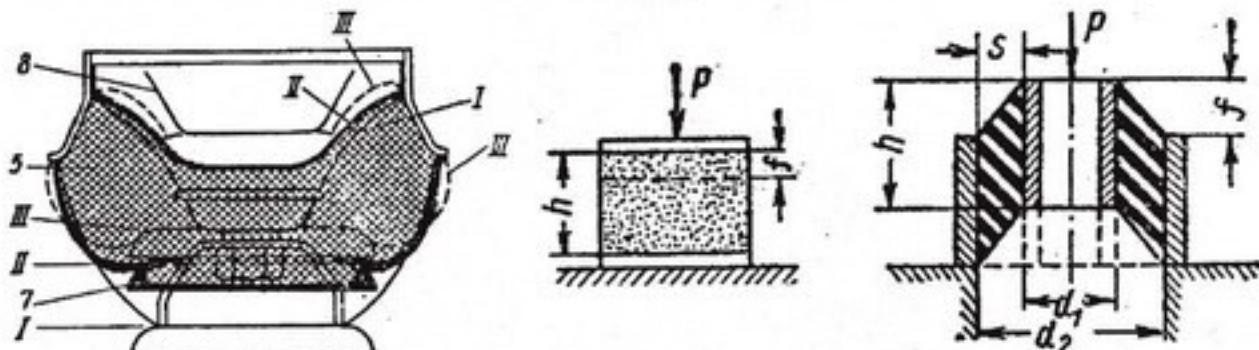
Сл. 12.87

Кога еластичниот елемент (1) (сл. 12.86) се користи како дополнителен еластичен елемент во системот за потпирање, тој придонесува да се продолжи векот на траење на основните еластични елементи или да се намали нивната маса за 15%.

Гумените еластични елементи можат да се користат и како единствени (самостојни) еластични елементи, оптоварени на усукување (сл. 12.60 и сл. 12.88) или на притисок (сл. 12.89).



Сл. 12.88



Сл. 12.89

Со користење на гумата за оваа намена се добиваат следниве предности:

- мала тежина на еластичниот елемент за големи оптоварувања,
- нелинеарни еластични карактеристики,
- поволен карактер на внатрешните триенja, со што се врши делумно придушување на осцилациите,
- проста конструктивна изведба и технологија на изработка што условува ниска цена,
- задоволителен век на траење.

Како недостатоци на гумените еластични елементи, кога се користат како потпори, посебно може да се нагласат:

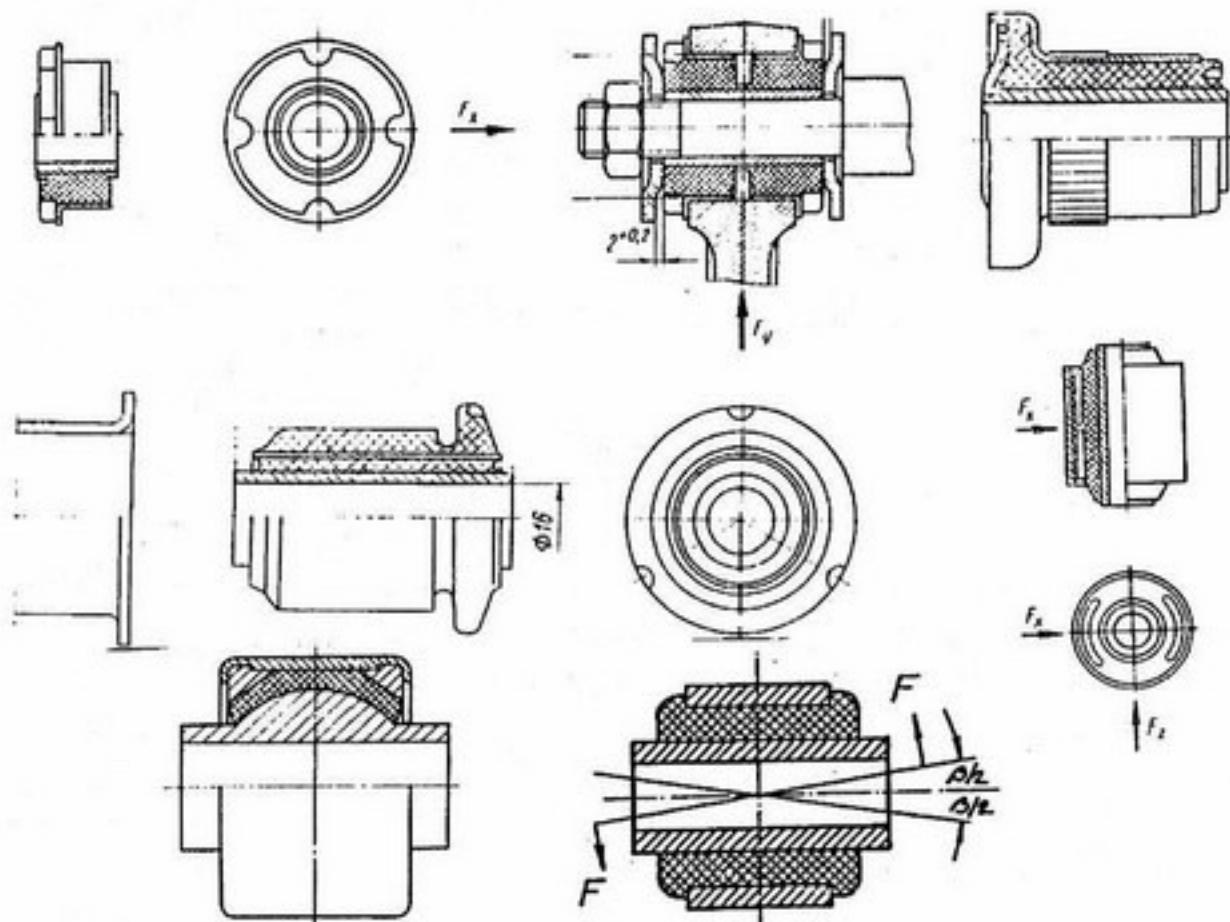
- бараат посебни механизми за водење на тркалата кои би прифатиле определени сили и моменти од тангентните и од напречните реакции;

- доаѓа до појава на трајни деформации, посебно во услови на долготрајни оптоварувања;
- со промена на температурата на околината се менуваат еластичните својства на гумениот елемент. Системот станува посебно крут при ниски температури;
- немаат доволна надежност во поглед на карактеристиките на материјалот.

Гумените еластични елементи во системите за водење на тркалата и за ограничување на движењето на мостовите често се оптоварени на истегнување, на притисок, на смолкнување и на комбинирани оптоварувања. Во такви случаи гумените елементи се прават како прстени.

Гумата може да е налеана меѓу метални гилзи (прстени) или да биде вулканизирана директно во водилките.

На сл. 12.90 се прикажани неколку варијанти на изведби на гумени еластични елементи кои се користат во системот за водење.



Сл. 12.90

12.10. Стабилизатори во системот за потпирање

Со цел да се смали напречното наклонување на надградбата во одделни услови на експлоатација, при движење на возилото во кривина, односно при дејство на бочни реакции, во системот за потпирање се вградуваат елементи за стабилизација, или таканаречени стабилизатори. Овие елементи ја зголемуваат бочната крутост на потпирањето, со што го смалуваат аголот на наклонувањето на надградбата. Стабилизаторот, како елемент, не смее да дејствува врз промената на еластичната карактеристика на системот за потпирање, а со својата крутост треба, сепак, да дејствува до тој степен, возачот да не го изгуби чувството за управливост по подлогата.

Поради фактот дека при свртување на возилото предните тркала, односно тој дел од возилото се навалува повеќе, во практиката се сретнуваат повеќе решенија кaj кои стабилизаторот се вградува само на предниот систем за потпирање, а тоа посебно е значајно кога системот за потпирање е независен. Исто така, улогата на стабилизаторот доаѓа до целосен израз кaj возилата кои имаат поеластичен систем за потпирање и кaj возилата кои се движат со поголеми брзини.

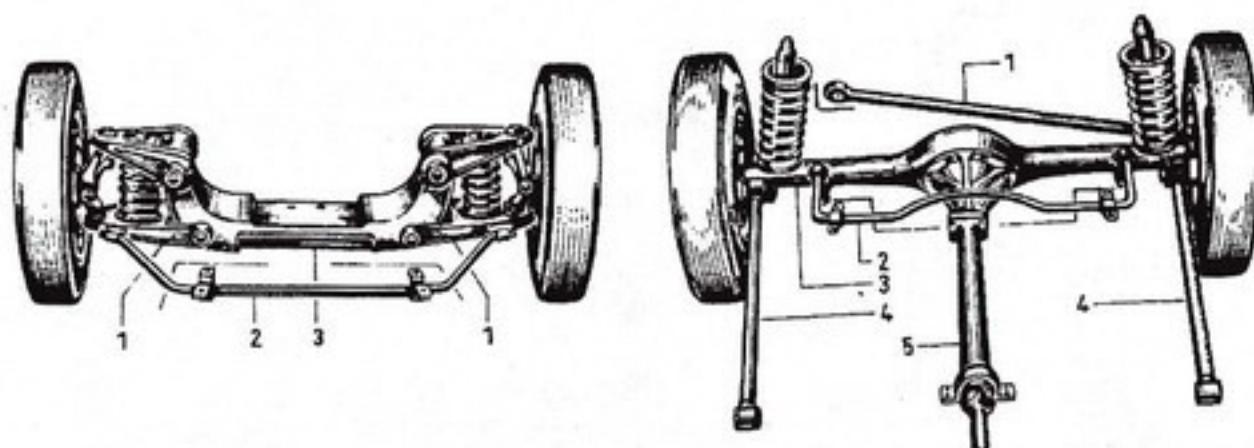
Конструктивно, најчесто се во примена торзионите стабилизатори, а поретко се применуваат хидрауличните.

12.10.1. Торзионен стабилизатор

Улогата на торзиониот стабилизатор во практична смисла се состои во тоа што тој, преку торзија, се спротивставува на бочното наклонување на надградбата во случај кога едното тркало се растоварува. Во таков случај торзијата се пренесува во вклештувањето од системот за потпирање на спротивното тркало, како реакција која спречува надградба да се наклони во однос на патот.

На сл. 12.91 е прикажан систем за еластично потпирање на преден и на заден мост од моторно возило со вграден торзионен стабилизатор (2) во форма на буквата „П“. Стабилизаторите за школката се поврзани со прикажаните ушки, а стабилизаторот може слободно да ротира во ушката.

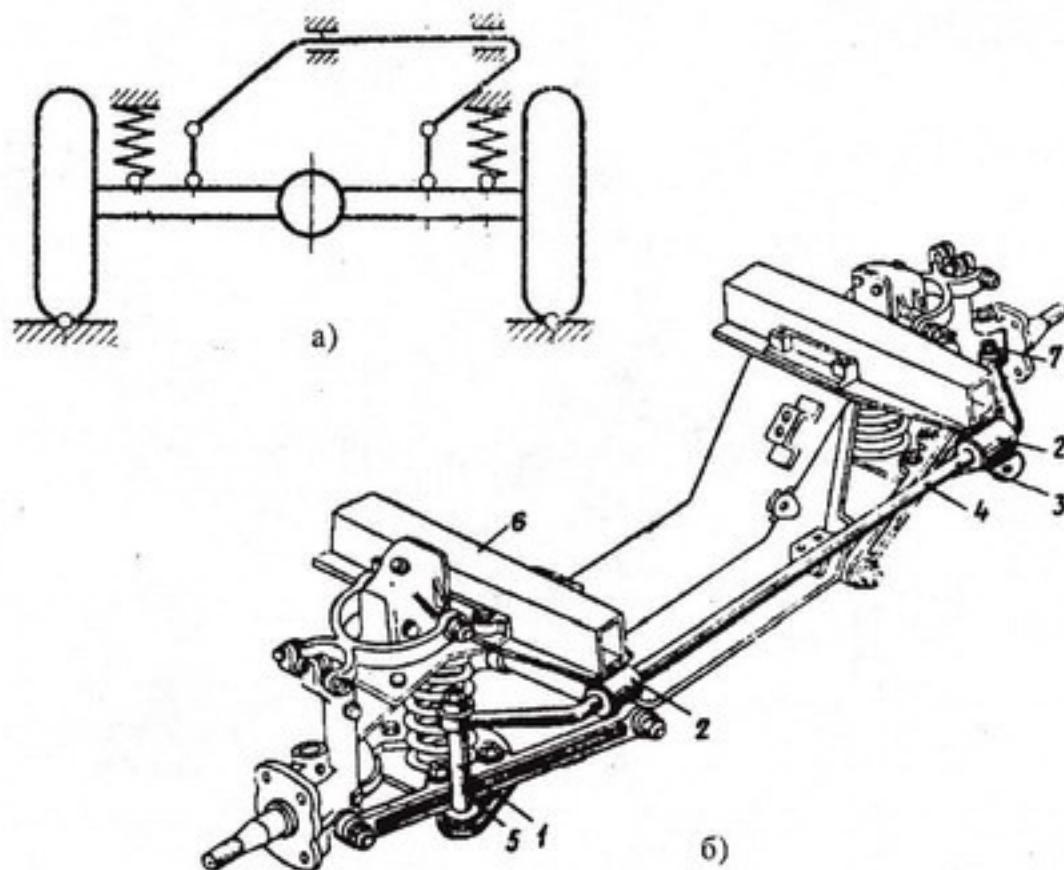
Од шематскиот и од аксонометрискиот приказ на стабилизаторот прикажан на сл. 12.92 се гледа дека стабилизаторот 4, всушност, претставува крив челичен стап изработен од челик за пружини и с вграден напречно на возилото. Тој ги поврзува водилките (осцилаторните лостови) 5 од левото и десното тркало, а преку ушките



Сл. 12.91

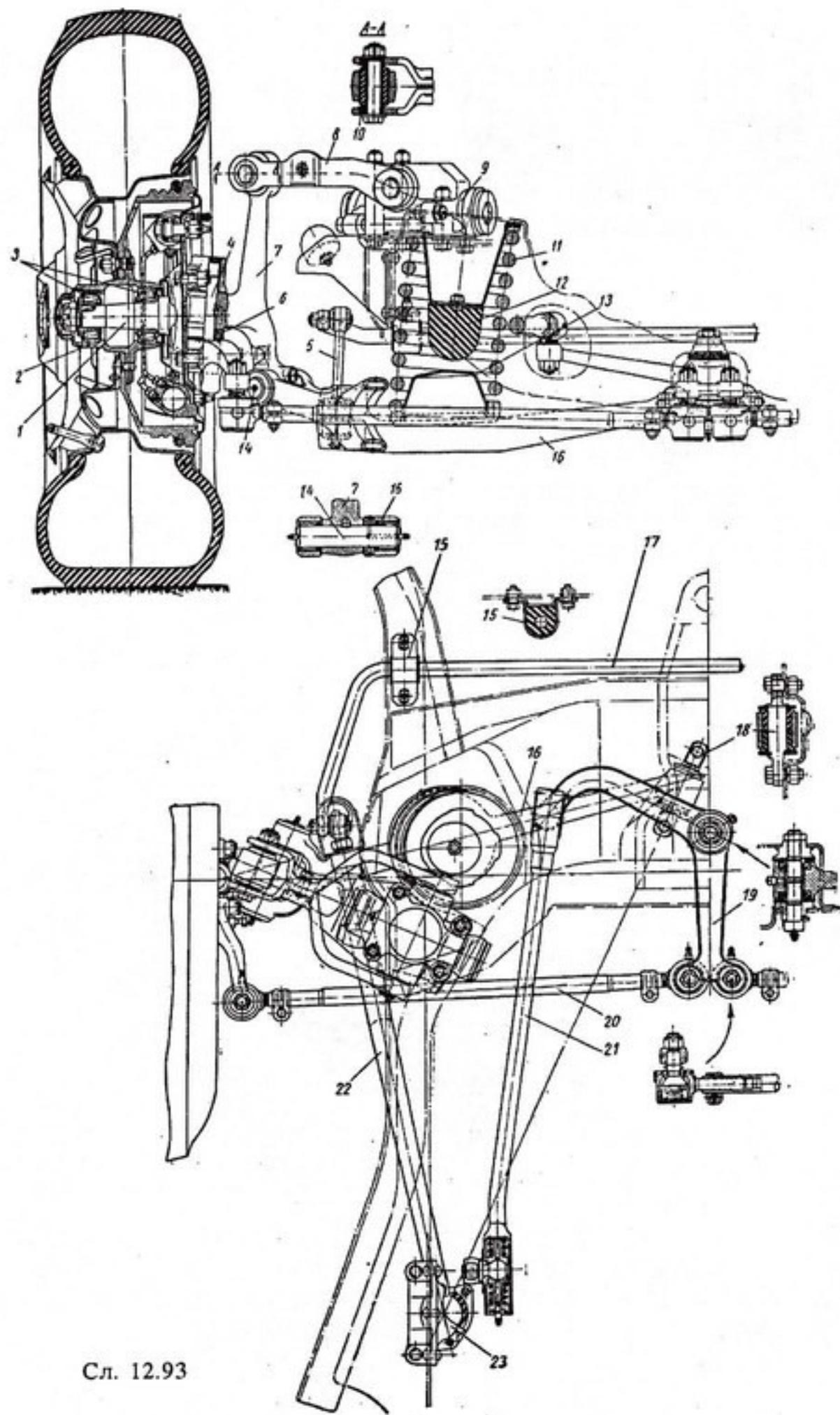
(зглобовите) 3, во кои најчесто се наоѓа еластичен (гумен) елемент 2, се поврзува (зглобно) за каросеријата.

Краевите од стабилизаторот се поврзани преку завртката 7 за стапот 1, а преку него, со гумени подлошки, за водилката 5.



Сл. 12.92

При движење на возилото во правец и при појава на вертикални осцилации, стабилизаторот 4, под дејство на осцилирањето на каросеријата во однос на тркалатата, само ќе се клати (ротира) во гумирани зглобови 2, но не врши никаква функција на стабилизација.



Сл. 12.93

Во случај кога возилото се движи во кривина, поради дејството на центрифугалната сила, тоа ќе се стреми да се наклони странично. Во тој процес, каросеријата се стреми да ги збие пружините во системот за потпирање на надворешното тркало од кривината, а пружините од внатрешната страна на кривината се растоваруваат и се издолжуваат. Поради ваквата состојба на навалување на каросеријата, како и поради новите различните позиции на збиеност на левата и на десната пружина од системот за потпирање, краевите на стапот 4 ќе бидат различно повлечени од стаповите 1, па стапот 4 (торзиониот стабилизатор) ќе тежи да се усуга. Отпорот на усукување ќе предизвика реакции во стаповите 1 кои ќе извршат корекција на силите што ги збиваат пружините во однос на каросеријата од возилото, односно ќе се стремат да ги доведат пружините во иста висина, со што каросеријата се исправа, односно се спречува во овој процес каросеријата да се наклони значајно.

Од изнесеното се заклучува дека, со усукувањето, стабилизаторот прима дел од оптоварувањата и врши прераспределба на силите во системот за потпирање од едното кон другото тркало. Истовремено, тој дејствува за побрзо смирување на осцилациите ако едното тркало удри во препрека или ако пропадне во дупка.

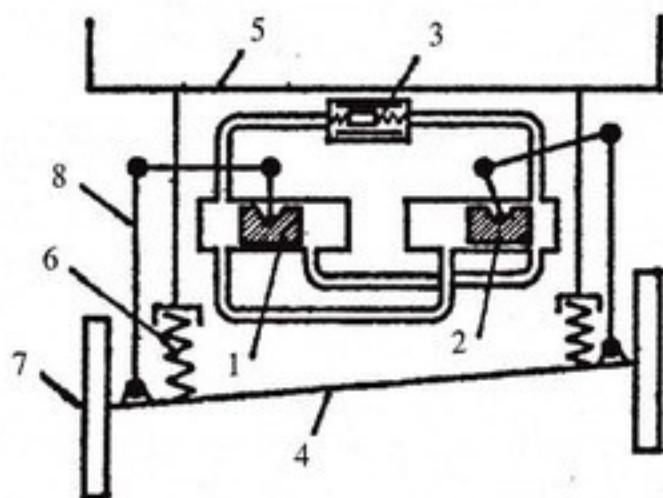
Поради изнесените влијанија на стабилизаторот, доаѓа и до значително продолжување на векот на лежиштата и пневматиците од тркалата, како и на целиот систем за потпирање.

Овие торзиони елементи го смалуваат наклонувањето на каросеријата за 25 до 30% во однос на возило без стабилизатор, со што значително ги подобруваат комфорот и стабилноста при возење.

На сл. 12.93 е прикажан пресек на преден независен систем за потпирање на возило во кое е вграден торзионен стабилизатор.

12.10.2. Хидрауличен стабилизатор

Ваквите стабилизатори ретко се применуваат, освен во оние случаи кога од возилата се бараат посебни услови за добра бочна стабилност во кривина. На сл. 12.94 е прикажана упростена шема на систем кој ја остварува функцијата на хидрауличен стабилизатор. Овој систем, всушност, претставува скlop од два двонасочни хидраулични амортизера, кои меѓусебно се поврзани со цевна инсталација, а тие се и посебно поврзани преку специјална цевка која, со посебен вентил, врши изедначување на притисокот.



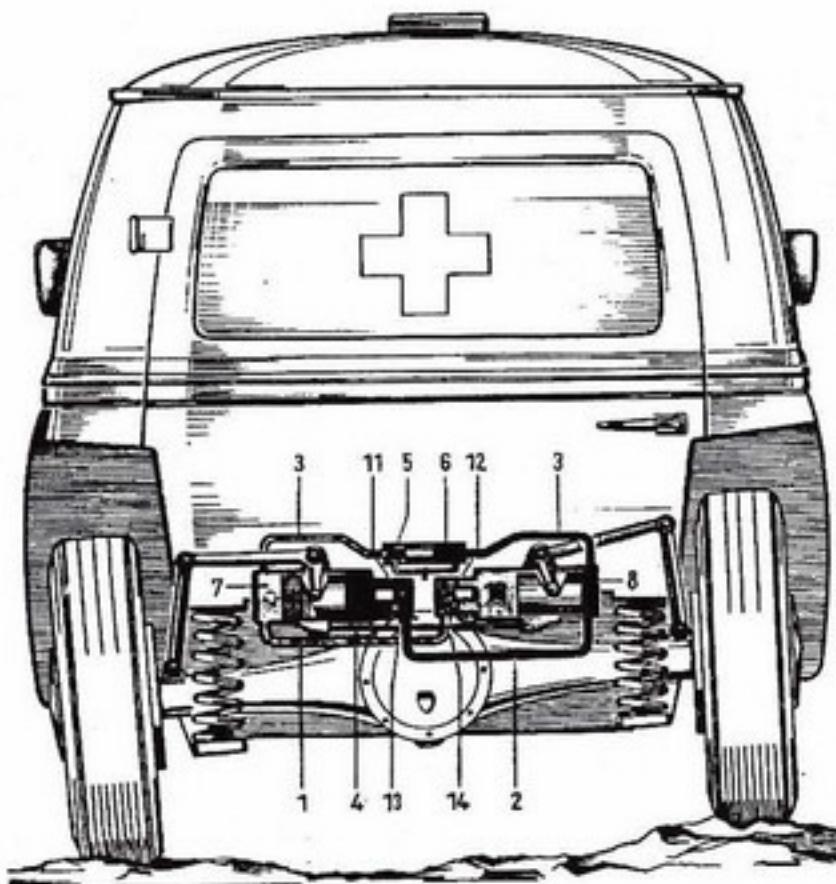
Сл. 12.94

Како што се гледа од шемата, едната цевка ги поврзува двете предни комори од амортизерите, а другата цевка ги спојува задните комори.

При експлоатација на возилото по прав пат, амортизерите 1 и 2 само ги смируваат осцилациите и не вршат издвоена функција на стабилизатори во системот. Во случај кога возилото се наоѓа во кривина, тогаш едната пружина од системот за потпирање се збива повеќе од другата, па маслото (на пример) од предната комора на амортизерот 1 се потиснува во предната комора на амортизерот 2, а наедно, преку вентилот за изедначување на притисокот 3, се стреми да ги одржува двете тркала, па тие да имаат еднакви нормални реакции врз подлогата. Со тоа се изедначува оптоварувањето врз пружините, односно лостовите 8 заземаат позиција која го намалува наклонувањето на каросеријата, а амортизерите наедно ги придушуваат и евентуалните осцилации, ако се појават во процесот на тоа движење.

На сл. 12.95 е прикажана комплетна шема на хидрауличниот стабилизатор од сл. 12.94, кај кој се разликуваат следниве елементи: 1 – цевка која ги поврзува левите комори од амортизерот, 2 – цевка која ги поврзува десните комори од амортизерот, 3 – цевка која ги поврзува коморите со низок притисок, преку кои се врши израмнување на притисокот на амортизерот, 4 – среден канал за проток на масло помеѓу амортизерите, 5 и 6 – цилиндри за израмнување, 9 и 10 – комори за висок притисок, 11 и 12 – вентили за низок притисок, 13 и 14 – вентили за висок притисок.

Покрај големата ефикасност при вршењето на стабилизирачката функција, основните причини за малата застапеност на овој вид стабилизатори лежи во сложеноста на системот, во производството, монтажата и одржувањето, зголемената маса и високата цена.



Сл. 12.95

12.11. Амортизери

Еластичните елементи во системот за потпирање придонесуваат за еластично прифаќање на оптоварувањата во текот на експлоатацијата на возилото, но притоа тие се деформираат и остваруваат осцилаторни движења. Осцилаторните движења се присутни и при движење на возилата по висококвалитетни патни подлоги, па, покрај тоа што предизвикуваат промена на напонската состојба во елементите, предизвикуваат и непријатни чувства кај патниците. Поради овие појави се наметнува потребата за брзо и ефикасно придушување на појавените осцилации, во што учествуваат и сите еластични елементи од системот за потпирање кои вршат придушување со појавата на внатрешно триење при нивното деформирање. Меѓутоа, поради ма-лиот отпор на триење што се јавува само во еластичните елементи (пружините, гумените потпори, одбојниците и др.), не може да се врши ефектно смирување на осцилациите од возилото, па затоа, во системот за потпирање, за остварување на оваа задача се вградуваат посебни елементи кои се нарекуваат амортизери. Од изнесеното јасно произлегува дека улогата на амортизерите во системот за потпирање се состои во тоа, за најкусо време, тие да ги придушат вертикалните осцилации што се јавуваат при движењето на моторното возило.

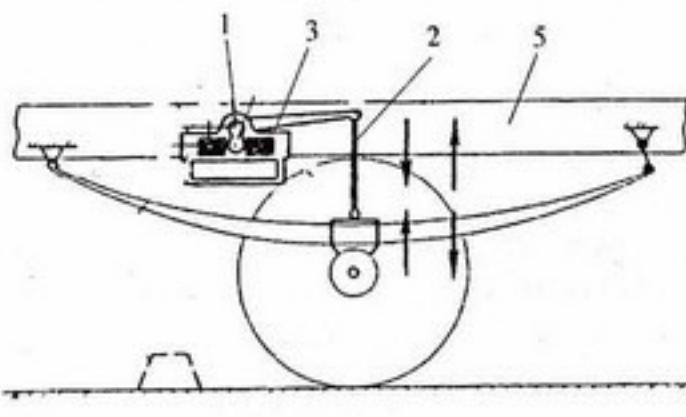
Во постарите конструктивни изведби, амортизери се вградувале само кај возилата кои во системот за потпирање имале спирални пружини, додека кај возилата кои имале листести пружини, поради триенето меѓу листовите, со што се врши придушување, не се вградувале амортизери. Меѓутоа, со развојот на возилата, барањата се зголемени па, кај возилата со еластични карактеристики на системот за потпирање, редовно се вградуваат амортизери.

Според начинот на градбата, амортизерите може да бидат механички и хидраулични. Механичките амортизери, кои својата функција ја остваруваат по пат на фрикциона (повеќеламелеста спојка – кочница) иако имаат добри придушни својства, веќе не се во примена кај возилата поради непостојана придушна карактеристика и кусиот работен век.

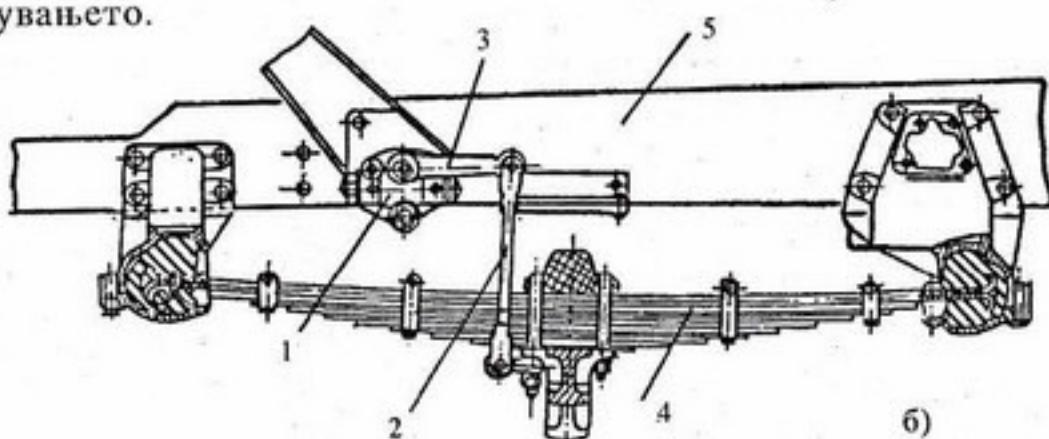
Хидрауличните амортизери конструктивно се изведуваат како амортизери со лостови и телескопски амортизери, а според насоката во која се врши придушувањето, се изведуваат како еднонасочни и двонасочни.

Принципот на работа на хидрауличниот амортизер се засновува врз појавата на отпор на течноста кога таа со голема брзина струи низ мал отвор. При ова струење, кинетичката енергија на течноста преку триенето се претвора во топлотна, а таа се предава во околната средина на амортизерот.

Амортизерот со лостови (сл. 12.96) се поставува на рамката (5) од возилото, а неговите лостови се поврзани за мостот од возилото. На овој начин, поместувањето на мостот преку лостовите 2 и 3 се пренесува во амортизерот 4, во кој се врши придушувањето.



a)

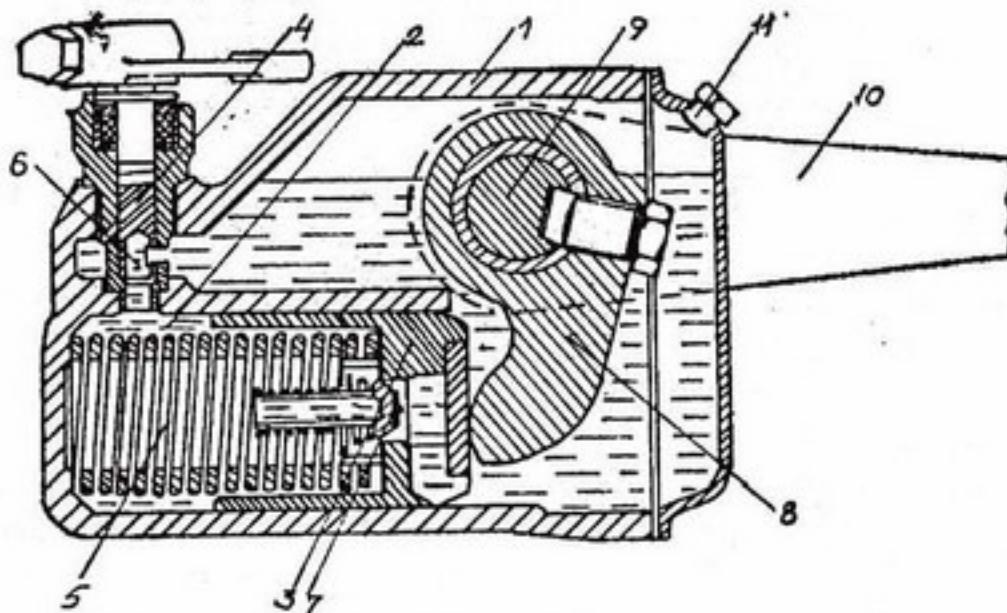


Сл. 12.96

Еднонасочниот амортизер со лостови обезбедува придушување на осцилациите на возилото само во една насока, а тоа значи дека пружината може брзо да го притисне амортизерот, а амортизерот спречува пружината брзо да се врати назад. Амортизерот (сл. 12.97) се состои од тело 1, во кое е сместен цилиндарот 2. Во цилиндарот е поставен клипот 3 кој постојано е притиснат во горна положба преку пружината 5. Просторот во цилиндарот е исполнет со течност (хидрауличко масло) која од неговиот резервоар навлегува низ отворите 6 и 7. Од горната страна на клипот притиска палецот 8, кој преку оската 9 е врзан за лостот 10 кој понатаму преку зглобна врска е споен со мостот од возилото (сл. 12.96). Течноста во амортизерот навлегува низ отворот 11, а регулирање на дејството (отпорот) на амортизерот се врши преку вентилот 4.

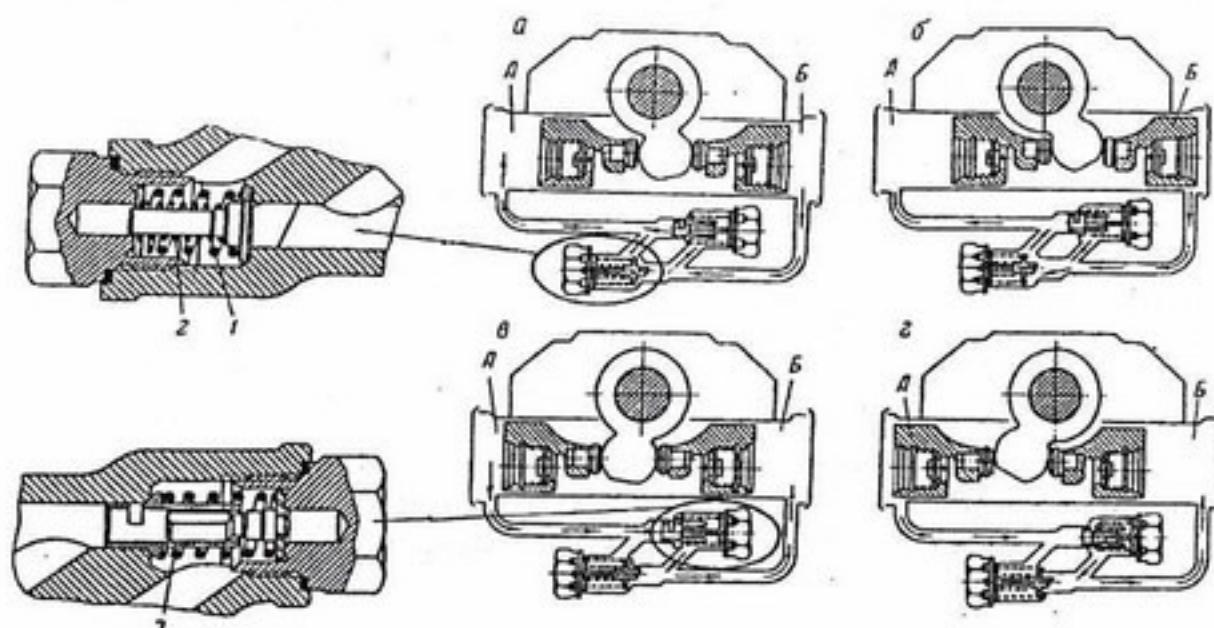
Со удар од тркалото пружината се збива и го поместува лостот од амортизерот нагоре, при што палецот го ослободува клипот 3 кој, под дејство на пружината 5, подизлегува од цилиндарот и просторот во цилиндарот се исполнува со течност. Со враќање на пружината надолу (поради нејзината еластичност), се поместува лостот 10 кој ја врти оската 9 и палецот нагло притиснува врз клипот, при што ја притиска течноста и пружината во цилиндарот. Поради притисокот течноста со голема брзина го напушта цилиндарот низ малите отвори 6 и 7, при што се создава отпор. Овој отпор спречува клипот бргу да се движи во цилиндарот, а преку палецот и лостот 10 не дозволува пружината брзо да се врати назад, односно отпорот ги придушува (амортизира) осцилациите.

Од принципот на работа се уочува дека амортизерот дозволува слободно движење на пружините од возилото во една насока, додека во другата го придушува движењето.



Сл. 12.97

Двонасочниот амортизер со лостови обезбедува придушување на осцилациите на возилото во двете насоки, што значи дека брzinата на осцилирање на пружината се ограничува во двете насоки. Двонасочниот амортизер (сл. 12.98), всушност, претставува комбинација од два еднонасочни амортизера. Со движење на палецот налево, тој притиска на клипот од левиот цилиндар, а кога се движи палецот десно, тој притиска на клипот од десниот цилиндар, при што се јавува отпор на течноста, која го придушува движењето на пружините од возилото во двете насоки.



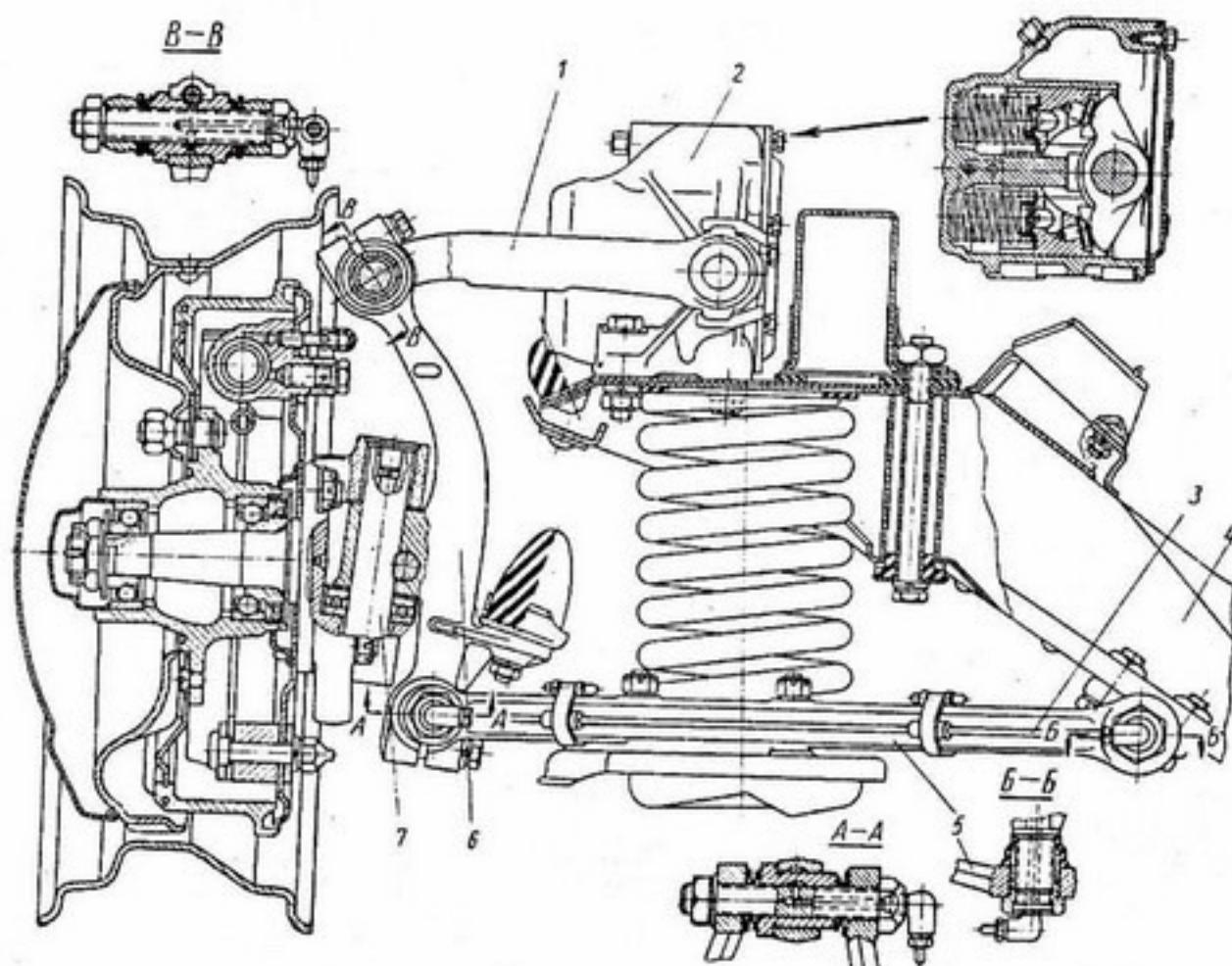
Сл. 12.98

Од сликата се препознаваат следните функции на овој вид двонасочен лостов амортизер: позиција „а“ го прикажува работењето на амортизерот при нормално осцилирање на возилото при притисок на пружината врз амортизерот, позиција „б“ е работа при ударно оптоварување, при притисок, позиција „в“ е нормална работа на амортизерот во процесот на истегнување на пружината, а позицијата „г“ е работа на амортизерот при нагло истегнување на пружината. Со пружините 1, 2 и 3 се регулираат вентилите, т.е. отпорот во амортизерот.

На сл. 12.99 е прикажана посебна конструкција на двонасочен амортизер со лостови кој работи на ист принцип како веќе описаните.

Придушните својства на амортизерот директно зависат од брзината на струењето на маслото низ вентилите, чии отпор може да се регулира со спомнатите вентили (сл. 12.98). Амортизерите со лостови се компактни, заземаат мал простор, едноставно се монтираат, а исто така, на едноставен начин се врши нагодување на отпорот на придушување. Непогодности на овој тип амортизери се: сложената изведба во производството, големите оптоварувања поради големиот пре-

носен однос на силите, зглобниот механизам во преносот, отежнатото ладење, поголемата тежина и др.

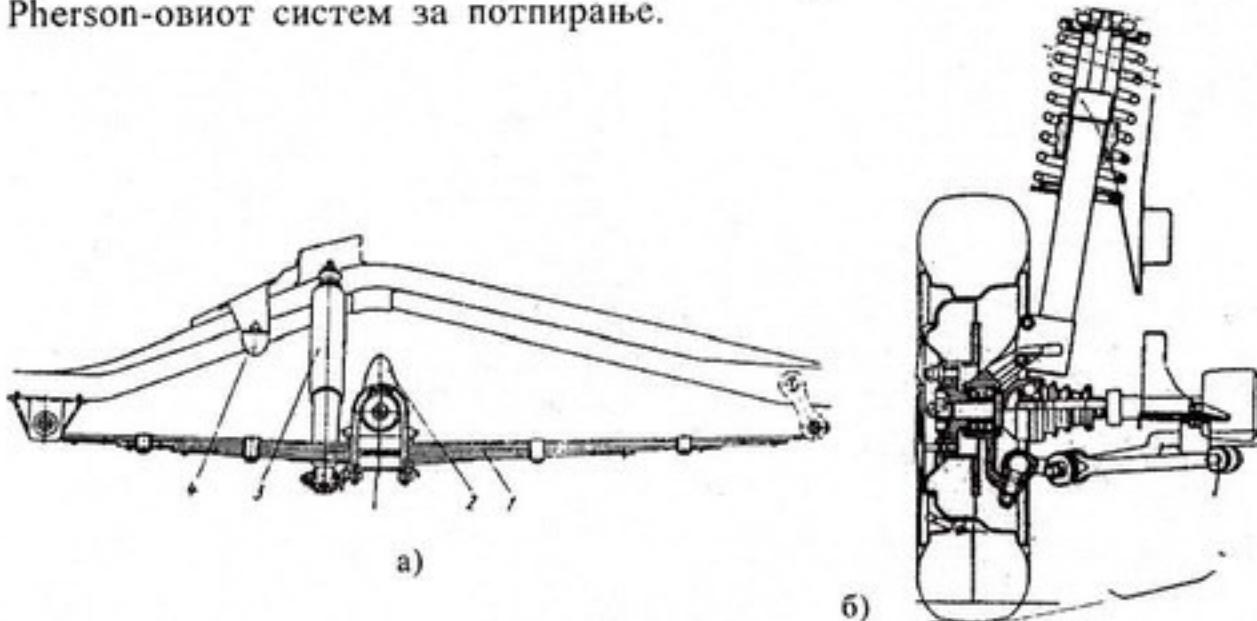


Сл. 12.99

Слабостите што се апострофирани кај амортизерите со лостови се настојува да се отстранат со примена на телескопските амортизери кои директно се вградуваат (без посредни преносни лостови) во системот за потпирање (меѓу каросеријата и оската, односно водилката). Тие имаат добри карактеристики на придушување, т.е. развиваат поголем специфичен отпор, имаат голем од, што ги прави погодни за работа во системи со голема еластичност, вршат извесна улога на стабилизатори при големи навалувања, имаат помала маса, имаат голема зафатнина на течност и голема обвивна површина за ладење, што овозможува да работат со пониски температури, со пониски притисоци, бараат едноставна технологија за производство. Како слабост на ваквите амортизери се смета нивниот век на траење и одржувањето.

Поради изнесените предности, овие амортизери редовно се вградуваат кај возилата, а лостовските амортизери се вградуваат во оние случаи кога постојат просторни проблеми за примена на друг вид амортизери.

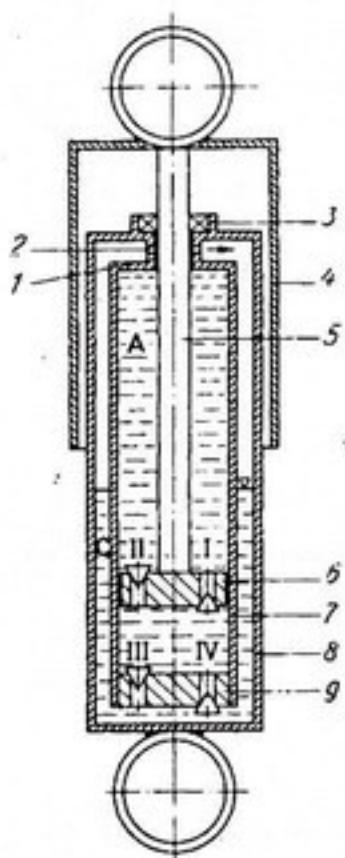
На сл. 12.100 а) е прикажан начинот на прицврстување на амортизерот кај систем со листести пружини, додека на сл. 12.100 б) е прикажана примена на амортизер и како вертикална водилка во Mc Pherson-овиот систем за потпирање.



Сл. 12.100

Според отпорот на дејството, телескопските амортизери најчесто се двонасочни, односно пружаат отпор и при збивање и при развлекување.

Принципот на работа на двоцевниот амортизер може да се објасни со шематизираниот приказ даден на сл. 12.101.



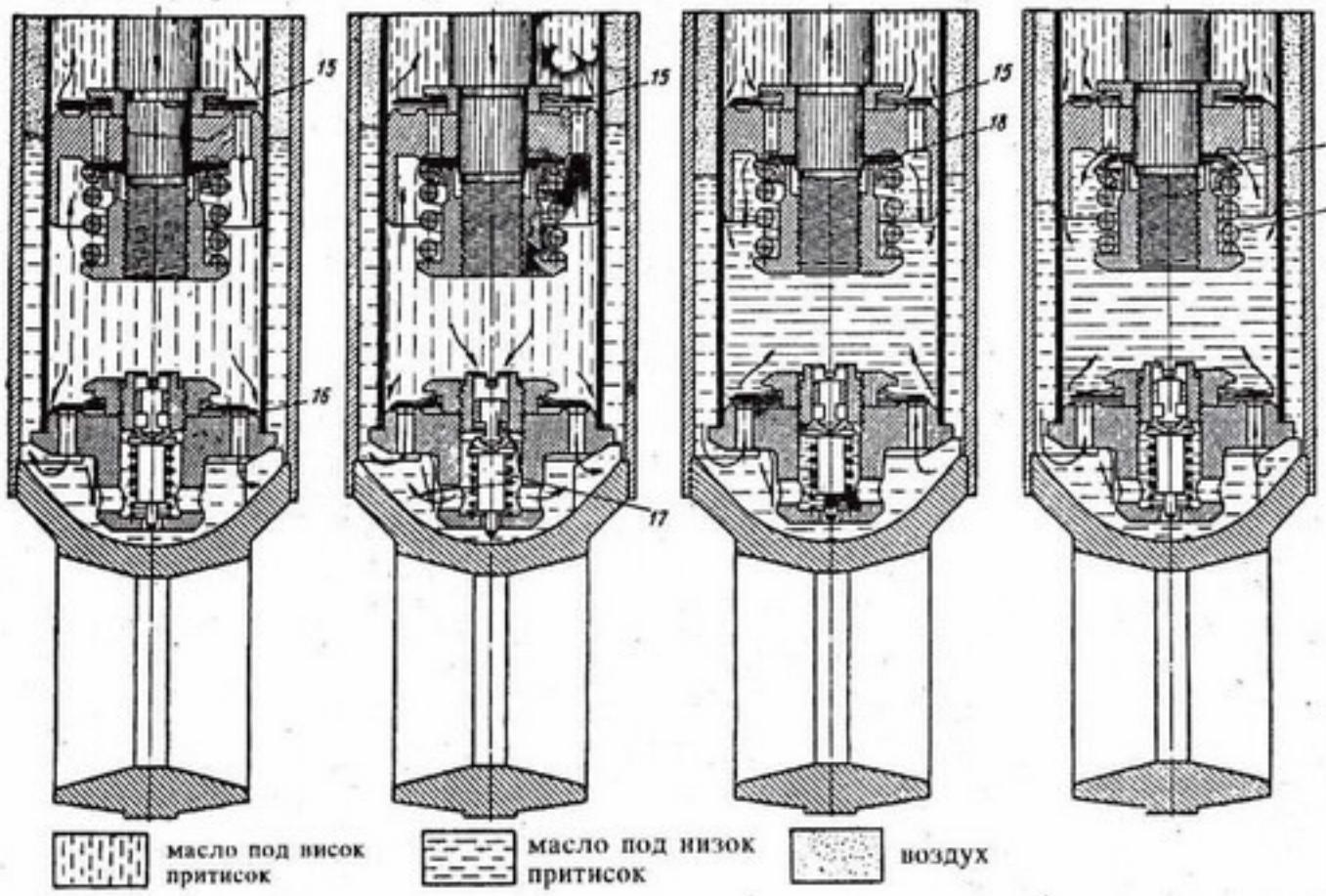
Сл. 12.101

Со осцилирањето на возилото, во зглобовите на поврзување на амортизерот се јавуваат сили на притисок или на истегнување, со кои клипницата го движи клипот во цилиндарот. При претпоставена насока, кога клипот се движи надолу (кога амортизерот се збива), вентилот I од клипот (6) и вентилот III од преградениот елемент 9, под дејство на притисокот од маслото, се затвораат, додека вентилот II и вентилот IV, под дејство на притисокот, се отвораат. Така, маслото, низ калибрираните отвори II и IV, преминува во просторот A (над клипот) и во просторот С омеен со двосидниот цилиндар, во кој е сместен и воздушниот (гасниот) компензацијски простор. Доколку клипот се движи нагоре, тогаш процесот ја менува насоката, односно маслото од просторот (A) над клипот (6) струи низ вентилот I под клипот, а истовре-

мено, поради потпритисокот во просторот под клипот, маслото од просторот С низ вентилот III поминува во просторот под клипот. Во процесот на струењето на маслото низ калибрираните отвори се јавува отпор од струењето, со што се остварува функцијата на придушување. Наедно, покрај низ вентилите, струење се остварува и низ зјајот помеѓу клипот и цилиндарот, што влијае врз карактеристиката на амортизерот, посебно кога при работата од струењето ќе се загреје маслото и ќе се намали неговата вискозност. Зголемувањето на зафатнината на маслото поради загревањето се компензира во компензацијскиот простор (комора) во кој, исто така, се компензира и зголемувањето на зафатнината во процесот на збивање на амортизерот поради навлегување на клипницата во маслениот простор.

Врз основа на изнесениот принцип на работа на амортизерот, според шемата прикажана на сл. 12.101, на сл. 12.102 се прикажани разни состојби од работата на амортизерот.

На слика 12.102а е прикажана состојба при бавно движење на клипот надолу, од што притисокот под клипот малку нараснува. Во тој процес, маслото од под клипот ја совладува слабата пружина (15) на вентилите од калибрираните отвори од клипот и протекува над клипот. Истовремено, дел од маслото поминува и низ вентилите (калибрираните отвори 16) во компензацијскиот простор, каде што

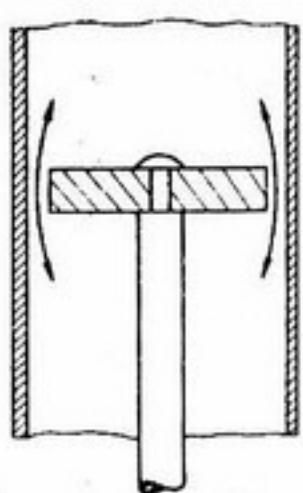


Сл. 12.102

врши благ притисок и го збива воздухот (гасот). При ова движење, отпорот на амортизерот се создава при струење на течноста низ калибрираните отвори. При нагло движење на клипот надолу, при удар на тркалата во препрека и слично (сл. 12.102б), течноста не успева брзо да помине низ калибрираните отвори 15 и 16 над клипот и во компензацијскиот простор.

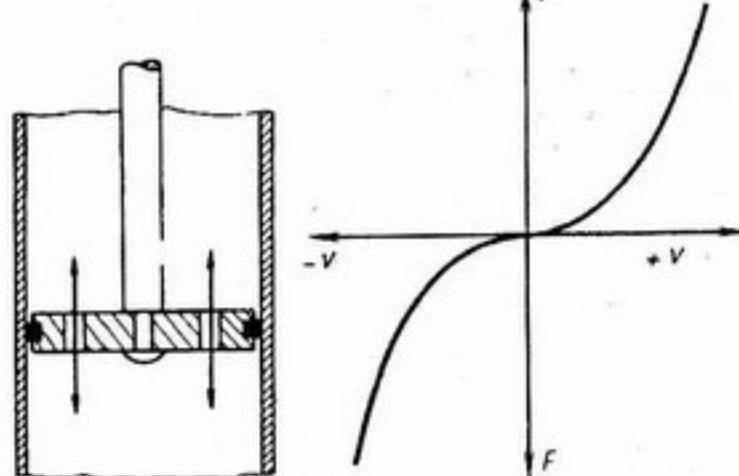
Поради нагло создадениот висок притисок, се отвора и централниот вентил 17, па се зголемува протокот кон компензацијската камора, со што се регулира интензитетот на отпорната сила од амортизерот.

Во повратниот процес, кога клипот се движи забавено нагоре (сл. 12.102в), течноста од над клипот преминува полека низ вентилот 18 под клипот, а истовремено, поради потпритисокот под клипот, низ вентилите 16 доаѓа течност и од компензацијскиот простор во просторот под клипот. Во случај на брзо движење на клипот нагоре, кога тркалото ќе пропадне во дупка (сл. 10.102г), притисокот над клипот нагло се зголемува, па се совладува силата од пружината 19, што овозможува дополнително отворање на вентилот 18 и зголемување на протокот на масло од просторот над во просторот под клипот. Истовремено, поради големата, разлика на притисокот во компензацијскиот простор и под клипот, доаѓа до поинтензивно отворање на вентилот 16, па поголема количина на



Сл. 12.103

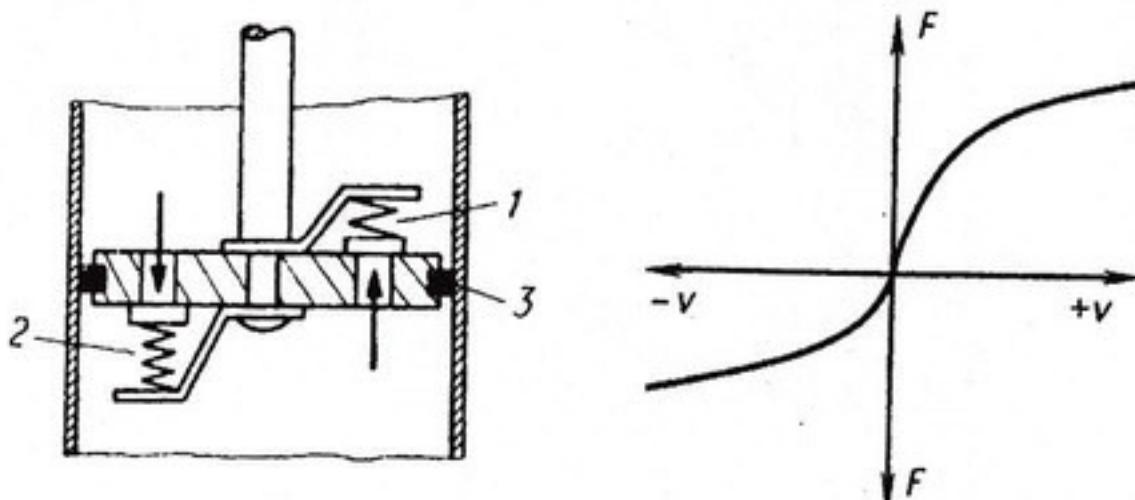
масло протекува во просторот под клипот. Треба да се нагласи дека, при овој процес, масло секогаш прострујува и низ зјајот помеѓу клипот и цилиндарат (сл. 12.103), што битно влијае врз карактеристиката на отпорот на амортизерот, посебно при неговото загревање при работата, при што се менува и вискозноста на самото масло.



Еластичната карактеристика на амортизерот која дава зависност меѓу силата на клипот и брзината на неговото движење во маслото, директно зависи од големината на калибрираните отвори и од зјајот помеѓу клипот и цилиндарат. Доколку низ клипот се поставени само калибрирани отвори без вентили (клапни) (сл. 12.104), тогаш

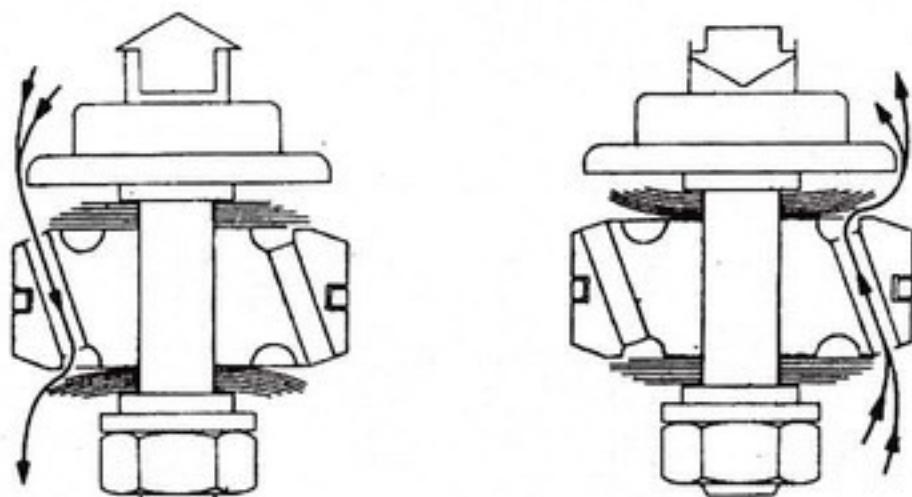
вкупниот отпор низ калибрираните отвори во клипот и низ зјајот има карактер на изразита прогресивна карактеристика.

Промена на еластичната карактеристика од прогресивна во дегресивна може да се постигне со примена на посебна вентилска група на калибрирани отвори (сл. 12.105).



Сл. 12.105

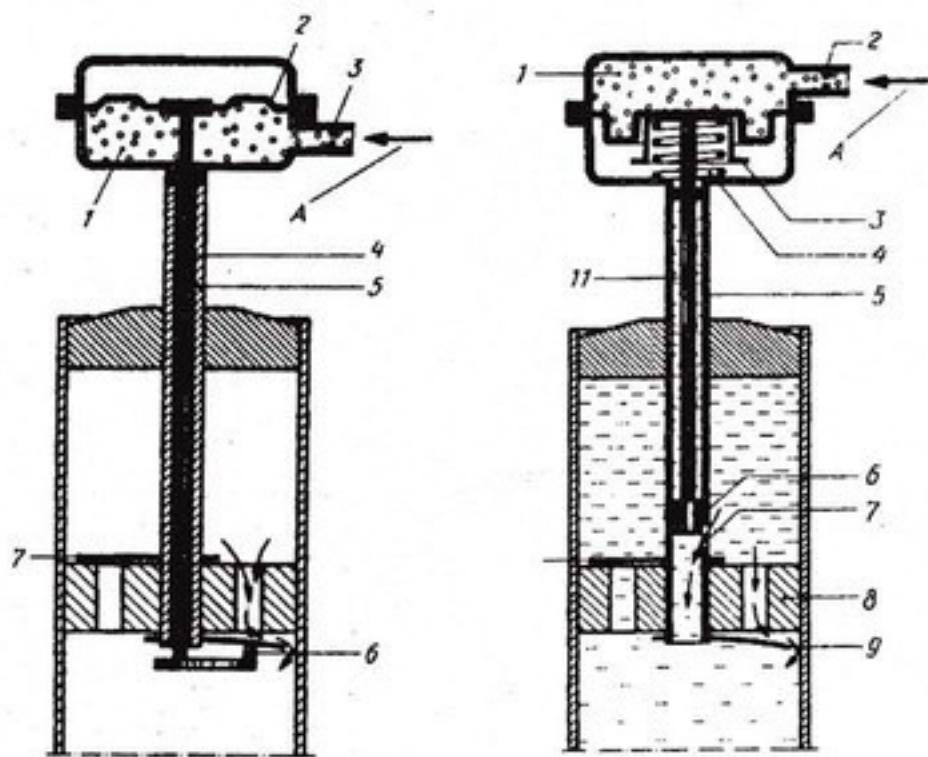
На сл. 12.106 е прикажано решение на еластична вентилска група која се применува кај едноцевните амортизери.



Сл. 12.106

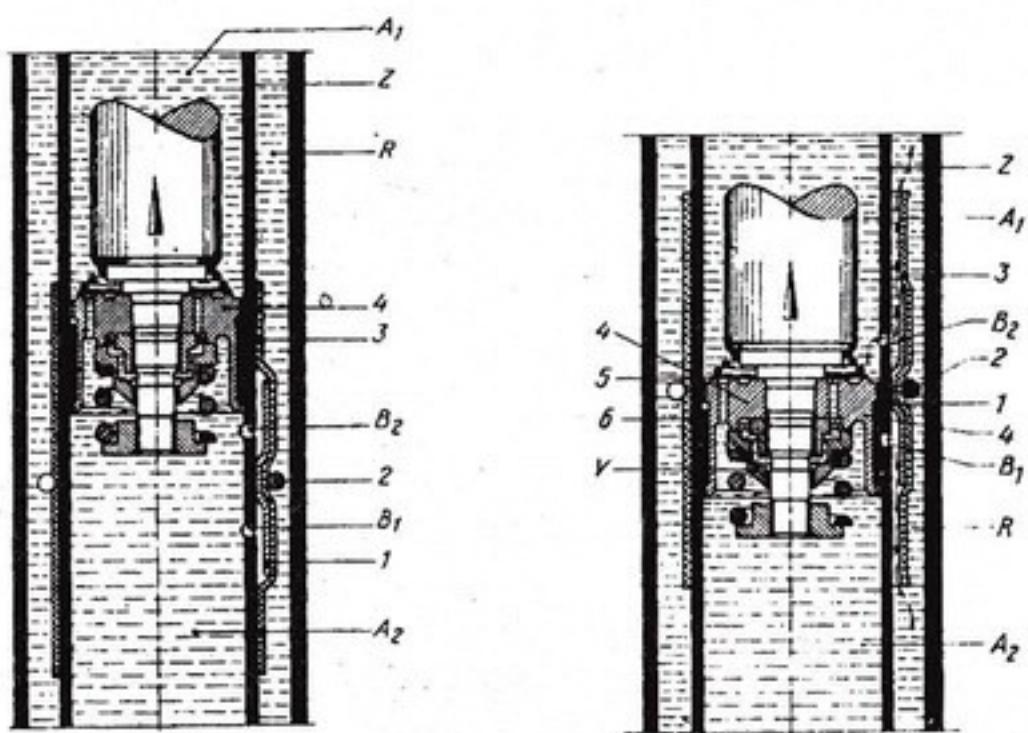
Со цел да се постигне промена на карактеристиката на амортизерот, т.е. да се управува со неа, а во зависност од условите на експлоатацијата, постојат бројни решенија преку кои се управува со степенот на отвореност на калибрираните отвори во клипот (сл. 12.107).

Со прикажаните решенија, под дејство на воздухот што се доведува во комората над амортизерот, се дејствува внатре врз вентилите, преку кои се управува со промената на еластичната карактеристика на амортизерот.



Сл. 12.107

На обликот на придушната карактеристика на амортизерот може да се дејствува и на начините претставени на сл. 12.108.



Сл. 12.108

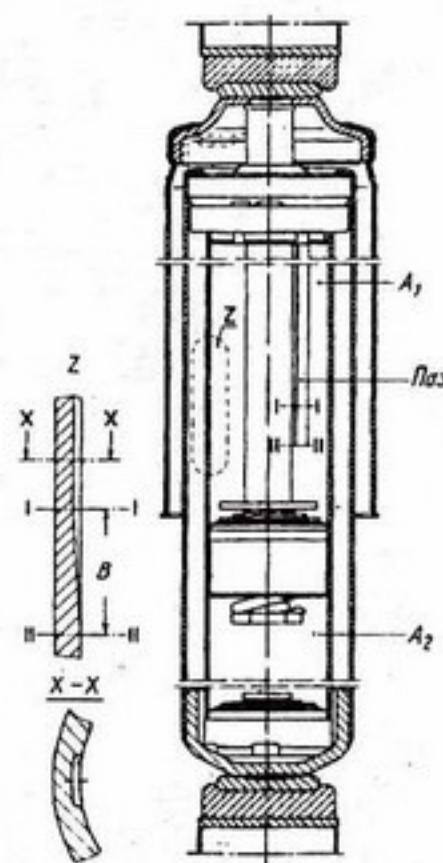
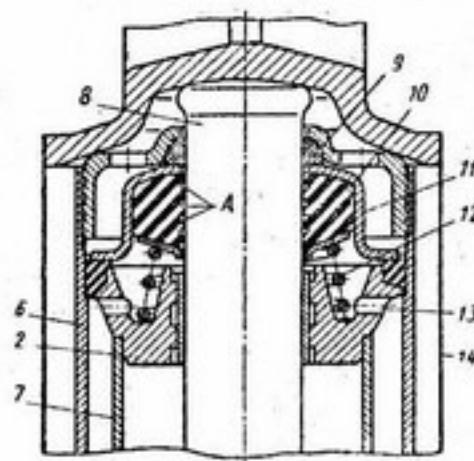
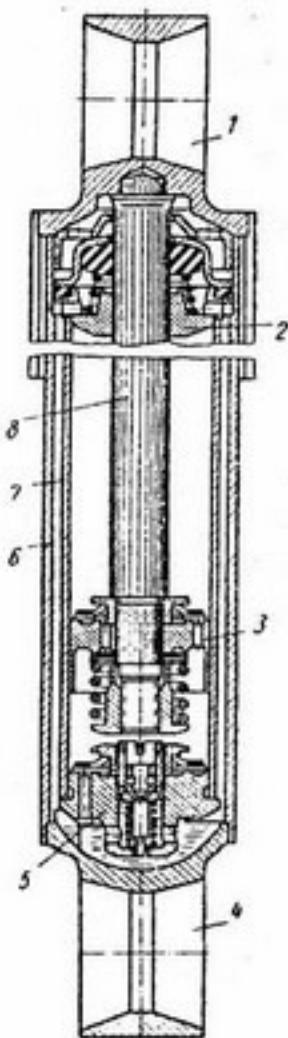
Како што се гледа од приказот, на внатрешниот цилиндар се направени отвори за спој кон надворешниот, а во зоната на отворите B_1 и B_2 е поставена еластична навлака 3. Како што се гледа, со

движењето на клипот во определена зона на неговиот од, тој потиснува течност и низ отворите B_1 и B_2 во компензацијскиот простор, но во преостанатиот дел од еластичната навлака не дозволува да има повратно струење низ овие отвори.

Слични можности за влијание врз карактеристиката од амортизерот се постигнува со решението прикажано на сл. 12.109, каде што во определен дел од цилиндарот се прави надолжен жлеб, па кога клипот се наоѓа во таа зона, низ жлебот, покрај него, се остварува циркулација на маслото од едната кон другата страна.

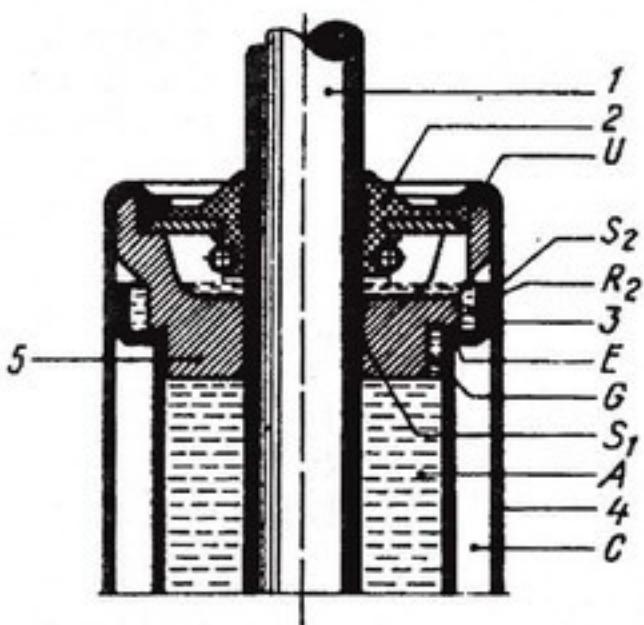
Посебно внимание при конструирањето на амортизерот се посветува на елементите на затнување помеѓу клипницата и телото на амортизерот (сл. 12.110).

Поради високите притисоци што владеат во амортизерот (и до 80 [bar]), за спречување на истекувањето на маслото од него се прави сложен систем на затнување; маслото кое поминува низ зјајот, помеѓу клипницата и лизгачкиот прстен, низ каналот 13 се враќа во компензацијската комора, а каналите А од затинката 10 спречуваат излез на масло надвор од амортизерот.



Сл. 12.109

Сл. 12.110

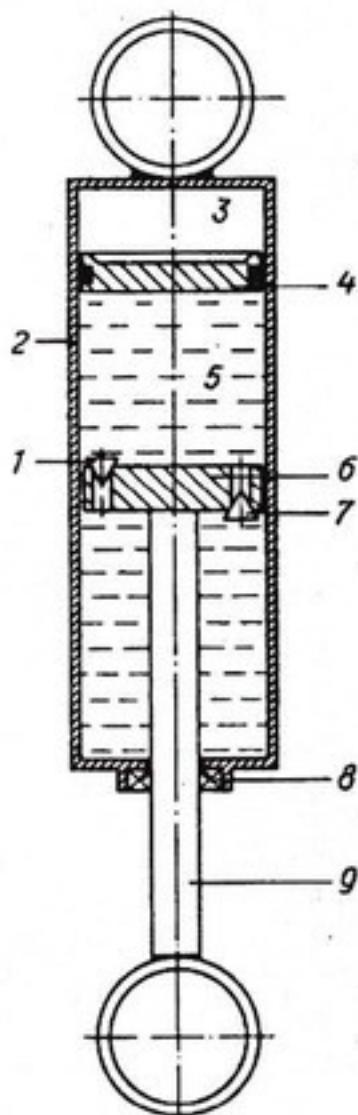


Сл. 12.111

Со посебна изведба на затнувањето, со споен канал, се остварува и следната дополнителна функција при ладењето на амортизерот. При завршувањето на возењето, течноста во амортизерот се лади, со што се намалува нејзината зафатнина. При овој процес, посебно при ниски температури на околната, во амортизерот се создава воздушен цеб, во кој простор низ затинките од атмосферата навлегува воздух, при што може да дојде до пиштење на амортизерот. Решението прикажано на сл. 12.111 овозможува, при ладење на течноста, низ каналот G во работниот простор A да навлезе масло од кружното резервоарче R₂, со што се спречува појавата на звук.

Проблемот со затнувањето е уште повеќе нагласен кај едноцевните амортизери, поради што се јавуваат бројни конструктивни изведби. Настојувањето за примена на овие амортизери произлегува од предноста што ја имаат поради директното ладење, но поради прецизната изработка, посебно на затнувањето, тие се поскапи за производство.

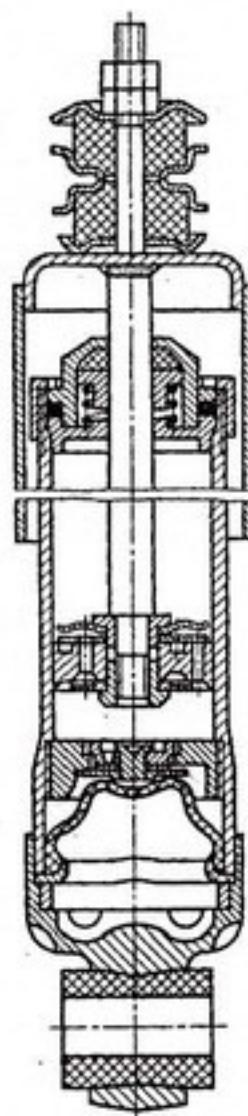
На сл. 12.112 е прикажан едноцевен амортизер со разделен клип, кај кој над клипот 4 се наоѓа гас под притисок кој го исполнува компензацијскиот простор 3. Под клипот 4 целиот простор е исполнет со масло, во кое се движи работниот клип 6 со своите вентили 1 и 7 и клипницата 9. Разделниот клип го спречува мешањето на гасот со маслото и спречува создавање емулзија и пенливост.



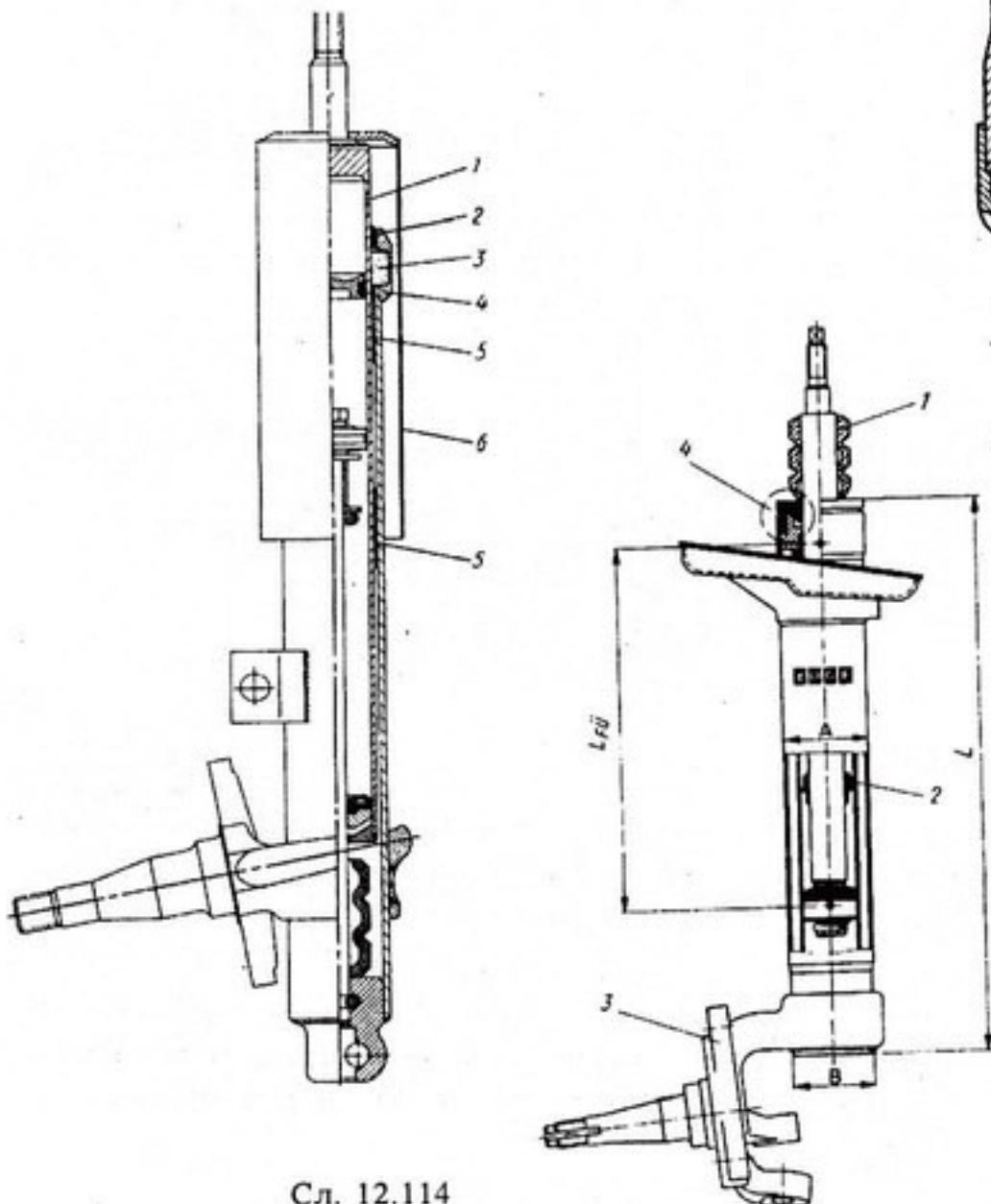
Сл. 12.112

На сл. 12.113 е прикажан едноцевен амортизер во чија долна зона е поставена мембранска преграда во која се наоѓа гас (воздух) кој ја исполнува компензациската комора. Од сликата се гледа дека струењето се врши со протекување на маслото низ калибрираните отвори на работниот клип, како и низ отворите во преградниот елемент, со што се создава отпор во амортизерот.

Со развојот на системите за потпирање, а поради повољностите што ги даваат вертикалните водилки, често пати амортизерот ја презема улогата на вертикална водилка, поради што конструктивно се изведува како носечки елемент заедно со ракавецот од тркалото (сл. 12.114).



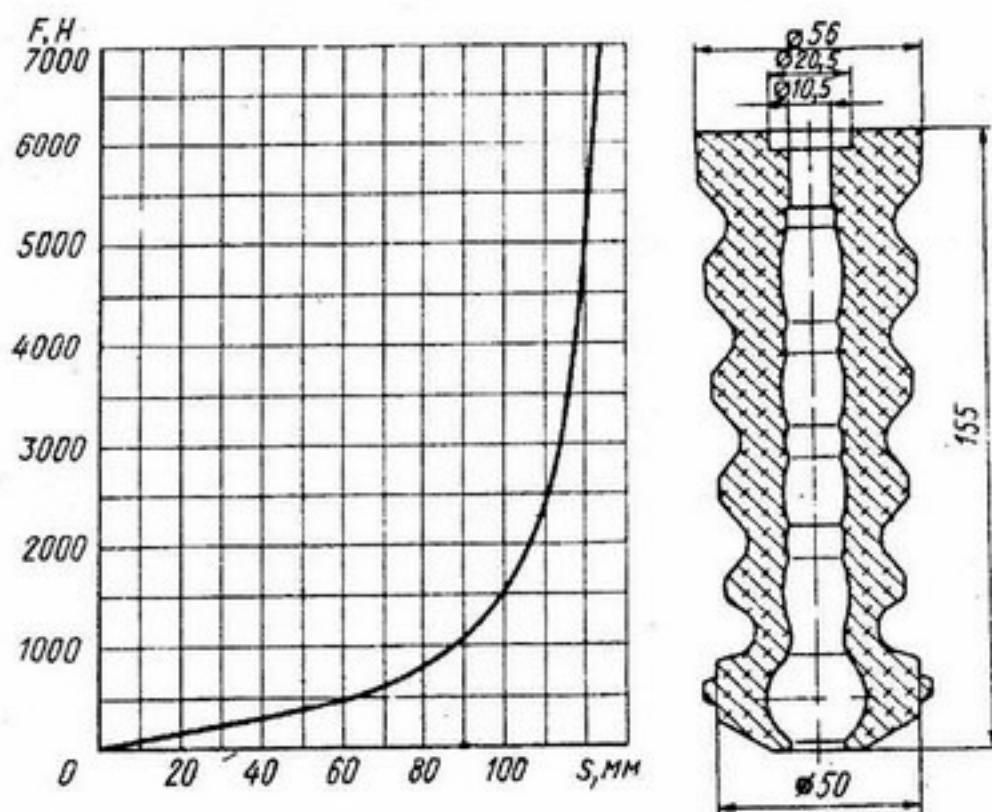
Сл. 12.113



Сл. 12.114

Ваквата позиција на амортизерот, непосредно до точката на осцилирање, поволно дејствува во искористувањето на одот, а амортизерот работи под полно оптоварување, за разлика од случаите кога би бил оптоварен преку преносен однос на лостовите од системот за потпирање.

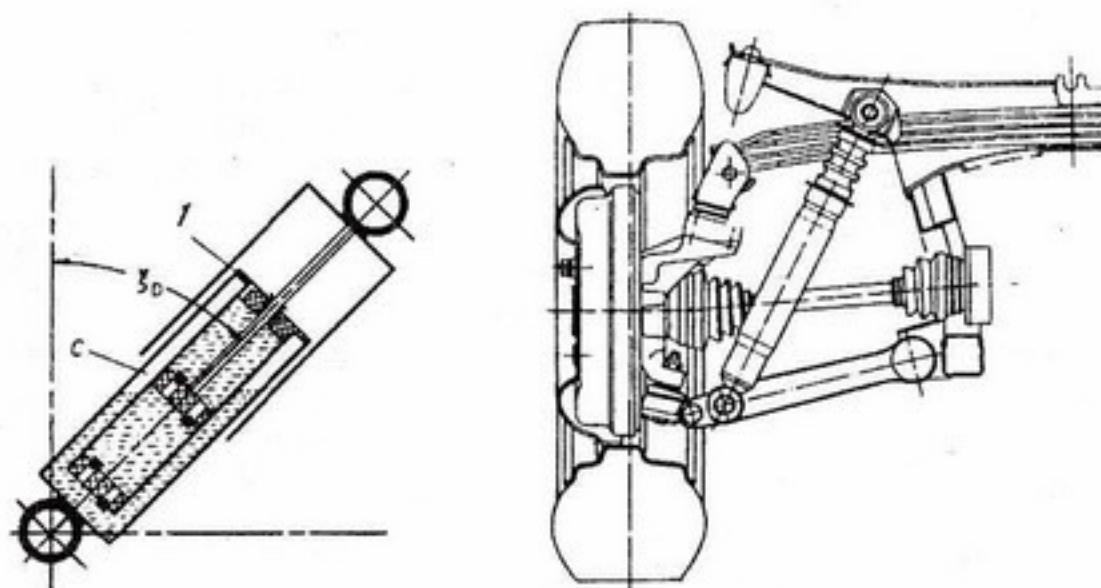
Како што може да се види од сл. 12.114, на горниот крај на амортизерот, или внатре во него, има поставено гумен одбојник кој дејствува како граничник, со што дополнително се искривува карактеристиката на еластичност, а тоа зависи од видот на одбојникот (сл. 12.115). Наедно ваквите граничници го штитат амортизерот од преоптоварувањето поради што сè почесто се применуваат



Сл. 12.115

Со цел да се искористи целиот карактер на придушната карактеристика на амортизерот во зависност од работниот од, а и од други конструктивни потреби, често пати амортизерот се поставува под наклон кој кај двоцевните амортизери е ограничен до агол од 45° (сл. 12.116).

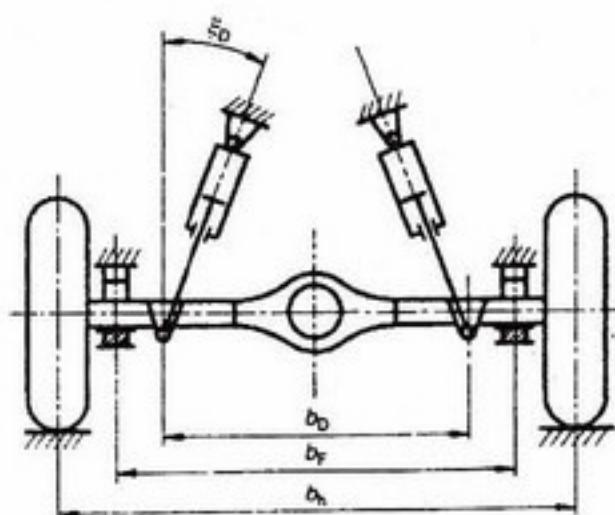
Кај системот со зависно потпирање, при дефинирањето на местоположбата и аголот на поставување на амортизерот, треба посебно да се води сметка за одот на системот за потпирање (сл. 12.117).



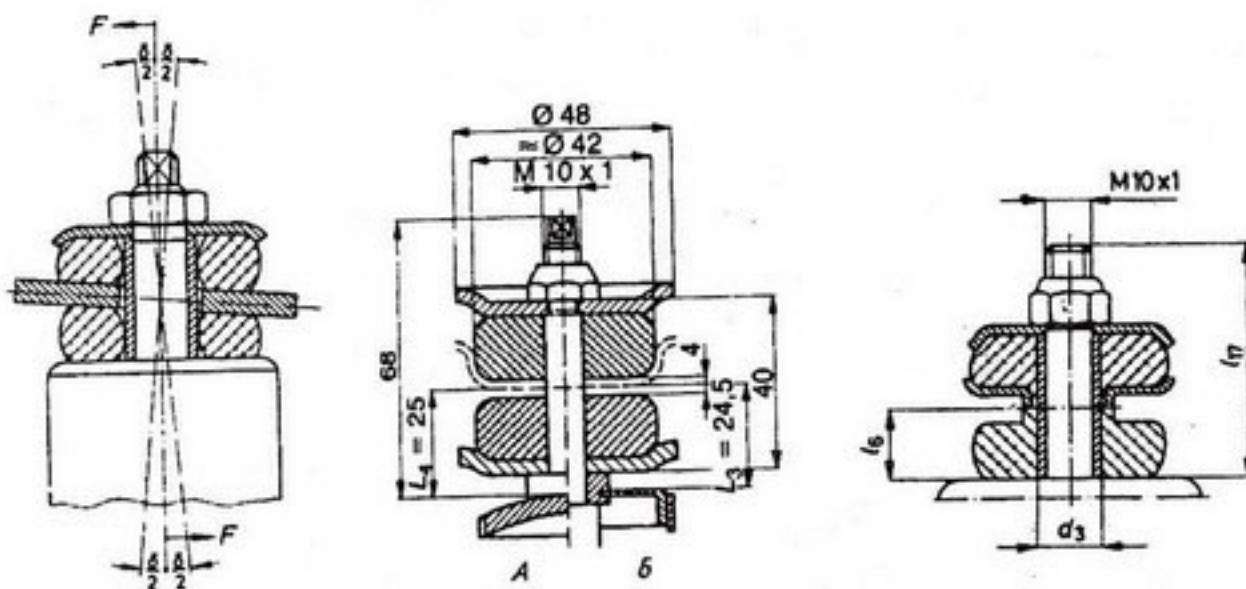
Сл. 12.116

Прицврстувањето на амортизерот за возилото се врши преку еластични елементи кои треба да овозможат соодветна еластичност при прифаќањето на аголните и бочните поместувања во точката на прицврстувањето.

На сл. 12.118 се прикажани неколку решенија за еластично прифаќање на клипницата од амортизерот за возилото.



Сл. 12.117



Сл. 12.118

Значајни укажувања за конструкцијата на амортизерите, се како, проблемите кои се јавуваат поради зјај помеѓу клипот и цилиндарот (сл. 12.103). Поради постоење зјај меѓу овие елементи, отпорот на амортизерот може да се намали и за 10% во ладна состојба, а кога амортизерот е во загреана состојба, поради смалената вискозност на маслото, отпорот може да се намали и за 30%. За да се смалат ваквите влијанија во технолошко-производна смисла, се вршат прецизни обработки со строги толеранции, се применуваат соодветни материјали (во последно време за клипот се користи и тефлон), а исто така се користи масло кое има мала промена на вискозноста со промената на температурата. За таа цел, како масло за полнење на амортизерите, обично се употребува мешавина од 40% трансформаторско и 60% турбинско масло.

Нагласен проблем кај амортизерот е појавата на емулзија и пенливост во зоната на допирот помеѓу маслото и воздухот (газот) во компензацијскиот простор. Појавата на вакви ефекти е присутна при нагло протекување на маслото во комората, т.е. при појава на плискање во компензацијскиот простор. Во таа смисла, решенијата од сл. 12.113 се многу поволни, а исто така струјните отвори низ клипот и низ преградните елементи треба да бидат поставени концентрично за да ја намалат турбуленцијата при протокот. Слични ефекти можат да се постигнат и со поставување прегради кои го прекршуваат струењето.

13. УРЕД ЗА УПРАВУВАЊЕ

Основна улога на уредот за управување е, преку него, возачот да го свртува моторното возило во саканата насока.

Основните услови што треба да ги исполнува уредот за управување се:

- да врши свртување на управувачките тркала на начин кој ќе обезбеди чисто тркалање на тркалото без пролизгивање;
- да го одржува правецот во движењето и да не предизвикува скршнување на возилото од тој правец. Оваа функција механизмот ја остварува со системот за потпирање и со положбата на предните тркала;
- да не се спротивставува на дејството на моментот кој врши исправање на тркалата по совладувањето на кривината;
- да обезбедува поголема сигурност на возачот при свртувањето, што се постигнува со зголемување на отпорната сила на управувачкото тркало со зголемување на аголот на свртувањето. За да се зачува овој осет на возачот, зголемување на отпорната сила со свртувањето на воланот се прави и кај хидрауличните сервопримачките механизми;
- да обезбедува минимално напрегање на возачот и да врши поголемо придушување на ударните оптоварувања од тркалото на воланот со цел да се намали заморот на возачот;
- да го оневозможува треперењето на воланот при возење со зголемени брзини;
- конструктивно системот да не дозволува да дојде до треперење на управувачките тркала од возилото;
- конструкцијата на уредот за управување да е проста, лесно да се регулира и одржува, и да биде надежна во работата.

Во зависност од конструктивните карактеристики и потребата за маневарски перформанси, уредот за управување може да дејствува кај двооскините возила на предната, на задната или на двете оски.

Кај возилата со три оски овој уред може да ги управува само предната, предната и задната, предната и средната оска, а кај четириоските возила управувањето може да биде во повеќе комбинации.

Управувањето на возила со приколки, исто така, претставува посебно сложен проблем, поради што постојат повеќе конструктивни изведби со кои целосно се управува влечниот воз за да добие максимални маневарски перформанси.

Кај моторните возила на тркала, според конструктивните изведби, управувачките механизми можат да бидат изведени како:

- механички,
- механизми со сервозасилување.

Механичките управувачки механизми се делат според видот на преносните елементи и можат да бидат запчести, полжавести, завојни, со палец, со валјачиња итн.

Механизмите со сервозасилување можат да бидат изведени како хидраулични, пневматски, вакумски, а постојат и комбинирани изведби.

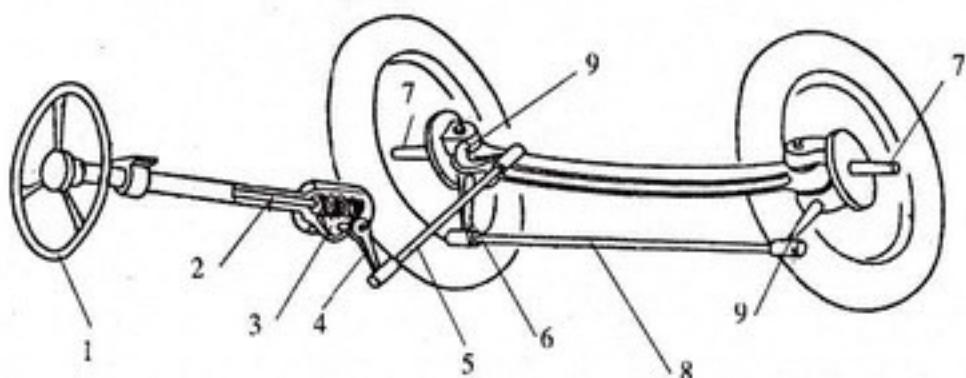
Во поглед на големината на преносниот однос при свртувањето на тркалата, управувачките механизми можат да имаат константен или променлив преносен однос.

Во конструктивна смисла, управувачките механизми се состојат од два основни механизма:

- преносник на управувачкиот механизам (или преносник)
- преносен механизам на управувачот.

Преносникот на управувачот има улога кружно вртење на воланот да го претвора во осцилаторно движење на излезниот лост, а преносниот механизам, всушност, го сочинуваат лостовите кои осцилаторно движење од излезот на управувачкиот механизам го претвораат во поместување на тркалата во саканата насока, со соодветни кинематички параметри, а со цел да се задоволат барањата што му се поставуваат на овој механизам.

За појаснување на наведената поделба, на сл. 12.01. е даден приказ на механички систем за управување кој ги содржи следниве делови: 1 – управувачко тркало или волан, 2 – оска на управувачкото тркало која во приказот е поставена во облога, 3 – преносник на управувачкиот механизам (или само преносник), кој во конкретниот случај е полжавест, 4, 5, 6, 8 и 9 – елементи на преносниот механизам – лостови кои носат конвенционални имиња и тоа: 4 – лактест лост, 5 – потисен лост, 6 – долен лост, 8 – сврзувачки лост и 9 – сврзувачки лост од ракавецот, а со 7 се означени управувачките ракавци од возилото.



Сл. 13.01.

Покрај наведените барањата овие механизми да бидат применети кај моторните возила, тие мора да исполнуваат и други посебни барања.

Максималната сила на воланот при свртување на возилото на место на асфалтна подлога, за патничките возила, треба да биде во границите од 4 до 7 [daN], за товарните возила оваа вредност се движи помеѓу 15 и 20 [daN], а кај тракторите оваа вредност се наоѓа во границите помеѓу 30 и 40 [daN].

Кај возилата со сервозасилување, силата на воланот вообично е поголема од 3 [daN].

Аголот на свртување на воланот зависи од видот на возилото и се движи од 1,8 до 2 круга за секоја страна од симетралата, при што помалата вредност се однесува за патнички возила.

Преносниот однос кај управувачките системи се движи: од 13 до 22 за патничките возила, а од 20 до 25 за тешките моторни возила. Изнесените барања и ограничувања, секако, битно влијаат врз изборот на системот за управување, односно врз изборот на преносниот механизам и преносникот на управувачот, а исто така тие ја лимитираат и можноста за вградување механички систем, односно ја утврдуваат потребата за вградување на систем со серводејство.

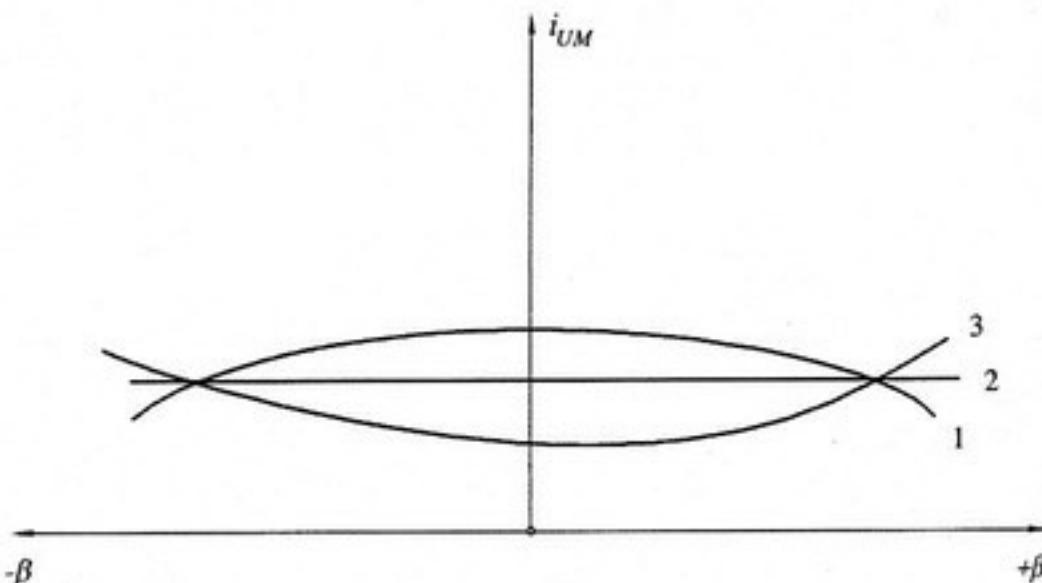
13.1. Преносник на управувачкиот механизам

Основни карактеристики со кои се одликува преносникот на управувачкиот механизам се преносниот однос (i_{UM}) и директниот и повратниот степен на полезно дејство на преносникот (η_d и η_p).

Преносниот однос, всушност, се дефинира како однос на бројот на вртежите на воланот и излезното вратило од преносникот на управувачот. Со цел да се намали напорот на возачот, се настојува да се оствари поголема вредност на преносниот однос. Меѓутоа,

ваквото барање е ограничено со фактот дека со зголемувањето на преносниот однос се зголемува и бројот на круговите на воланот за свртување на управувачките тркала, за агол од $-\beta$ до $+\beta$, односно од крајно лева до крајно десна положба, што е ограничено квалитативно, зашто за таква операција е потребно повеќе време кое недостасува при возење со зголемени брзини. Исто така, во зависност од видот на возилото, преносниот однос треба да овозможи задржување на чувството за управливост. Имено, од овој систем се бара да пружа зголемен отпор при свртување на воланот, поради што се зголемува напорот на возачот и се задоволува барањето за чувство при управувањето.

Според постојните конструктивни изведби, управувачките механизми се прават со променлив и со константен преносен однос (сл. 13.02).



Сл. 13.02

Бидејќи, во принцип, да се запази чувството за управливост се настојува, со зголемување на аголот β , да расте и отпорот на воланот, потребно е да се анализира која од наведените криви од дијаграмот е најповољна. По оваа проблематика мислењата се поделени, но преовладува мислењето дека кај патничките возила поповолно е да се примени кривата 1 што значи дека големината на преносниот однос опаѓа со зголемувањето на аголот β .

Кај тешките и работните возила, кои се движат по лоши патишта, поповолно е да се користи кривата 3, бидејќи кај овие возила се работи за мали брзини на движење, па стабилизационите моменти (кои возилото го одржуваат во правец) се помали, а поради неизбежното бочно пролизгување кое настанува кај овие возила се зголемува отпорот на управувачот иако i_{UM} расте. Треба да се спомене дека со растењето на i_{UM} расте и аголот на свртувањето на тркалото β .

Кривата 2 се јавува како последица на конструктивното решение на системите, а не поради некои посебни барања. На следните слики се прикажани шеми на преносници од управувачот кои остваруваат разни преноси спрема кривите 1, 2 и 3.

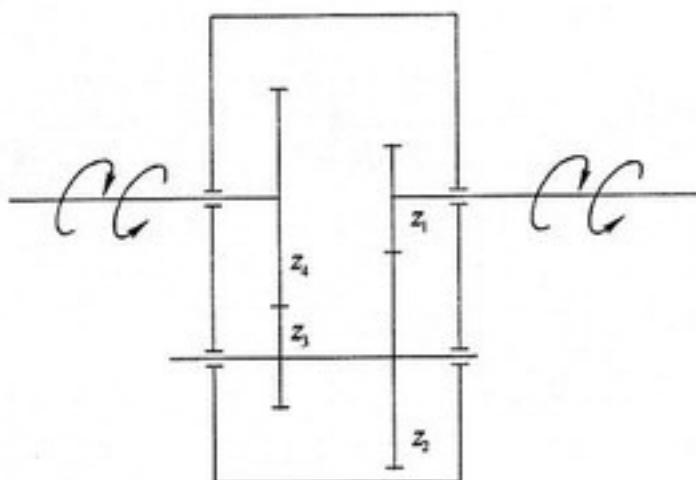
Степенот на полезно дејство на управувачот во директниот процес на управување η_d треба да е поголем, со што се намалуваат механичките загуби при управувањето. Меѓутоа, во повратниот процес, при удар на тркалото во странични препреки, кога моментот се пренесува од тркалата низ преносниот механизам и управувачкиот механизам кон воланот, повратниот степен на полезно дејство η_p треба да е што помал за да се оствари поголемо триење во преносот, со што се смалуваат ударните појави на воланот. Врз основа на изнесеното, посебно значајна карактеристика на овие преносници се вредностите на директниот и повратниот степен на полезно дејство.

Тргнувајќи од потребата да се задоволат наведените барања, а притоа да се постигне голема надежност и економичност во градбата, во практиката се сретнуваат бројни изведби на вакви преносници кои, според конструктивните карактеристики, можат да се систематизираат во неколку групи:

- преносници на управувачот со цилиндрични запченици,
- преносници на управувачот со назабена летва,
- преносници на управувачот со конусни запченици,
- преносници на управувачот со полжавести запченици,
- преносници на управувачот со завртки и навртки,
- преносници на управувачот со кулиси.

13.1.1. Преносник на управувачот со цилиндрични запченици

Преносниците со цилиндрични запченици (сл. 13.03) релативно ретко се применуваат поради тоа што за остварување на поголеми преноси односи бараат поголем габарит. Основен недостаток на овој вид преносници е тоа што вредноста на директниот и повратниот степен на полезно дејство се идентични, па преносникот не може да ги придуши ударите од патот кои низ преносот се пренесуваат до воланот.



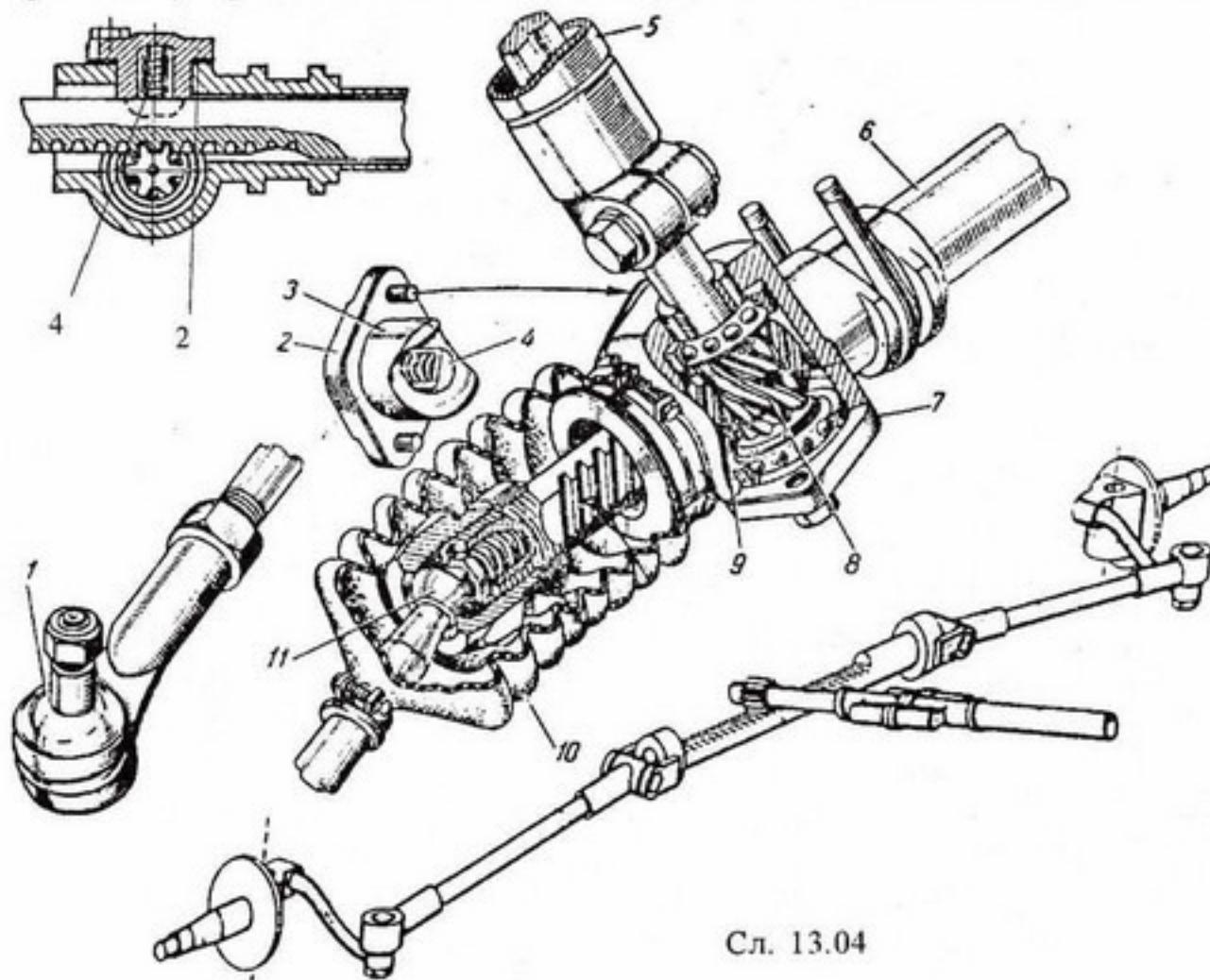
Сл. 13.03

13.1.2. Преносник со назабена летва

Поради едноставната конструктивна изведба и малиот број елементи што го сочинуваат системот, овој вид управувачки механизми (сл. 13.04) наоѓа сè поголема примена кај лесните товарни возила. Самиот преносник во системот е така интегриран што назабената летва наедно го заменува и сврзувачкиот лост во преносниот механизам од управувачот, а поради зглобната врска овој систем е погоден за примена кај возилата со независно потпирање.

Преносникот се одликува со компактна и прста конструкција со минимален број зглобни врски (само шест), едноставен е за производство, има мали димензии, поседува можност за автоматско анулирање на зјајот, остварува преносен однос ($i_{UM} = 10 \div 15$), а има висок директен степен на полезно дејство и ниска производна цена.

Како слабост на овој преносник се смета фактот што тој не може да оствари променлив преносен однос ($i_{UM} = \text{const}$ – крива 2, сл. 13.02), а наедно повратниот степен на полезно дејство е голем па преносникот не ги ублажува ударите од тркалата до воланот. Исто така, овој преносник како конструктивно решение е осетлив на повратните удари кои значително го смалуваат неговиот век на работа.



Сл. 13.04

На посебен деталь и на пресекот на сликата е прикажан уредот со пружина 4 кој притиска врз летвата и обезбедува допир со запченикот, со што се анулира зјајот во запците кој се јавува со нивното истрошување во текот на експлоатацијата.

Поради специфичноста на работа на запчестата спрега запченик со назабена летва, подмачкувањето на преносникот се врши со трајно полнење со маст, а на излезните краеви се поставуваат еластични ребрести манжетни.

Во зависност од видот на назабувањето, допирот може да се оствари со запченици со прави или со коси запци. Запченикот и летвата се изработуваат од челик за подобрување или од легиран челик.

13.1.3. Преносник на управувачот со конусни запченици

Овој вид преносник ретко се применува, и тоа само кај некои видови трактори и работни возила. Самиот преносник (сл. 13.05) се состои од конусен запченик 1 кој своето движење го предава на конусниот сегмент 2, а овој, вртејќи ја оскичката 3 го предава движењето на лактестиот лост 4.

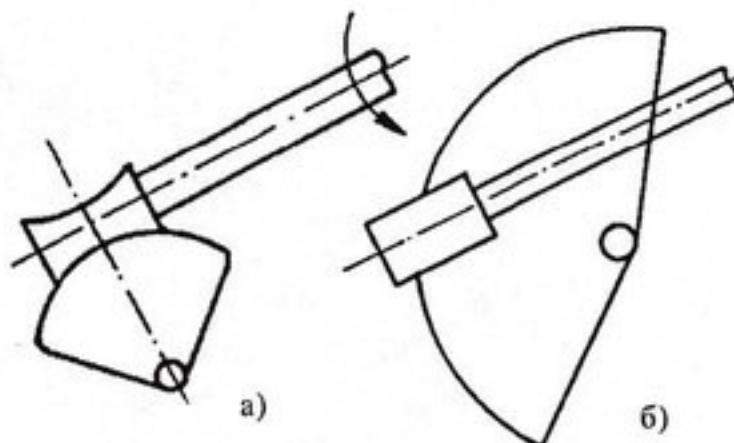
Преносникот е чувствителен на повратни удри, а има и големи димензии во случај кога со него треба да се остварат големи преносни односи, што го прави непогоден за примена кај друмските возила.



Сл. 13.05

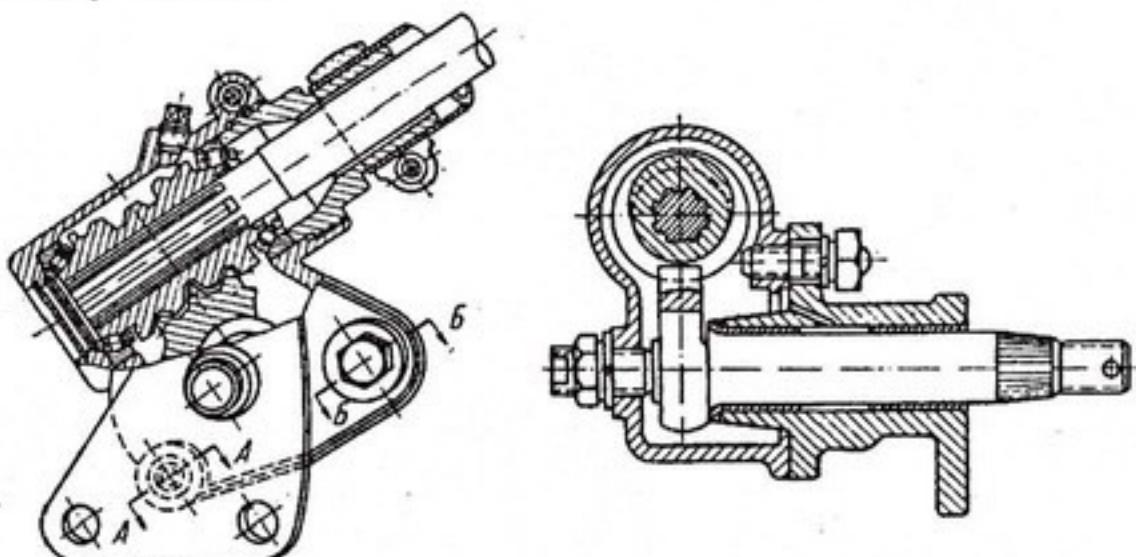
13.1.4. Преносник на управувачот со полжавести запченици

Според концептот на градба, полжавестите управувачки преносници се изведуваат како комбинации на центрично поставен полжавест запченик и сегмент од полжавесто тркало (сл. 13.06а) и комбинација на ексцентрично поставен полжавест запченик и полжавесто тркало (сл. 13.06б).



Сл. 13.06

Конструктивното решение со центрично поставен полжавест запченик и запчест сегмент (сл. 13.07) многу често се користи кај патничките и товарните возила. Тие се одликуваат со можност за остварување на голем преносен однос ($i_{UM} < 35$), а поради вградување и на глобоидалната форма на полжавести запченици, преносниот однос е променлив, што е поволно за создавање чувство за управливост кај возачот.



Сл. 13.07

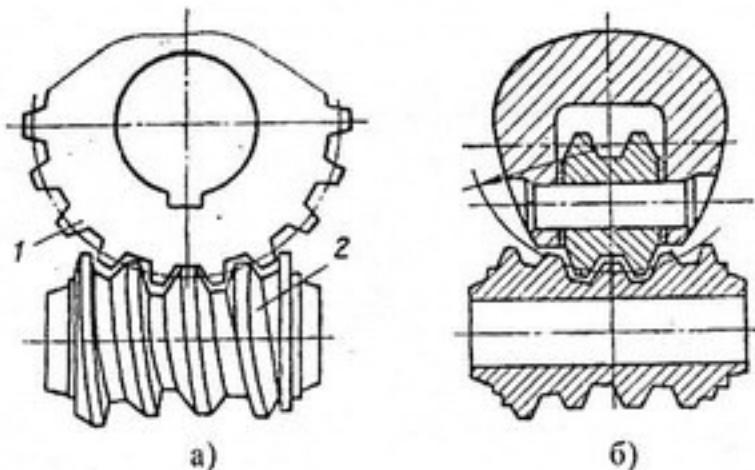
Преносникот има релативно ниска вредност на директниот степен на полезно дејство $\eta_d = 0,5$, но исто така повртниот степен на полезно дејство $\eta_p = 0,4$, што го први системот неосетлив за пренос на ударните оптоварувања од тркалата кон воланот.

Преносникот на управувачот со странично поставен полжавест преносник (сл. 13.08) оставира поголеми преносни односи па, поради ваквата можност, наоѓа поголема примена кај среднотешки и работни возила.



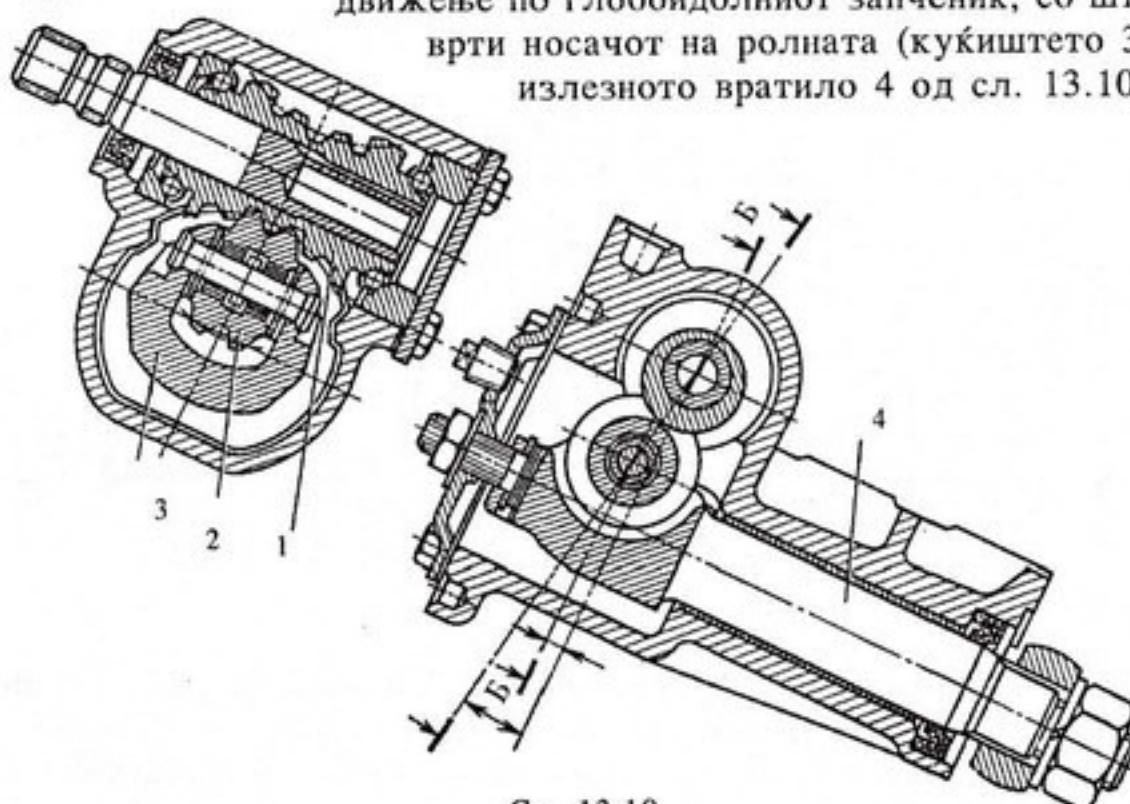
Сл. 13.08

Со цел да се избегнат неповољностите што ги има полжавестиот преносник поради многу нискиот коефициент на полезно дејство ($\eta_d = 0,4 \div 0,5$), развиено е решение каде што глобоидолниот полжавест запченик, наместо да биде спречнат со полжавест запченик (сл. 13.09a), се спречнува со ожлебен цилиндар (вметната ролна) кој претставува само сегмент со два заба од полжавестото тркало (сл. 13.09b).



Сл. 13.09

Со ваквото решение, со вртење на глобоидалниот полжавест запченик (1), ожлебениот цилиндар 2 се врти околу својата осичка на лежиштата, а наедно прави лачно движение по глобоидолниот запченик, со што го врти носачот на ролната (кукиштето 3) со излезното вратило 4 од сл. 13.10.

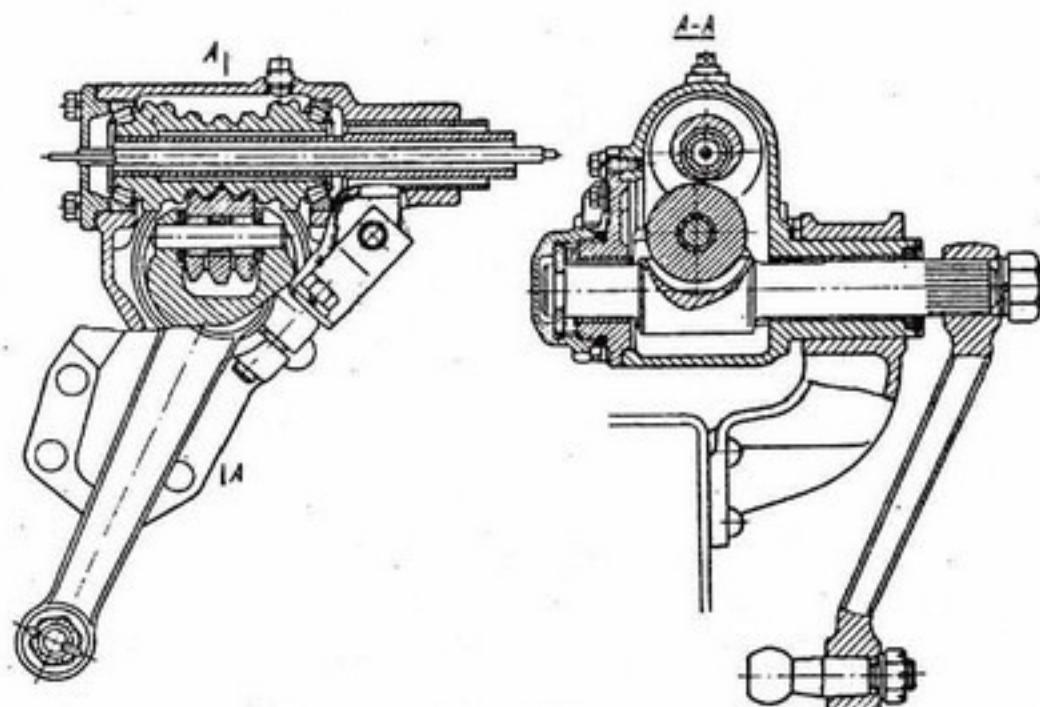


Сл. 13.10

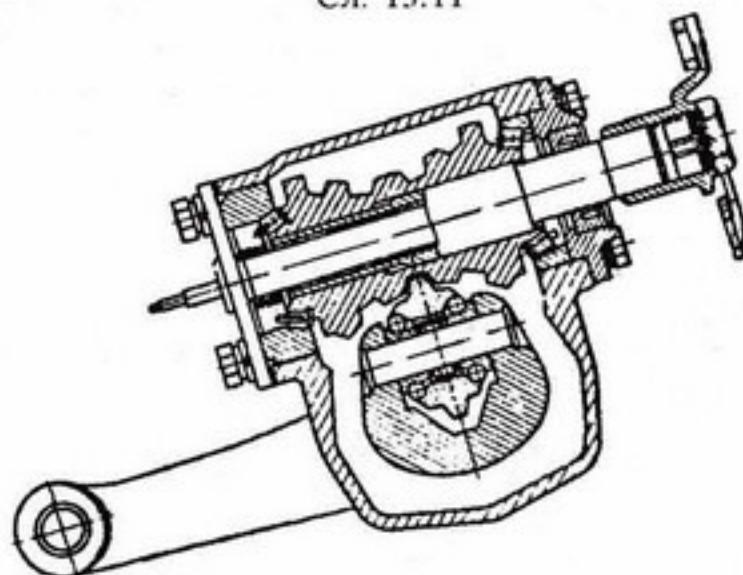
Со вметнување на ожлебен цилиндар, всушност, се избегнува триенето меѓу забите кое се јавуваше меѓу полжавов и полжавестото

тркало, поради што директниот коефициент на полезно дејство изнесува $\eta_d = 0,77$ до $0,82$, а $\eta_p = 0,6$.

Кај пооптоварените преносници бројот на бреговите на цилиндарот се движи до три (сл. 13.11), а кај лесните возила се применуваат решенија и со еден брег на цилиндарат (сл. 13.12).



Сл. 13.11



Сл. 13.12

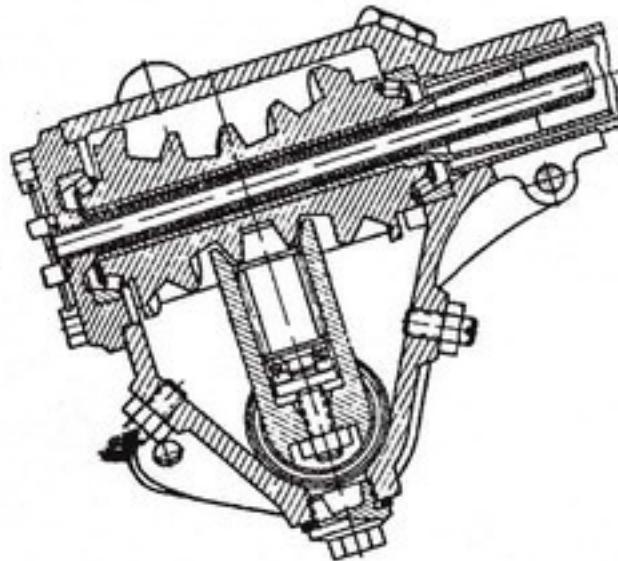
На сл. 13.13 е даден аксонометриски приказ на функционирање на ваков преносник со цилиндар со два брега за разни позиции на зафат, од што може да се согледа и променливоста на преносниот однос при вртење на преносникот.

На сл. 13.14 е прикажан преносник на управувачот кој работи на ист принцип како што се веќе описаните, а во конкретниот случај



Сл. 13.13

ожлебениот цилиндар е заменет со вертикален цилиндричен елемент, чиј крај конусно е обликуван и се зафаќа во спрека со глобоидниот полжавест запченик. При работата на овој преносник, поради појавеното триење во зафатот, доаѓа до вртење на цилиндричниот елемент во лежиштето, па е избегнато лизгањето во допирот, со што е зголемен и директниот коефициент на полезно дејство.



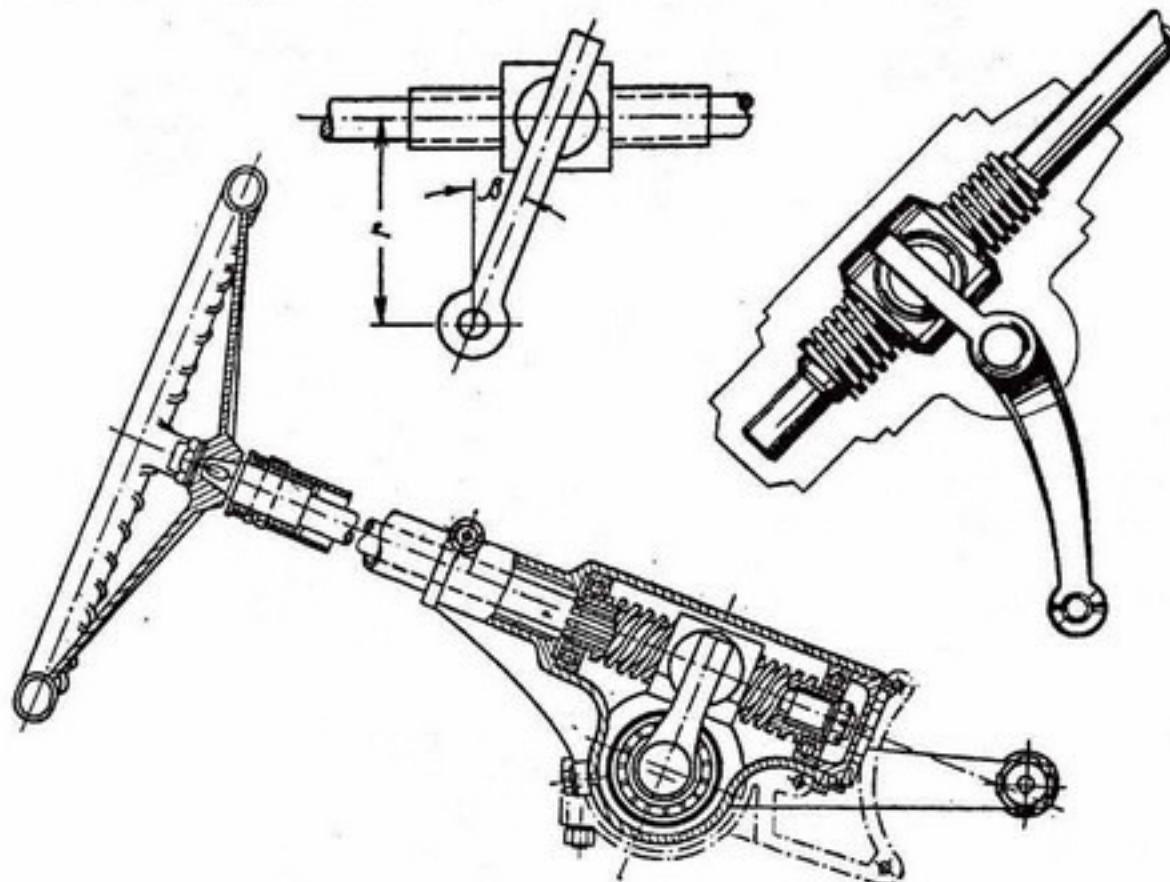
Сл. 13.14

13.1.5. Преносник на управувачот со завртка и навртка

Поради својата почетна едноставност во преносот, механизмите со завртка и навртка се сретнуваат во повеќе конструктивни облици, со цел да се доближат до барањата на променливост на преносниот однос во зависност од свртеноста на тркалата и да се зголеми директниот кефициент на полезно дејство. Во таа смисла се изведени решенија на винтови преносници со: завртка-навртка и клатечки лостови, со клатечка завртка; со завртка и со подвижна навртка. Во посебна подгрупа на овој вид преносници спаѓаат управувачките преносници со бескраен синцир на топчиња.

Преносникот со завртка и навртка и клатечки лост прикажан на сл. 13.15 својата функција ја остварува така што, со вртење на воланот, навртката се движи аксијално по винтот. При такво движење клатечкиот лост, кој е во лизгачки контакт со навртката, бива буткан од неа и се клати, па зазема положба β во однос на симе-

транспортната, при што истовремено се извршува (вовлекува) во допирот со навртката, односно ја менува допирната должина помеѓу навртката и излезното вратило.



Сл. 13.15

При свртување на воланот за агол α [rad], навртката се поместува за должина s која е во функција од чекорот на навојницата h и изнесува:

$$s = \frac{h}{2 \cdot \pi} \cdot \alpha$$

За определено свртување на клатечкиот лост неговата позиција се дефинира со аголот β кој изнесува:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{s}{r},$$

односно аголот α изнесува:

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \operatorname{tg} \beta}{h}$$

Зависноста на аголот β од α е дадена со нивната промена и претставува преносен однос на управувачкиот преносник кој изнесува:

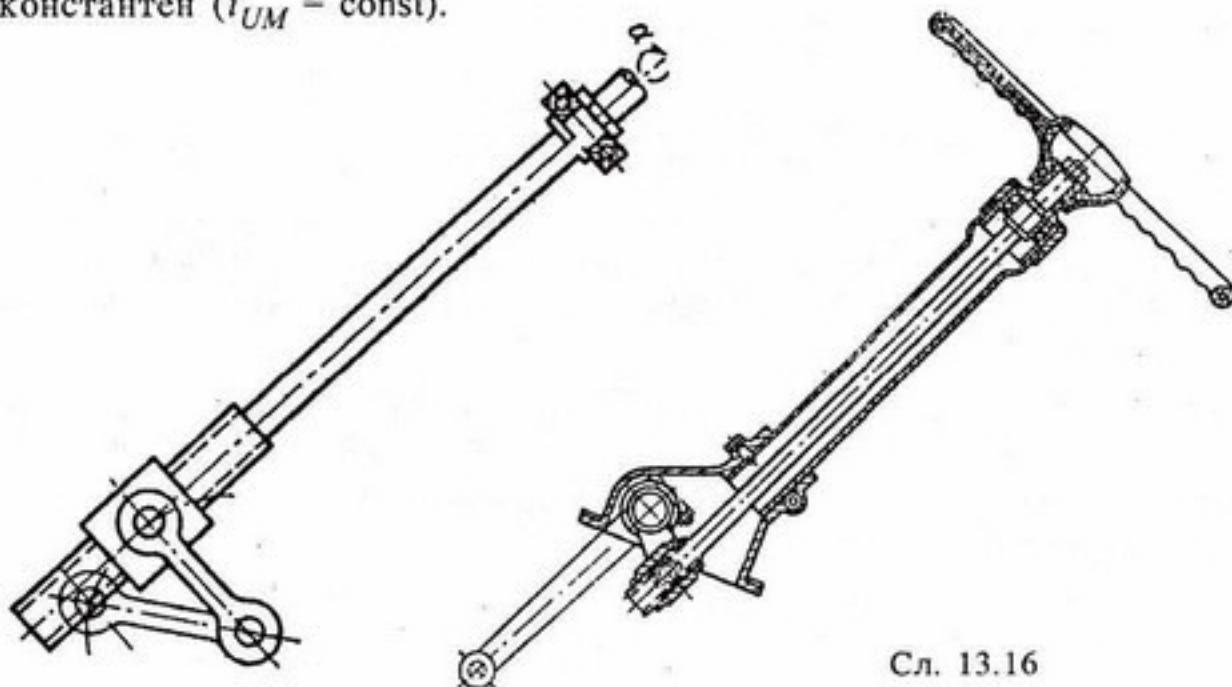
$$\frac{d\alpha}{d\beta} = i_{UM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{h \cdot \cos^2 \beta}$$

Од изразот се заклучува дека преносниот однос е најмал при $\beta = 0$ (средна положба), а тој расте ако навртката се наоѓа лево или десно од средната положба (сл. 13.02 крива 3). Тоа значи дека со свртувањето на воланот, поради порастот на преносниот однос, се намалува силата врз воланот, па се губи чувството за управливост. Поради ова, примената на овој преносник е предодредена за возила и работни машини – трактори кои се движат по лоши патишта, па, поради растењето на бочната реакција (од закопување во земја при движење и свртување), сепак доаѓа до задржување на осетот за управливост.

Доколку навојницата се направи со променлив чекор ($h \neq \text{const}$), тогаш во текот на движењето на наврткаата се менува и вредноста на отпорот, односно на директниот степен на полезно дејство, со што се анулира влијанието на порастот на i_{UM} и се добива осет за управливост. Меѓутоа, оваа изведба се избегнува поради сложениот начин на изработка. Големината на преносниот однос кој се остварува со овој вид преносник се движи: $i_{UM} = 20 \div 25$.

Со цел да се избегне основниот недостаток на претходниот систем (пораст на i_{UM} од β), проектирани се други конструктивни изведби.

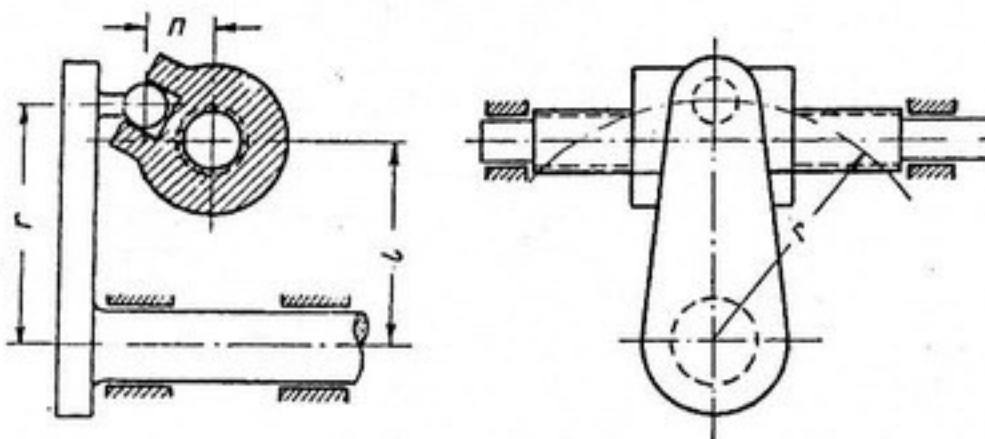
На сл. 13.16 е прикажано решение со клатечка завртка. Со ова решение е постигнато преносниот однос во целиот интервал да остане константен ($i_{UM} = \text{const}$).



Сл. 13.16

Како што се гледа од шемата и од пресекот, вратилото од навртката е влежиштено само во горната зона додека долу, кај винтот, е слободно и работи како конзола. Исто така се гледа дека клатечкиот лост е цврсто поврзан со навртката и со излезното вратило и не го менува растојанието до осовинката на ротација на лактестиот лост (како што беше во претходниот случај), па при вртење на воланот неговото вратило се клати кон и од излезното вратило од преносникот, при што $i_{UM} = \text{const}$.

Винтовиот механизам со завртка и подвижна навртка (сл. 13.17), исто така, остварува променлив преносен однос во зависност од позицијата на свртеност на воланот, односно на навртката.



Сл. 13.17

Ако се воспостави однос помеѓу параметрите на преносот прикажани на сликите 13.15 и 13.17, се добива:

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{h} \cdot \sin \beta$$

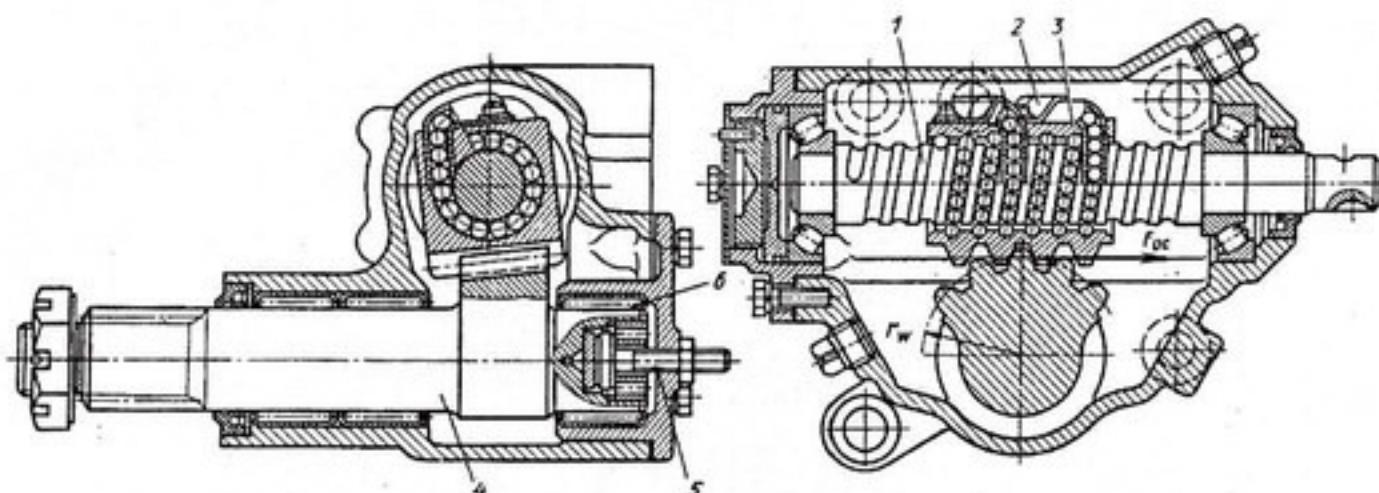
$$i_{UM} = \sqrt{\frac{(2 \cdot \pi \cdot r)^2}{h^2} - \alpha^2}$$

Графичката интерпретација на последниот израз се поклопува со кривата 1 од сл. 13.02, што е најповолен случај за примена на преносникот.

Поради едноставната конструкција и ниската цена, ваквите механизми наоѓаат примена кај лесните моторни возила бидејќи, покрај лошиот η_d , силата за управување со возилото е во границите на пропишаните вредности.

Со цел да се зголеми вредноста на директниот степен на полезно дејство, односно да се намалат отпорите од триенјето што се

јавуваат во директната навојна врска, развиени се решенија на индиректен контакт во навојната врска преку топчиња. Со овој начин вредноста на η_d се качува и до 0,98, поради што овој вид преносници (сл. 13.18) често се користат и кај лесните товарни возила.



Сл. 13.18

Од сликата се гледа дека со вртење на воланот се врти вратилото со навој 1, во чии жлебови се поставени топчиња кои со ротацијата се движат по каналот и, циклично, низ спроводниот канал 2 се враќаат на почетниот влез во преносникот, при што работат како бескраен синцир. При такво движење тие истовремено ја повлекуваат навртката 3 која е во зафат со запчестиот сегмент од излезното вратило 4 кое е поставено на игличестите лежишта 6, а регулирање на зјајот се врши со завртката 5.

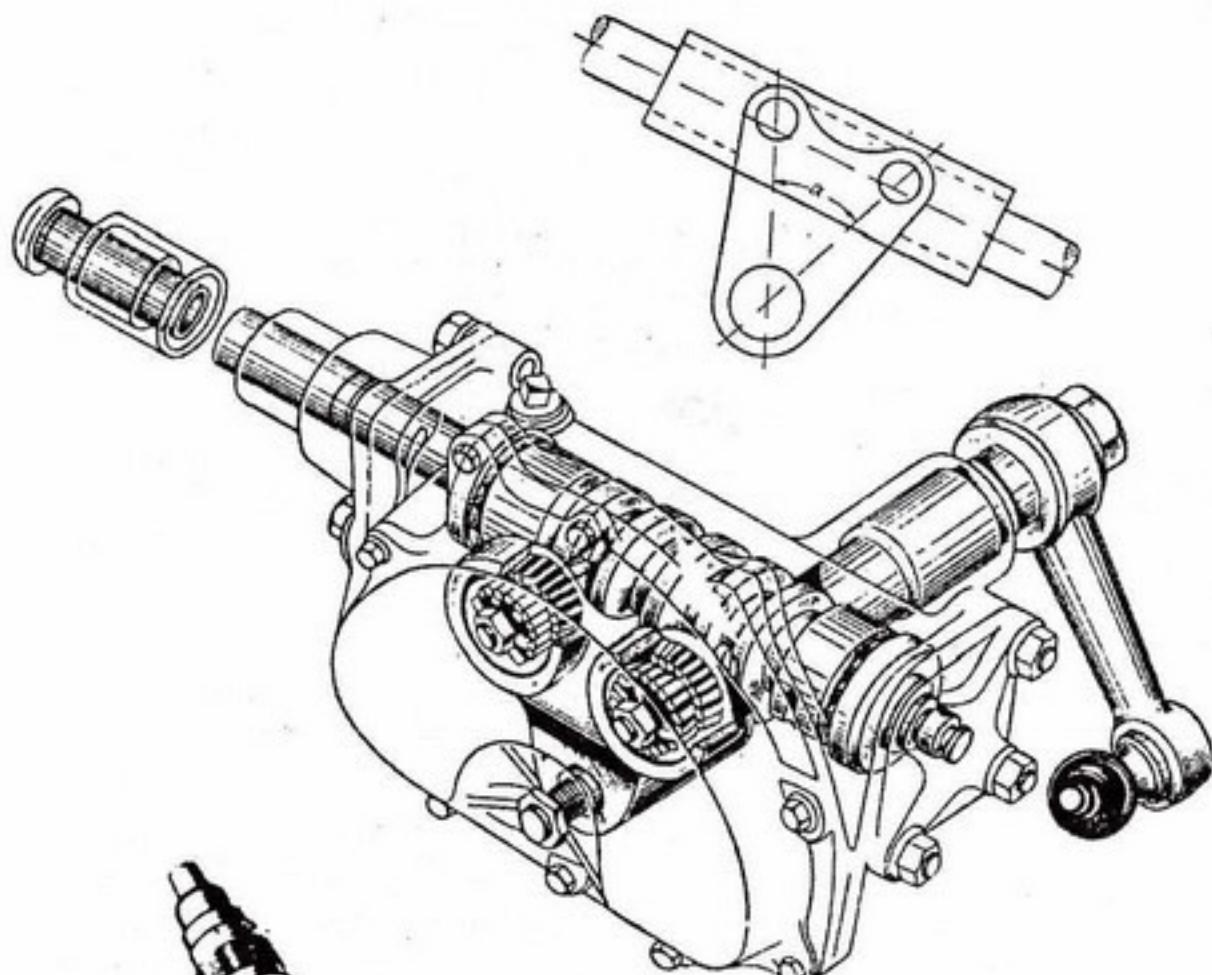
Поради големиот контактен притисок во навојната врска, а со цел да се добие висока надежност, овој спој обично се прави со тврдост од 58 до 64 [HRc].

13.1.6. Преносник на управувачот со кулиси

Ваквите преносници, од кинематички аспект, можат да остварат соодветна функција на промена на преносниот однос, а наедно можат да остварат и релативно големи вредности на преносот, што ги прави прифатливи за примена кај возилата и автобусите, а посебно за возила кои се движат по лоши патишта.

Директниот степен на полезно дејство зависи од начинот со кој палецот од кулисата се зафаќа со винтот (жлебовите) од преносникот. Доколку контактот помеѓу палецот со жлебовите е само со

лизгање, η_d има мала вредност, но кај современите изведби (сл. 13.19) контактот се остварува со вртење на палецот во лежиштата, поради што η_d има висока вредност.



Сл. 13.19



Сл. 13.20

Во конструктивна смисла, во зависност од видот на возилото, односно од неговата маса, овие преносници се изведуваат со еден (сл. 13.20) или со два палца (сл. 13.19).

Постојат и многубројни други изведби за преносници на управувачот кои во повеќето случаи се сведуваат на комбинација помеѓу постојните.

Посебен проблем кај системот за управување претста-

вуга запазувањето на зјајот во системот, со кој се обезбедува сигурност во управувањето и отстранување на преносот на ударите од тркалото до воланот.

Слободниот од на тркалото од управувачкиот механизам кај новите возила е 10° - 15° и таа вредност треба да се приспособува и со текот на експлоатацијата, поради што овие механизми треба да имаат конструктивна можност за дотерување на зјајот.

13.2. Сервоуправувач

За свртување на управувачките тркала кај тешките товарни возила потребна е голема сила за да се совладаат реакциите од подлогата. Остварувањето на така големи сили по механички пат е можно само со зголемување на преносниот однос во управувачкиот механизам, но од друга страна, ова дејствува и на зголемување на времето за свртување што, пак, при движење со поголеми брзини, не обезбедува доволно брза управливост со возилото. При сето ова, возачот вложува значителен напор при управувањето со возилото, од што бргу се заморува.

Исто така, кај современите патнички возила кои се движат со поголеми брзини потребно е да се скуси времето (аголот) на вртење на воланот за возилото да добие добра управливост без напор на возачот.

За да се избегнат наведените недостатоци, на возилата се вградуваат сервоуправувачи кои ги имаат следниве основни предности:

- обезбедуваат смалување на силата на управувачкото тркало и за 80% во однос на адекватен механички пренос;
- обезбедуваат смалување на бројот на вртежите на тркалото од управувачот и за 40% во однос на механичкиот систем, за целосно свртување на управувачките тркала, со што е зголемена управливоста и при зголемени брзини;
- обезбедуваат висок степен на сигурност во случај на неисправност или при експлозија на пневматик, при што возилото го задржува правецот на движење со мал напор на возачот.

Овој систем не врши повторно пренесување на ударните оптоварувања од тркалата до воланот.

Во случај на неисправност, кај поголем број сервосистеми постои механичка паралелна врска, со што се обезбедува управливост (со смалена брзина на движење).

Во посебните барања што треба да ги исполнат сервосистемите за управувачките механизми од моторните возила, секако, спаѓаат:

- сервосистемот треба да се активира за многу кусо време, односно да има брз одзив на сигналот на команда дадена преку воланот од страна на возачот;

- овој систем не треба да реагира, односно треба да биде неосетлив на импулсните удари, кои се пренесуваат при движењето на возилото од пат на тркалото и преносниот механизам;

- механизмот треба да овозможи слободно враќање на тркалата во неутрална положба за праволиниско движење под дејство на стабилизацијскиот момент кој се јавува кај управувачките тркала.

Во зависност од конструктивните изведби, сервоуправувачите се изведуваат како хидраулични, пневматски и електрични. Пневматските сервозасилувачи можат да бидат конципирани да работат со компримиран воздух или со вакум, додека електричните сервозасилувачи, поради напредокот на технологијата, во последно време добиваат во интензитет на нивната примена кај моторните возила.

Со цел да се оствари целосна контрола врз регулационите карактеристики на сервозасилувачот независно од принципот на него-вото дејство (хидрауличен, пневматски или електричен), во основа се присутни два принципа во однос на начинот на извршување на нивната функција:

- сервосистеми кои работат со воспоставена механичка врска помеѓу воланот и управувачките тркала, преку која се воспоставува и повратна врска во регулацијата,

- сервосистеми кои работат без механичка врска помеѓу воланот и управувачките тркала.

Бидејќи во досегашните изведби на сервосистемите без механичка врска обично се применува кај хидрауличните сервозасилувачи, преносниците од овој тип најчесто се нарекуваат хидростатички преносници на силина без механичка врска и повратно спречнување.

13.2.1. Хидрауличен сервоуправувач

Хидрауличните сервоуправувачи имаат доминантна примена кај моторните возила поради бројните предности што ги поседуваат, а кои, пред, сè, се огледа во нивната бесшумност при работењето, големата брзина на реагирање, и амортизирањето на ударите од тркалата кон воланот, сигурното одржување на правецот на возење (и при нагла неисправност на пневматикот), а имаат релативно мали

димензии. Поради овие предности, хидрауличните сервоуправувачи скоро редовно се вградуваат кај товарните возила кај кои осното оптоварување на управувачките тркала е над 6 тона, иако тие возила имаат и посебен компресор за воздух за сопирачките.

Хидрауличните сервозасилувачи се вградуваат и кај патничките возила поради современите барања за максимален конфор при управувањето, иако кај овие возила управувањето би било дозволено и со вградување на механички преносник на управување. Според конструктивните изведби, хидрауличните сервозасилувачи се изработуваат со механичка и без механичка врска.

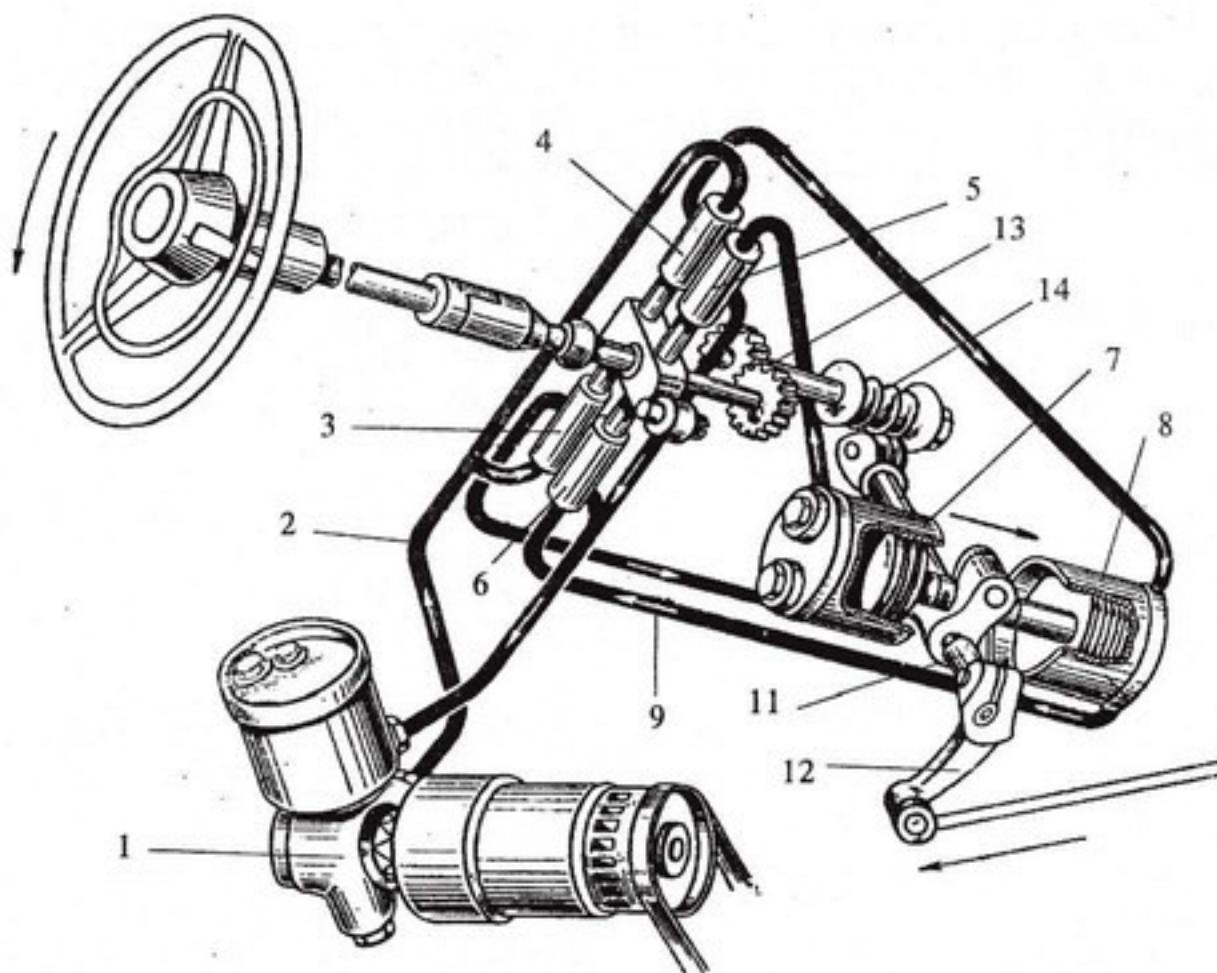
13.2.1.1. Хидраулични сервосистеми со механичка врска

Овие сервосистеми се одликуваат со тоа што во себе содржат комбинација на хидраулични и механички компоненти, при што командниот механизам се реализира преку механичкиот дел. Во целиот склоп на овој механизам најзначајната улога му припаѓа на засилувачот кој може да биде изведен на повеќе начини, но, независно од видот и местоположбата на овие елементи, во основите на еден хидрозасилувач влегуваат следниве компоненти:

- извор на енергија во кој влегува пумпата со резервоар за масло, акумулатор за притисок, соодветна арматура за развод, сигурносни и неповратни вентили, како и изменувач на топлина за ладење на маслото кое во текот на работата се загрева;
- систем за управување (регулација) со вентилски развод за маслото;
- извршни органи, работни цилиндри со механички врски,
- механизам за командување, волан со сопствени преносни елементи (вратила, зглобови и др.).

На сл. 13.21 е прикажан типичен пример на хидрауличен сервоуправувач, кој работи на долу наведениот принцип.

Пумпата 1, преку цевка, праќа течност под притисок во разводните елементи (3 и 4) во кои се сместени пропусните вентили. Со вртење на управувачкото тркало се дејствува на вентилите во елементите 3 или 4, при што течноста се пропушта низ цевки во горната или долната страна на цилиндарат 7 или 8. Хидрауликот го исполнува цилиндарат и ги бутка клиповите кои преку зглобот 11 го вртат лактестиот лост 12. Притоа, маслото од другот крај на цилиндарат излегува низ спроводните цевки во повратните елементи



Сл. 13.21

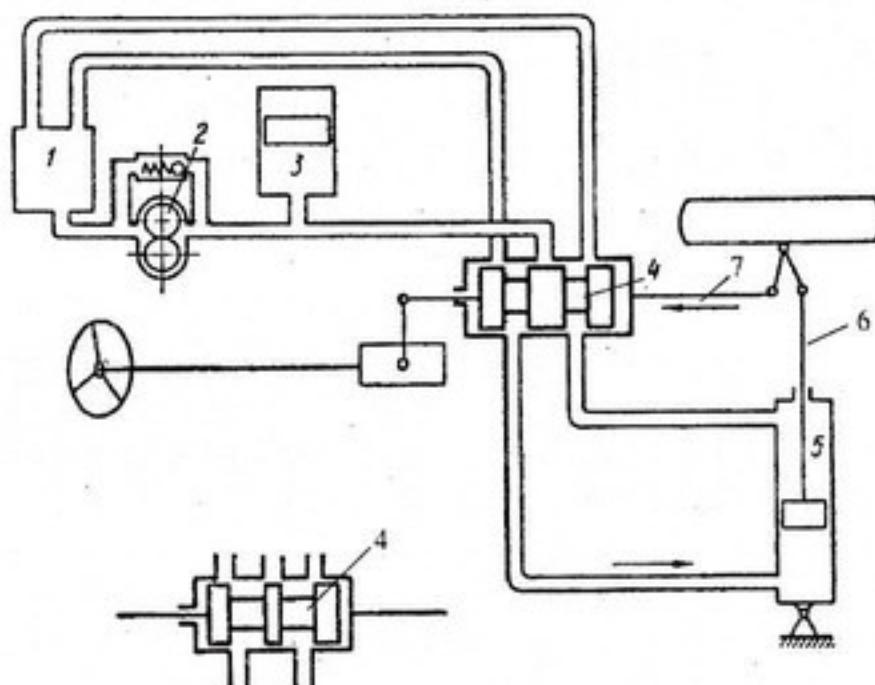
5 и 6, преку кои доаѓа во резервоарот на пумпата. Погон на пумпата се остварува преку ремен пренос од самиот мотор. Од принципот на работа се гледа дека силата за вртење на лактестиот лост 11 е добиена од хидрауликот кој го бутка клипот низ цилиндарот 7 и 8. Прикажаниот систем има и чисто механички дел на дејство, преку кој се врши управување на возилото во случај ако сервоуредот е неисправен. Во тој случај, вртежите на оската на управувачот, преку цилиндричните запченици 13, преносникот 14 и осовинката, се предаваат на лактестиот лост 11. При чисто механичко управување напорот на возачот е голем, бидејќи сите отпори што се јавуваат при управувањето треба да ги совлада самиот тој.

На сл. 13.22 е дадена принципијелна шема за работа на хидрауличен сервоуправувач, кај кој може да се препознаат веќе споменатите елементи.

Пумпата (2), која добива погон од моторот, го потиска маслото од резервоарот (1) кон разводникот (4), во кој се обезбедува постојан притисок од акумулататорот (3).

При свртување на воланот, клипот во разводникот (4) се поместува (двоносочно) и го пропушта маслото во коморите (леви

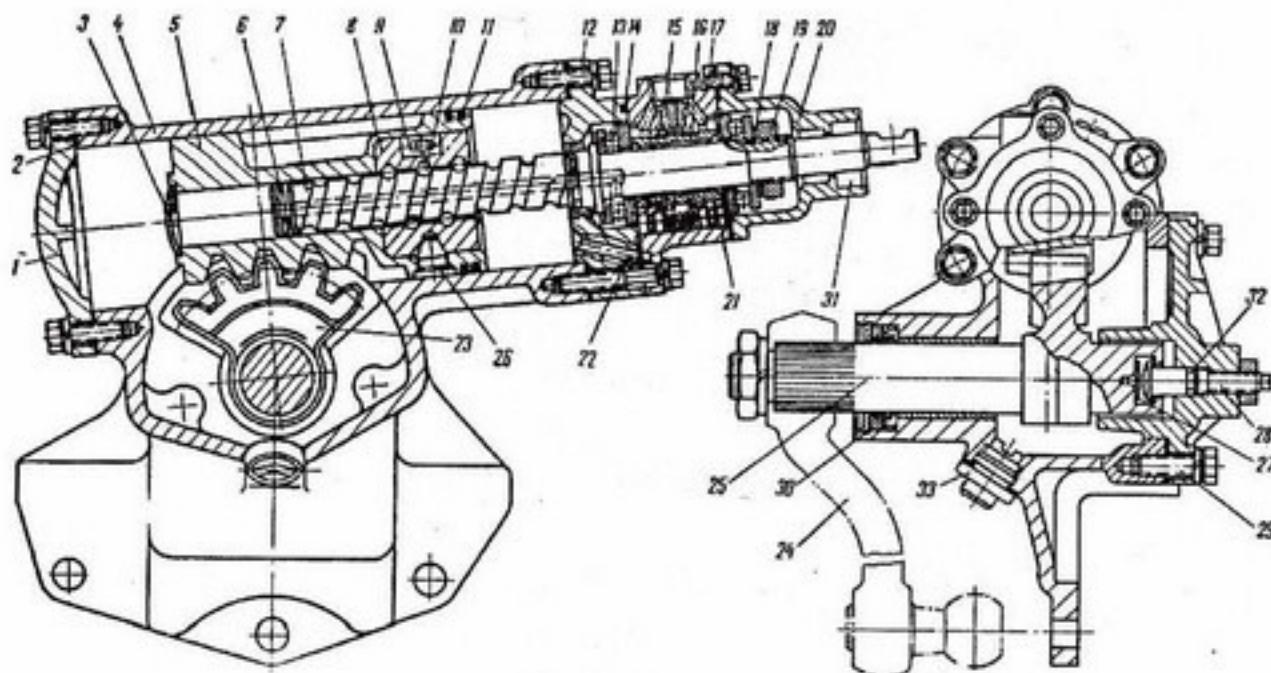
или десна) од цилиндарот 5. Поради притисокот на цилиндарот се поместува клипот кој го бутка лостот (6) и го врти левото тркало, а преку спојниот лост го свртува и десното тркало. По свртувањето на тркалата, лостот 7 го влече или го бутка телото од разводникот 4, со што се нагодува позицијата на клипот и на телото 4 во разводникот во согласност со позицијата на свртеноста на воланот односно на тркалата. По извршеното свртување, со отпуштање на воланот под дејство на моментот на стабилизација, тркалата се исправаат и се доведуваат во нормална возна положба.



Сл. 13.22

И со оваа конструкција, во случај на неисправност на хидрауличниот дел, со зголемен напор, може да се управува со механичкиот дел, од воланот преку механичкиот преносник, разводникот (во кој клипот 6 во вакви моменти влече или притиска во телото 4) преку лостот 7 ги врти тркалата.

На сл. 13.23 е прикажан преносник на управувачот со хидрауличен сервозасилувач, кај кој механичкиот дел го сочинуваат винтовиот преносник со завртката 7 и навртката 8. Навртката е поставена во посебно обликувано клипно тело 5 кое на надолжниот дел е назабено, а врската помеѓу завртката и навртката се остварува преку бескраен синџир на топчиња 10, со што е намалено триенјето во винтовата врска. Назабениот дел од клипот 5 е во спрека со назабениот сегмент 23 кој врши пренос преку излезното вратило 25 на лактестиот лост 24. Со свртување на воланот се врти завртката 7, поради што навртката 8 се поместува заедно со клипот, а овој, преку запците, го врти сегментот 23 и го остварува преносот преку вратилото 25, односно лактестиот мост 24.



Сл. 13.23

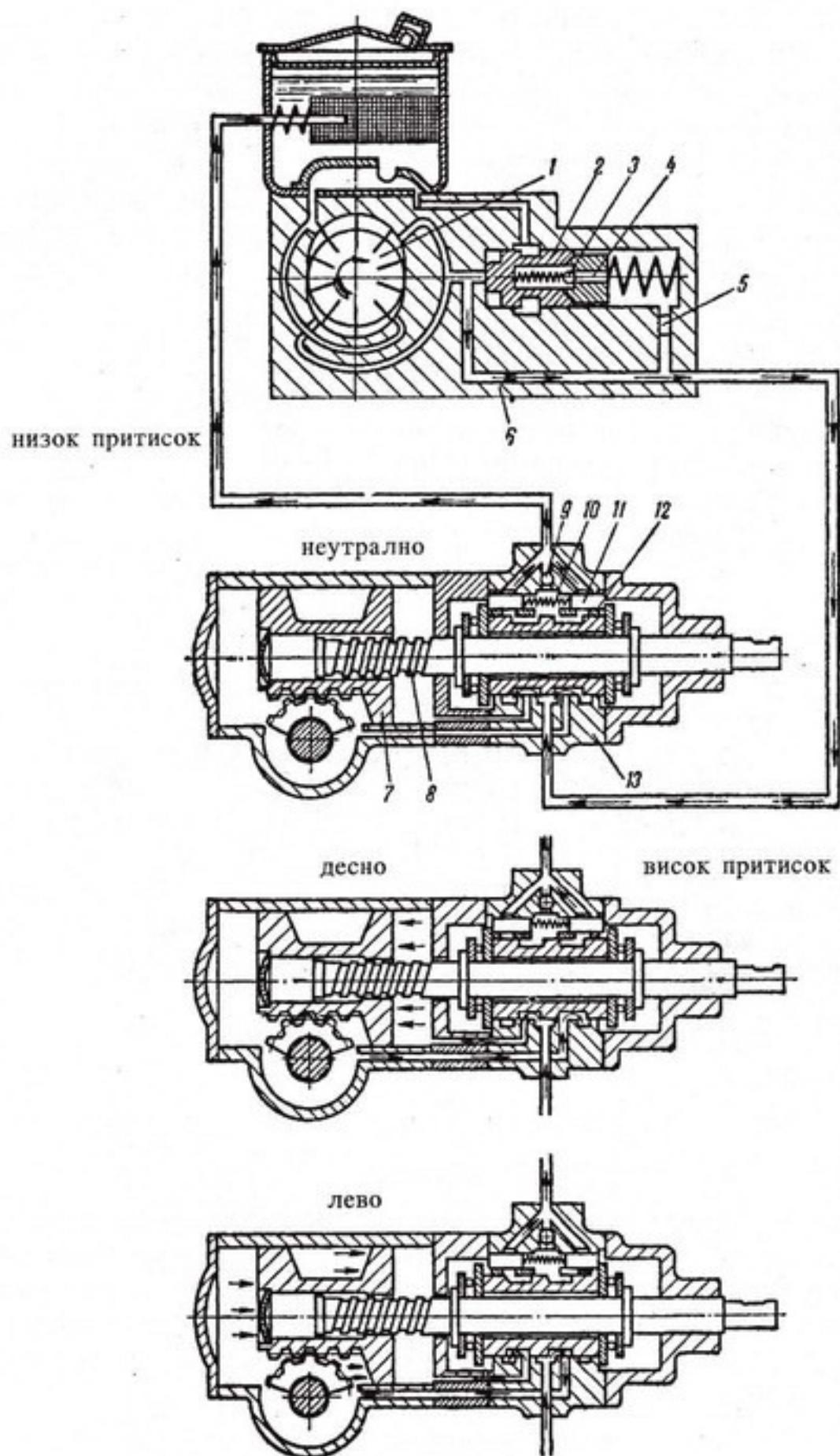
Кукиштето 4 од преносникот, наедно, има улога и на хидроцилиндар во кој се движи клипот 5. Регулациониот систем за хидрауличниот сервозасилувач го сочинуваат вентилите за регулација 15 кои се сместени во телото 17 и прстенот 16.

Хидрауличната шема за работа на овој преносник е прикажано на сл. 13.24, од која се гледа дека маслото од резервоарот се потиснува со крилната пумпа 1 кон регулаторот 2 со повратна врска и низ водот 6 кон сервозасилувачот во преносникот.

При движење на возилото по прав пат, хидрауличното масло циркулира по трасата означена со стрелките и во тој случај управувачот се наоѓа во неутрална положба. Во исто време, од двете страни на клипот 5 се наоѓа масло со изедначен притисок, па клипот е во рамнотежа и не се придвижува.

При свртување на воланот десно или лево од праволиниското движење, поради свртувањето на одделните тркала се јавува отпор во навојната врска, односно во завртката 8 (сл. 13.24, односно завртката 7 од сл. 13.23), па таа, поради реактивните сили, се поместува (напред или назад) со што се активира вентилската група и маслото навлегува кон соодветната страна од клипот и го бутка во соодветна насока, а тој со својот назабен дел го врти сегментот.

Самата регулација во преносникот се остварува и со позицијата на воланот, односно со големината на реактивната сила која од управувачкото тркало се пренесува на завртката 7. Како што беше нагласено, оваа реактивна сила го активира регулаторот, односно прстенот 12, и го мести налево или надесно, и тоа толку повеќе колку што е поголема реактивна сила од тркалото.



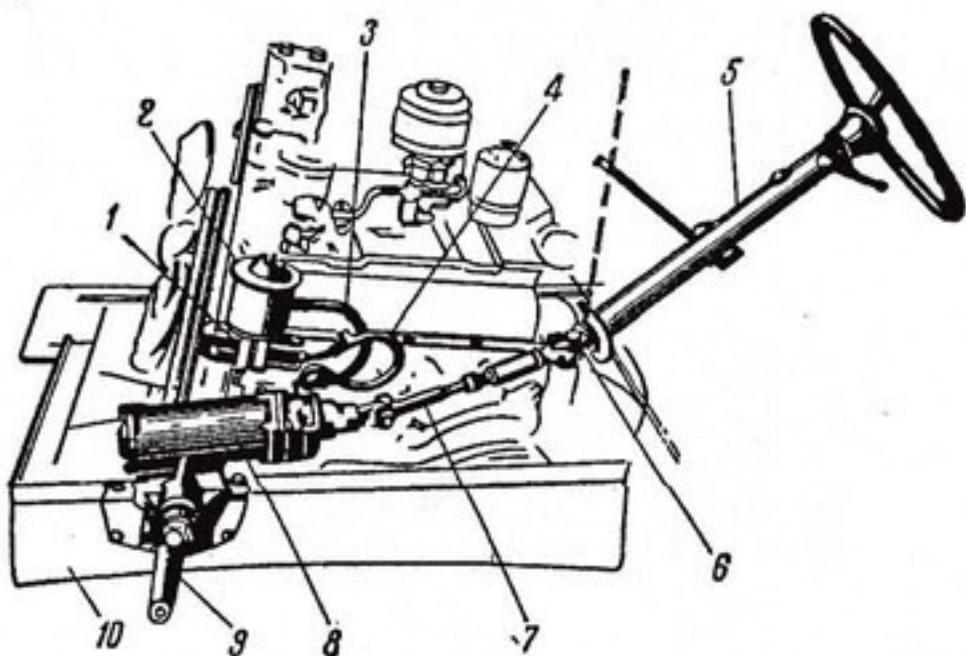
Сл. 13.24

За сето време на управувањето завртката 8 и регулациониот прстен 12 се стремат да се вртат во почетната (неутрална) положба, под дејство на силите на централната пружина, а при престанување на силата на воланот, враќањето се остварува поради аглите на поставеност на управувачките тркала.

Најчесто, хидрауличниот сервозасилувач се активира при сила на воланот од 2 до 3 [daN], а оваа сила, и при свртување на возилото во место, не смее да надмине 10 [daN].

Во случај на неисправност на хидросистемот, овој преносник работи како чисто механички.

На сл. 13.25 е прикажан аксонометрички изглед на поставеност на управувачки преносник со хидрауличен сервозасилувач, кај кој се разликуваат следниве елементи: 1 – хидраулична пумпа, 2 – резервоар со филтерски елемент за масло, 3 и 4 – црева за низок и висок притисок, 5 – вратило од воланот, 6 и 7 – зглобни преносници, 8 – управувачки преносник, 9 – лактест лост, 10 – рамка од возилото (школка).

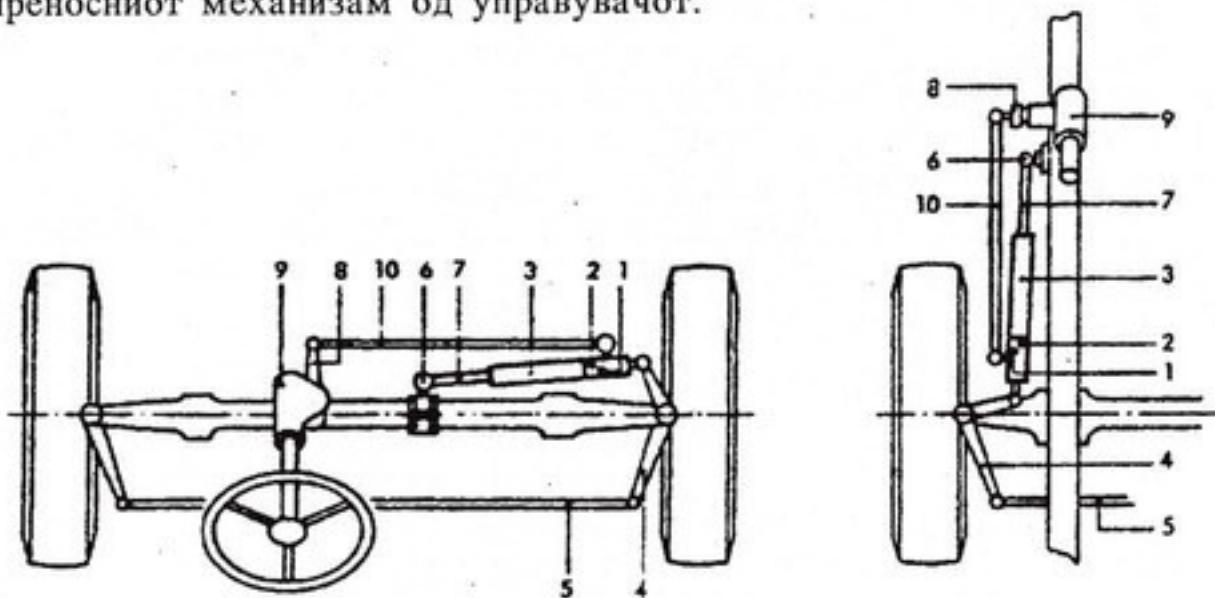


Сл. 13.25

Кај тешките моторни возила кои се предодредени да работат во градежништвото и рударството, како што се дамперите, скре-перите, дигалките и друго, како и за возилата кои вршат превоз и операции во земјоделството за совладување на големите отпори од управувањето, се користат сервосистеми на принципот на вградување на сервоцилиндри непосредно во преносниот механизам.

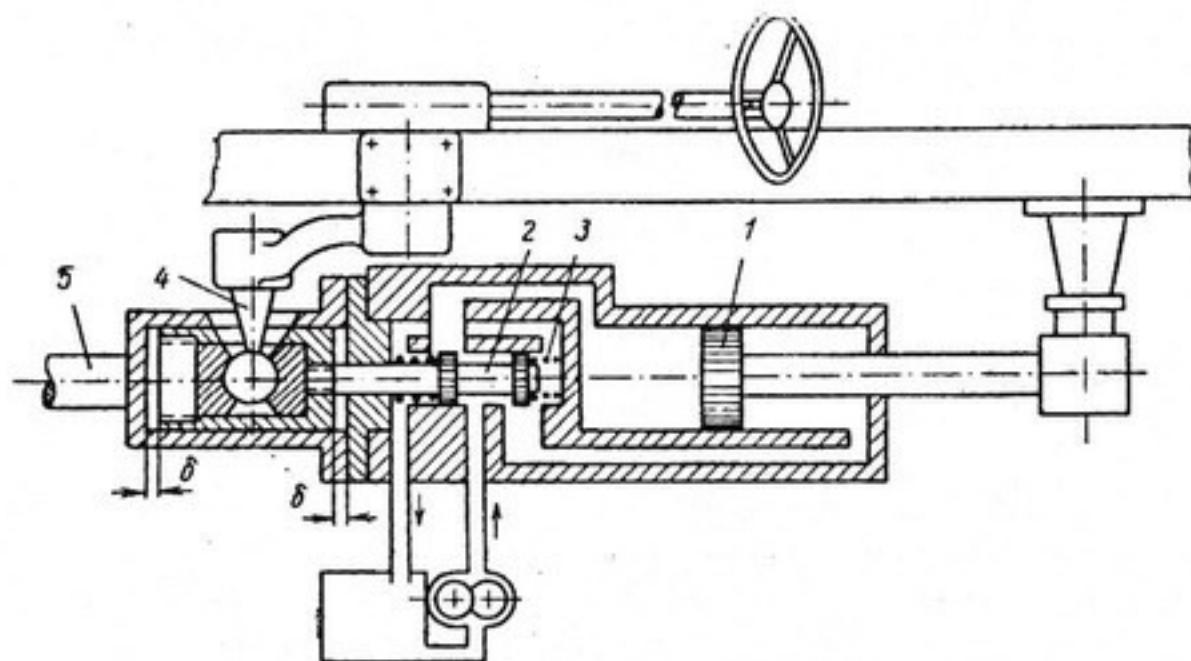
На сл. 13.26 се прикажани две карактеристични решенија на напречно и надолжно поставување на сервоцилиндрите (3), кои со една страна се прицврстуваат за рамката од возилото, или за него-

вата оска, а со другата страна се поврзани, односно интегрирани со преносниот механизам од управувачот.



Сл. 12.26

На сл. 13.27 шематски е прикажан пресек на сервоцилиндар кој е одвоен од преносникот на управувачот, односно кој е интегриран во преносниот механизам за управување. Од приказот се гледа дека хидроцилиндартот е поврзан со напречниот лост од преносниот механизам (5) а од друга страна клипницата од клипот (1) е врзана со рамката од возилото. Регулациониот елемент 2 зглобено е поврзан со лактестиот лост 4 кој е поврзан со излезното вратило од механичкиот преносник на управувачот, а преку пружината 3 се одржува во неутрална положба (при возење по прав пат). Во таква

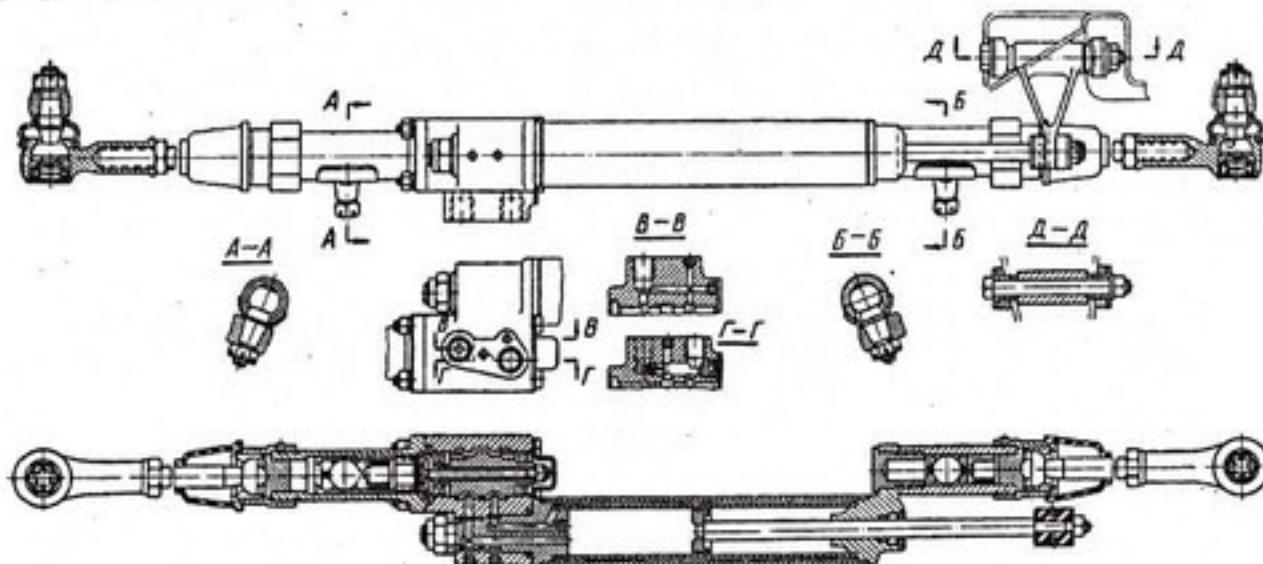


Сл. 13.27

состојба маслото, под притисок од пумпата, врши слободна циркулација, бидејќи сите канали од регулаторот се отворени. При свртување на воланот под дејство на зглобот 4, доаѓа до поместување на регулационото тело (клип – 2) за вредност „ δ “ во определена насока, при што се воспоставува циркулација на течноста низ каналите кон едната страна на клипот, а течноста од другата страна на клипот се истиствува низ циркулационите канали во резервоарот. При такво движење на цилиндарат, тој го бутка или го влече напречниот лост 5 од управувачкиот механизам 5, со што се обезбедува управувањето.

Аголот на свртување на управувачките тркала зависи од аголот на свртеност на воланот кој, преку зглобот 4, ја дефинира положбата на регулаторот 3.

На сл. 13.28 е прикажан хидрауличен сервозасилувач кој работи на сличен принцип како и претходно описанот, а е наменет за патничките возила. Како што се гледа од сликата, сервоцилиндарот во целост го заменува напречниот лост од преносниот механизам на управувачот.

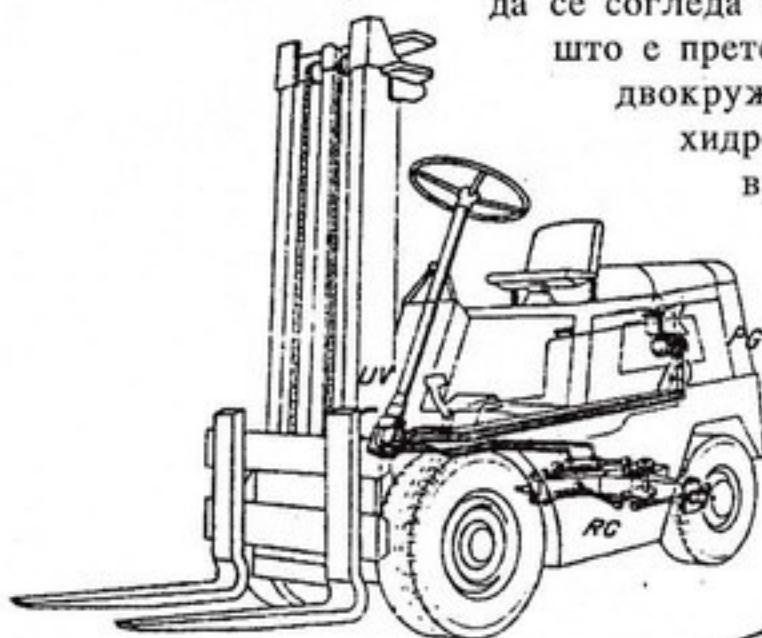


Сл. 13.28

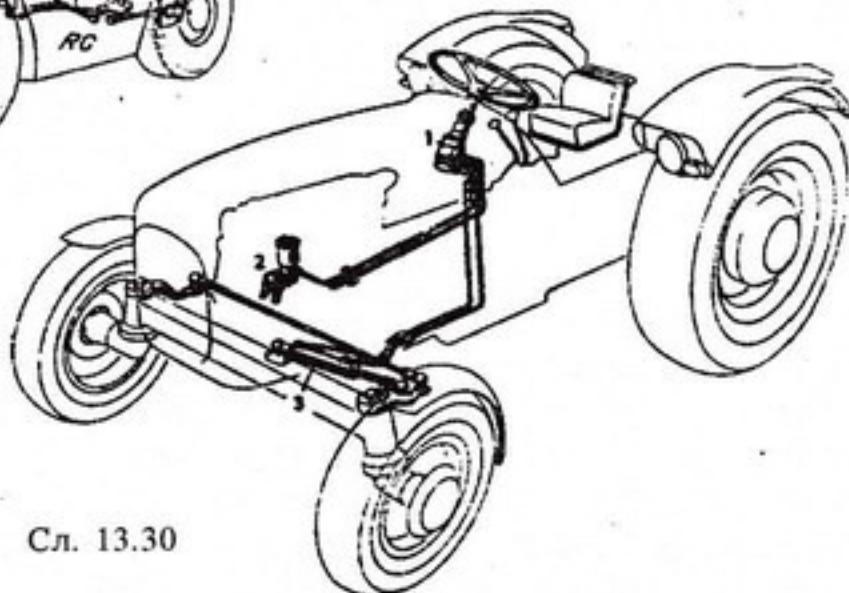
13.2.1.2. Хидраулични сервоуправувачи без механичка врска

Хидрауличните сервоуправувачи без воспоставена механичка врска од воланот до управувачките тркала се применуваат кај оние возила кај кои растојанието од возачот до управувачките тркала е релативно големо. Ваквите управувачи се сретнуваат и под името хидростатички, а сервоцилиндрите, како извршни органи, дејствуваат директно на управувачките тркала.

Примената на вакви решенија од законски аспект е дозволена на работните возила во градежништвото и земјоделството, како што се: товарувачите, виљушкарите (сл. 13.29), ровокопачите, комбајните и некои видови трактори (сл. 13.30). Кај ваквите преносни механизми, погонската група останува непроменета, што може да се согледа и од приказот на сл. 13.31, каде што е претставен еднокружен (сл. 13.31а) и двокружен (сл. 13.31б) управувачки хидростатички систем (без механичка врска), кој работи на следниов принцип: маслото, потиснато од пумпата 2, доаѓа до разводникот 4 и, преку него, во дозаторот 6 (мерен елемент).



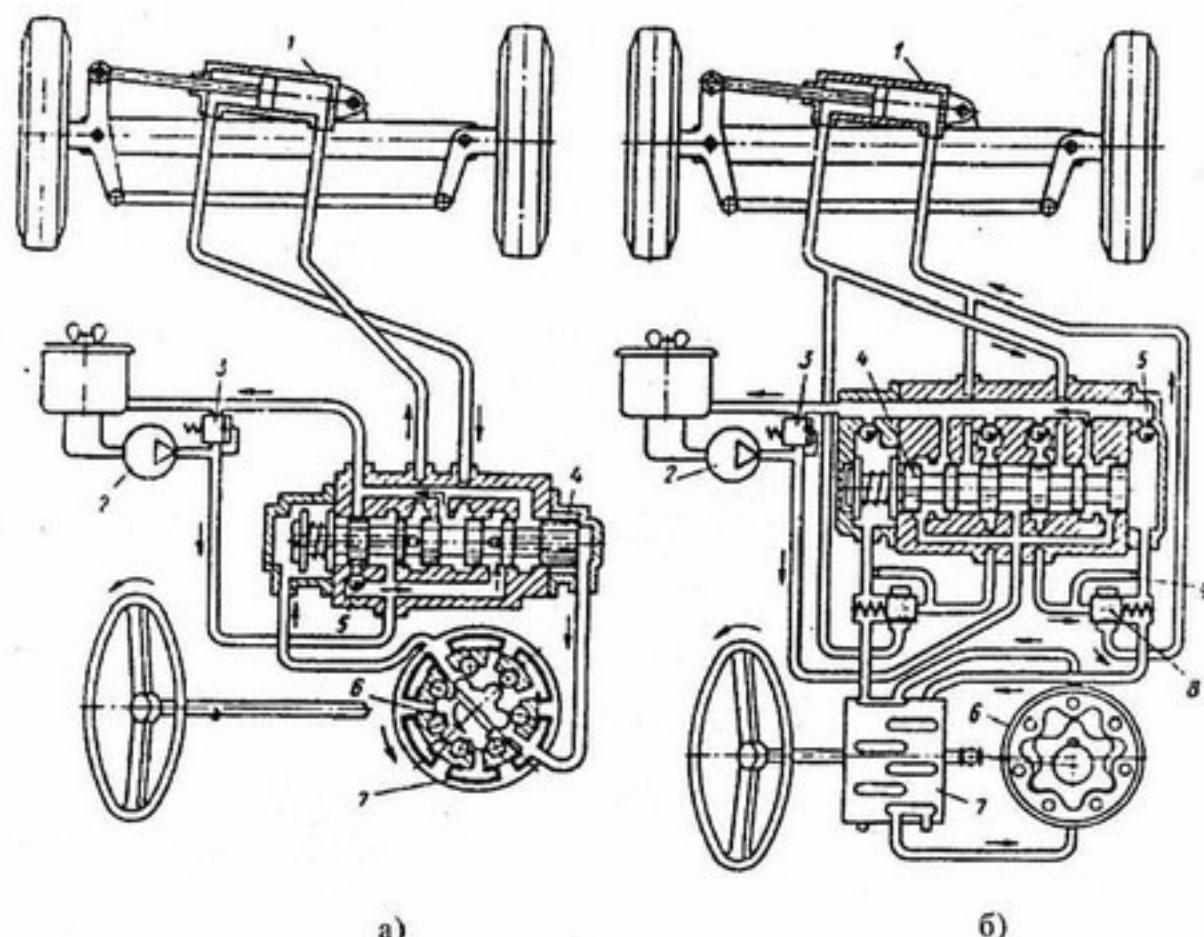
Сл. 13.29



Сл. 13.30

При неутрална положба на управувачките тркала, дозаторот 6 е во позиција да не дозволува проток на масло кон сервоцилиндарот 1, а во тој случај разводникот 4 овозможува маслото од пумпата, низ преливниот канал, да се врати во резервоарот.

При свртување на воланот, тој го врти телото во дозаторот 6 во однос неговиот разведен елемент 7, кој го пропушта маслото под притисок кон цилиндарот 1 и се остварува управувањето (сл. 13.31а). Ваквиот систем остварува притисок и рачно (кога моторот не работи и нема притисок од пумпата 2), така што, при вртење на воланот, се дејствува на запчестата пумпа под воланот (под дозаторот 6), која прима масло од вентилот 5 и го праќа во цилиндарот 1. Секако, во ваков режим силата на воланот е зголемена како и бројот на свртувањата на воланот.



Сл. 13.31

Кај двокружниот систем (сл. 13.31б) мерниот елемент 6 од дозаторот притиснат од маслото, при свртувањето на воланот, го поместува елементот 4 во разводникот, па маслото преку вентилот 8 влегува во работниот цилиндар. Во случај кога мерниот елемент од дозаторот 4 ќе го прекине движењето, тогаш, маслото низ каналот 9 го урамнотежува разводникот 4 и вентилот 8. Во таква состојба пружината го враќа разводниот елемент 4 во неутрална положба, со што проточниот вентил се затвора.

И кај овој систем е овозможено да се управува со возилото во случај кога неговиот мотор, односно пумпата 2, не работи. Во таков случај, маслото добива притисок од пумпата под дозаторот 6, со погон на ракно вртење на воланот а воедно под дејство на воланот се мести разводникот 4, па маслото преку каналот 9 оди во цилиндарот 1. При ваквиот процес силата на воланот и бројот на вртежите се наголемуваат.

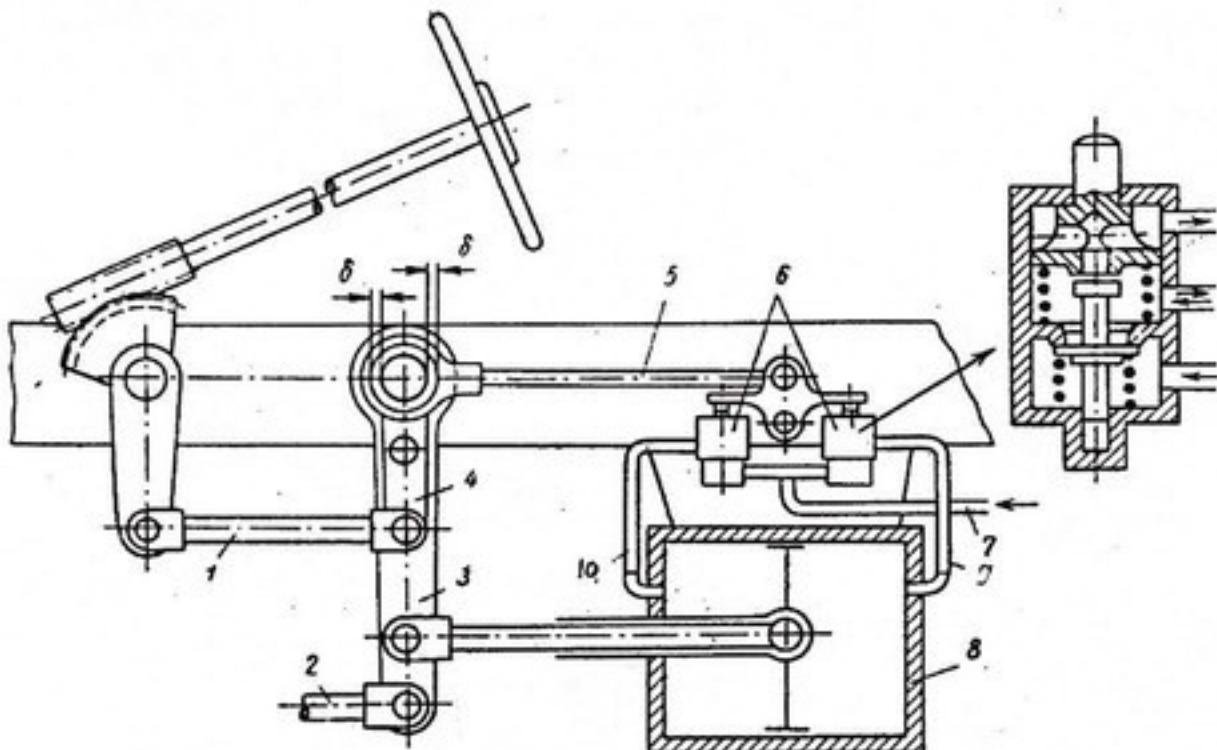
13.2.2. Пневматски servoуправувачи

Пневматските servoуправувачи ретко се користат кај современите моторни возила, иако во минатото биле често застапувани. Основна причина за нивното незастапување и кај возилата кај кои постои пневматски систем за кочење е што тие работат со ниски притисоци (до 10 bar), што бара големи пречници на цилиндите, а исто така имаат помала брзина на одсивот во однос на хидрауличните. Тоа ги прави недоволно брзи (инертни) за примена на товарни моторни возила кои остваруваат високи брзини на експлоатација.

Во поглед на концепцијата на градба, самите пневматски servoуправувачи може да бидат градени заедно со преносникот на управувачот или посебно, од преносникот, како пневматски servoцилиндри, интегрирани во преносниот механизам од управувачкиот систем.

Пневматските servoуправувачи работат на сличен принцип како и хидрауличните, што може да се види од сл. 13.32.

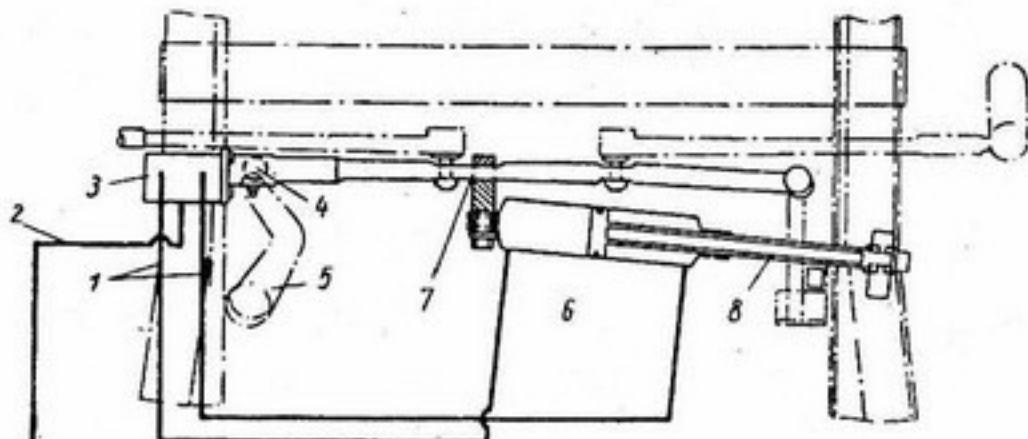
Со вртење на управувачкото тркало преку полжавестиот преносник и лактестиот лост, се дејствува на стапот 1 кој го повлекува лостот 4, а овој, преку ексцентар, го повлекува или го бутка стапот 5. Стапот 5 дејствува на разводните вентили 6 кои пропуштаат компримиран воздух од цевката 7 кон одводните цевки 9 или 10. Клипот во цилиндарт 8, преку својот клипник, го влече или го бутка лостот 3, а со него потисниот лост 2 од преносниот механизам на управувачот. И овде може да се уочи дека силата за совладување на отпо-



Сл. 13.32

рите ја создава компримиралиот воздух преку клипот во цилиндарот 8. Исто така, кај овој механизам постои начин на чисто механичко пренесување на силата низ овој уред преку директно спојување на лостот 4 со лостот 3, во случај ако сервоуредот е расипан.

Исто како и кај хидрауличниот сервосистем (сл. 13.26), и пневматскиот сервоцилиндар може непосредно да дејствува на преносниот механизам од управувачот, како што е прикажано на сл. 13.33.

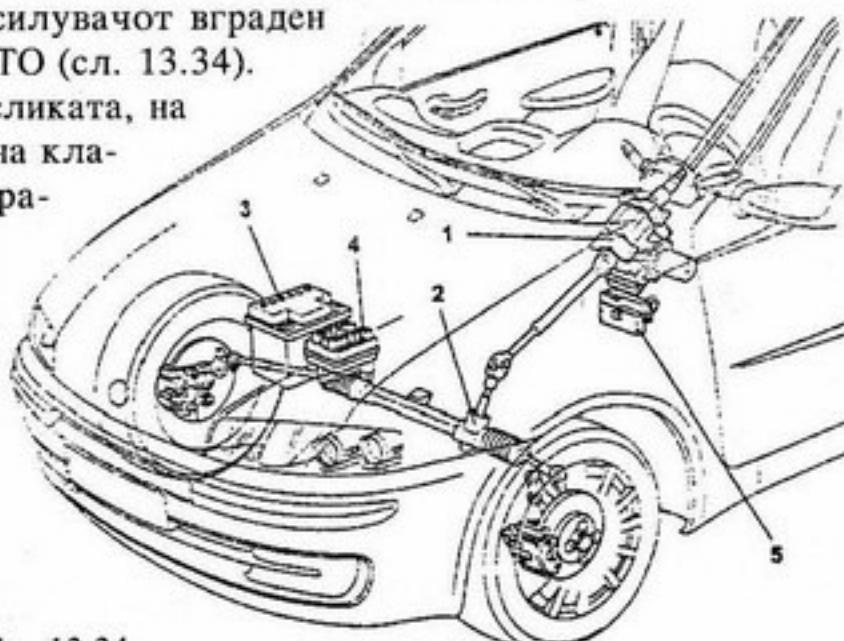


Сл. 13.33

13.2.3. Електросервозасилувачи

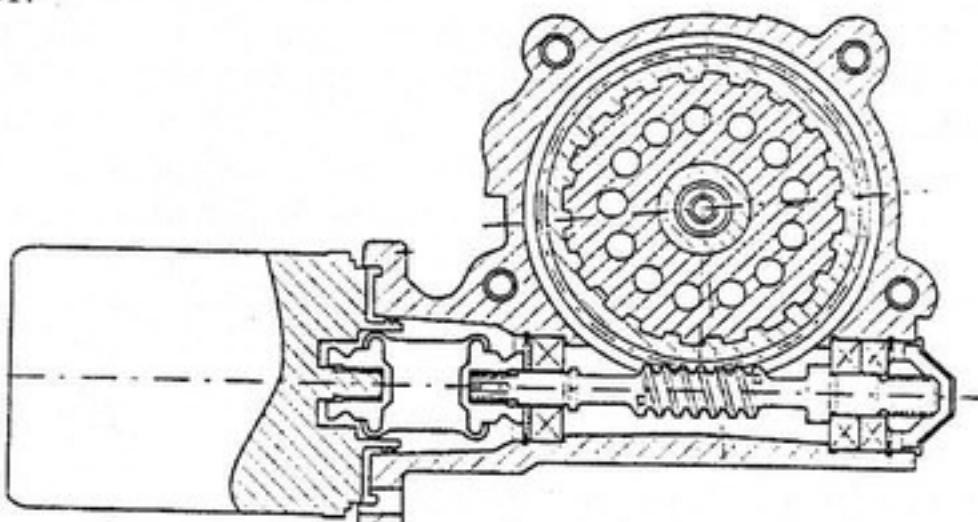
Со развитокот на електрониката, во последно време се прават интензивни напори за воведување на електросервозасилувачи во механизмите за управување, што перспективно се очекува да биде тренд и престиж во оваа област. Добар почеток во оваа проблематика е електро (дво) сервозасилувачот вграден на возилото FIAT PUNTO (сл. 13.34).

Како што се гледа од сликата, на вратилото од воланот на класичниот систем за управување, со назабена летва (2), е вграден електросервозасилувач (1).



Сл. 13.34

Сервозасилувачот (сл. 13.35), всушност, претставува посебно управуван електромотор кој, со торзиона еластична спојка, е поврзан со вратилото од полжавестиот преносник кој е во зафат со полжавестото тркало, а кое со жлебови е прицврстено за вратилото од воланот.



Сл. 13.35

Сервозасилувачот има две работни подрачја на засилување: нормално и засилено. Нормалното подрачје на засилување се користи при возење со повисоки брзини, а засиленото подрачје се користи при ниски брзини, при возење во градски услови и при паркирање.

За остварување на функциите на управливост сервозасилувачот добива обработени сигнали преку процесорот во кој се слеваат повеќе информации, меѓу кои позначајни се силата на воланот, односно вртежниот момент на вратилото од воланот, и брзината на движењето на возилото.

Самото мерење на моментот се врши индиректно, со мерење на разликата во позицијата на вратилото од електромоторот и вратилото од полжавот, со усукување на торзионата спојка. Врз основа на овие податоци, а во функција од брзината на движењето, сервосистемот генерира соодветен вртежен момент преку полжавот и полжавестиот запченик, со што го потпомогнува свртувањето.

Тргнувајќи од можностите кои со софтверска поддршка може да се генерираат во процесот како опции, значително се зголемени можностите за поцелосно исполнување на функционалните карактеристики на управувачот, како што се:

- сервозасилувањето е во директна функција од брзината на движењето на возилото, што значи дека при зголемени брзини, иако отпорите се помали, се запазува чувството на возачот за управливост, бидејќи сервосистемот дава помала силина, а силата на возачот се зголемува;

– сервосистемот активно учествува во процесот на „самовраќање“ на управувачките тркала во неутрална положба. Во овој процес враќањето, исто така, е контролирано и од брзината со која се движи возилото. Ако возилото се движи со мала брзина, враќањето е побрзо, а при големи брзини тоа е позабавено, во функција од следењето на траекторијата, а посебно во функција на смалување на осцилациите на предниот дел од возилото кои би настанале со самосвртувањето на тркалата во неутрална положба. Овие осцилации би предизвикале непријатни чувства кај возачот и замор. Од изнесеното може да се нагласи дека со контролираното „самосвртување“ на тркалата со сервозасилувачот наведените осцилаторни непријатности значително се намалуваат.

Како предности во овој степен на развој на електросервозасилувачот, во споредба со актуелните хидраулични сервозасилувачи, се наведуваат:

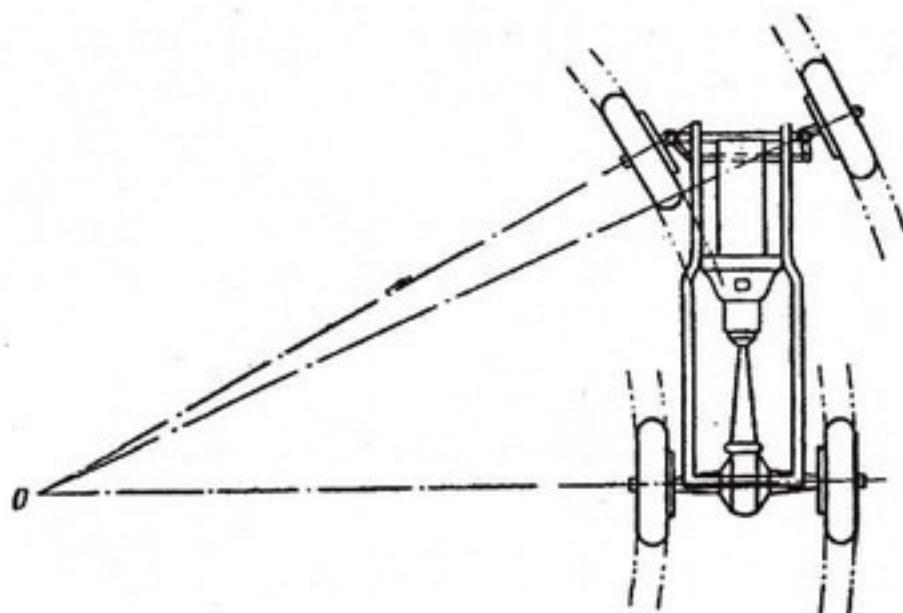
– системот има можност да контролира повеќе функции од процесот на управувањето, има помал број компоненти со што е полесен и поедноставен, а бара помалку време за вградување и е поедноставен за сервисирање;

– системот троши енергија само во процесот на активна работа, со што се подобруваат перформансите на економичност на возилото, односно се редуцира потрошувачката на гориво и издувната емисија. Системот обезбедува висок комфор при управувањето, а наедно, поради електричните компоненти, создава помала бучава при негово-то користење. Тој обезбедува активно враќање на тркалата во неутрална положба, ги минимизира повратните осцилации, а исто така дозволува подрачје на засилување.

13.3. Преносен механизам на управувачот

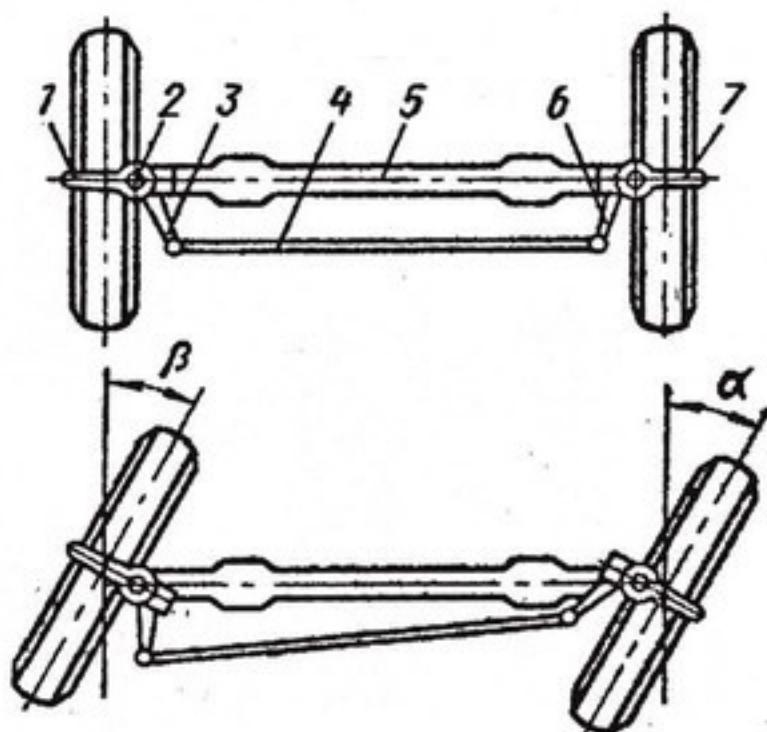
Улогата на преносниот механизам е да ја пренесе силата од преносникот на управувачот до управувачките тркала, а притоа да обезбеди многу прецизно усогласени кинематички движења при свртувањето на тркалата, со што ќе се обезбеди секојпат возилото да обезбедува траекторија на свртување околу моментален пол (сл. 13.36).

За да ги оствари овие барања преносниот механизам треба во целост да биде сообразен со системот за потпирање на управувачките тркала, така што деформациите на системот за потпирање да не дејствуваат нарушувачки врз траекторијата на управување.



Сл. 13.36

Конструктивната изведба на преносниот механизам зависи од видот на системот за потирање на возилото. Кај возилата со зависно потирање, преносниот механизам најчесто се изработува со еден напречен лост, кој со греда од предниот мост формира трапез (сл. 13.37).

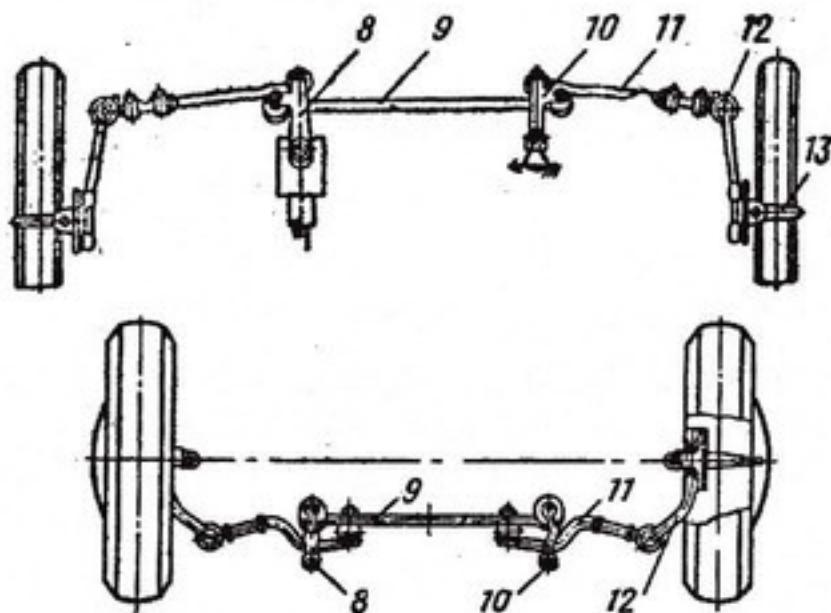


Сл. 13.37

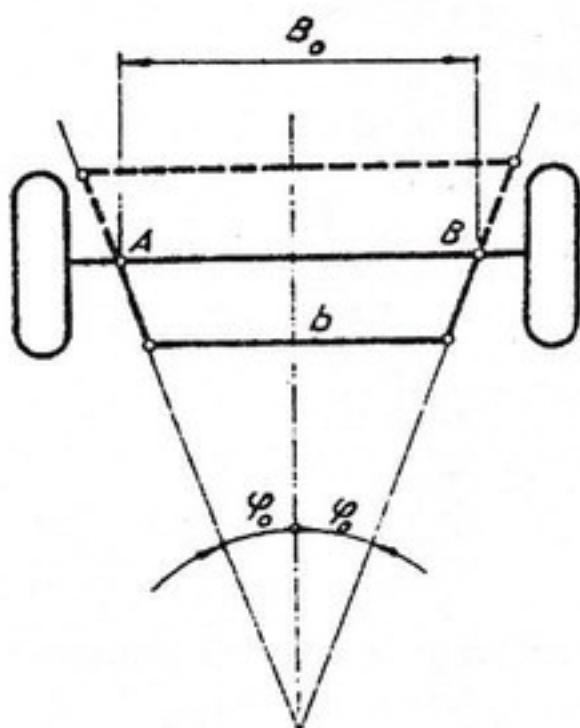
Според изведените решенија, трапезниот управувачки механизам може да биде поставен зад или пред управувачкиот мост. Поставувањето на трапезот зад гредата на управувачкиот мост често се применува со цел за заштита на механизмот од удар, а при такви решенија напречниот лост е покус. Во случај кога, од конструктивни

причини, управувачкиот трапез треба да се постави пред управувачкиот мост, што поретко се применува, тогаш неминовно се менува наклонот на трапезот.

Напречниот лост од трапезот, во зависност од просторните услови, може да биде едноделен (сл. 13.37) и повеќеделен, како што е прикажано на сл. 13.38, каде трапезите се поставени пред (а) и зад (б) управувачкиот мост.



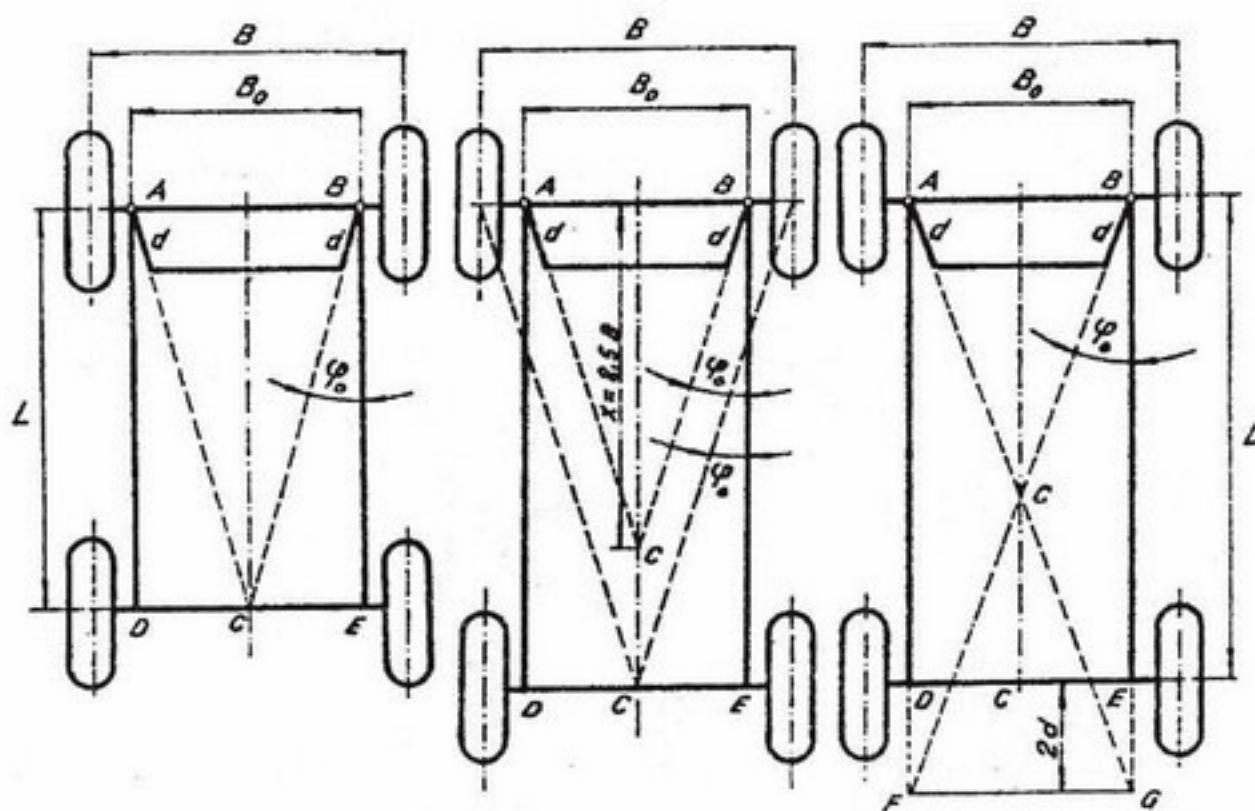
Сл. 13.38



Сл. 13.39

Конструктивни параметри за формирање на трапезот, секако, се положбите на страничните лостови кои ги свртуваат тркалата, односно вредноста на аголот ϕ_0 (сл. 13.89), за чие определување се користат графички методи преку кои се запазува барањето за кинематичка следливост на аглите од левото и десното тркало при свртување на возилото.

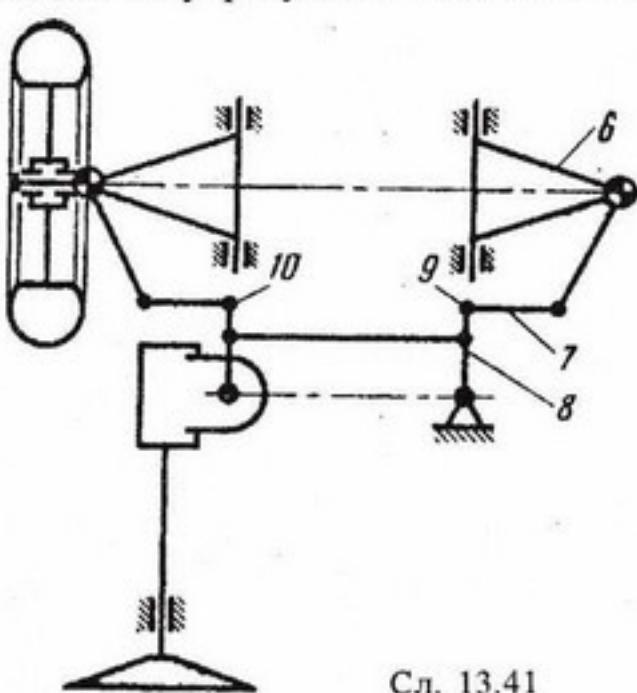
Во таа смисла се познати повеќе методи со кои треба да се прецизираат аглите, но во основа постапката прелиминарно може да се потпре на препораките прикажани на сл. 13.40.



Сл. 13.40

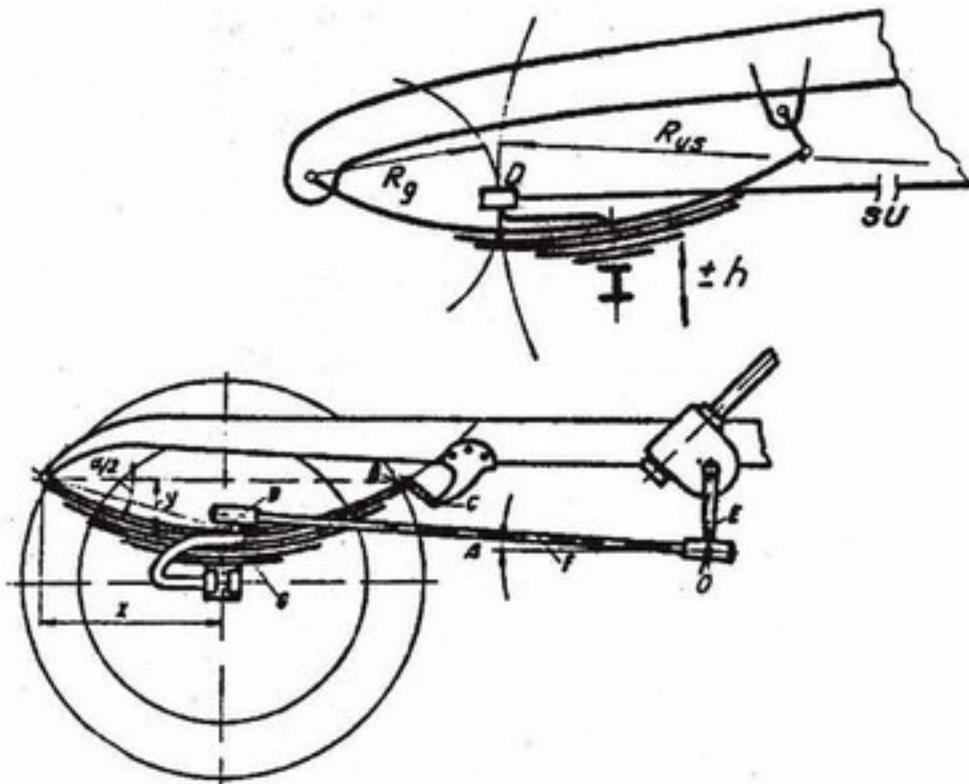
Ориентационите односи за параметрите на аглите на трапезот, според прикажаните шеми, важат за возила со широчина од 2,5 [m] и однос $L/B_0 = 2 \div 2,5$, при што параметарот $d = (0,3 \div 0,2)B_0$. Сликата под б) и в) важи за возила со поголема должина од предвидената со изненадниот однос.

Кај системот со независно потирање, исполнувањето на барањата што се поставуваат пред системот за управување е значително покомпликувано поради тоа што се бара трагата на тркалата и нејзиниот заден наклон (затур) да останат приближно константни. За да се задоволат овие барања, кај ваквите системи се применуваат преносни механизми со повеќе лостови и клатна, како што е шаматски прикажано на сл. 13.41. И во овој случај, при проектирањето на кинематичките врски, постојат бројни постапки со кои се добиваат односи за правилно водење на тркалата во кривина.



Сл. 13.41

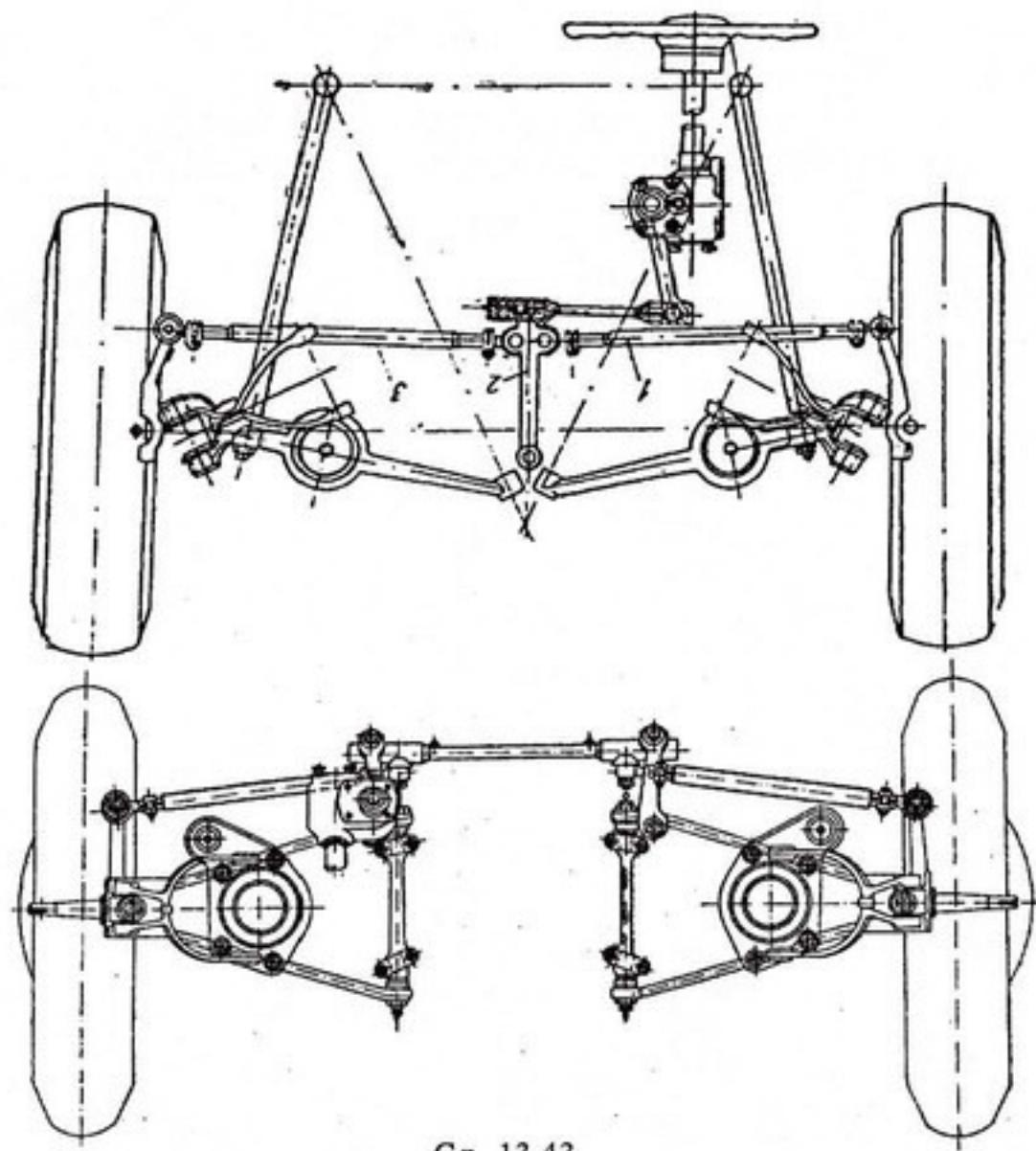
Во контекст на оваа проблематика, посебно треба да се води грижа за врската (лостот) што ги спојува елементите од управувачкиот механизам помеѓу рамката и тркалота, а чие растојание постојано се менува поради еластичните вертикални осцилации во системот за потпирање (сл. 11.10 и 13.42).



Сл. 13.42

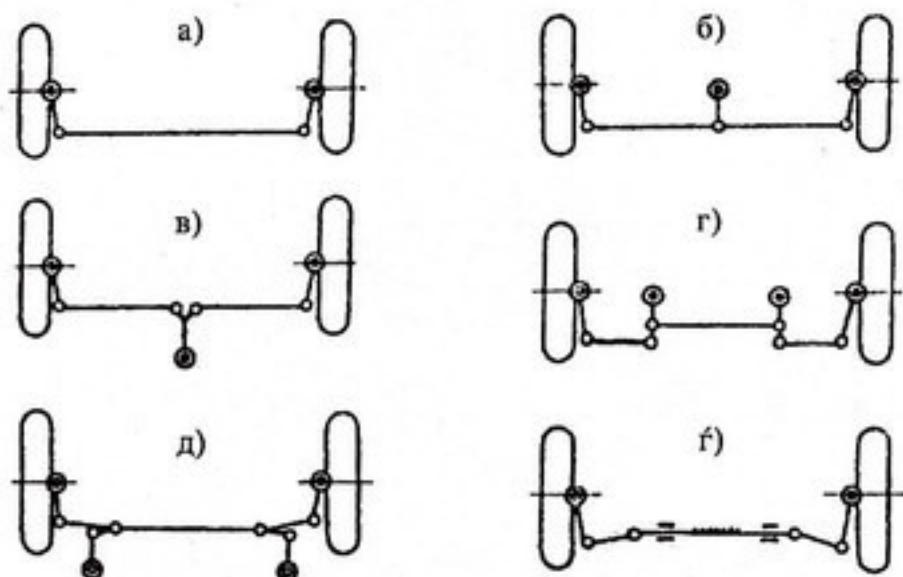
Како што се гледа од slikata, преносникот на управувачот е поставен на рамката, а лостовите зглобно се поврзани со тркалота врз кои треба да се пренесе командата. Поради осцилирање на возилото за вредност $\pm h$ се менува и позицијата D на управувачкиот лост која е зглобно врзан за ракавецот од тркалото, па доколку осцилациите се поголеми, поголеми се и отстапувањата меѓу радиусите на лостот и пружината што се стреми да предизвика повлекување на лостот кон пружината, односно да ја наруши управливоста. За решавање и на овој проблем постојат бројни постапки со кои се добива оптимална позиција и должината на управувачките лостови од преносниот механизам. Притоа значајна улога имаат конструктивните врски помеѓу лостовите и ракавците од управувачките тркала.

На сл. 13.43 се прикажани две конструктивни изведби на преносни механизми за систем со независно потпирање. Ако се изврши систематизирање на преносните механизми според рамнините во кои се врши движење (клатење) на лостовите, тогаш се разликуваат механизми чии лостови се клатат во напречна рамнина и механизми чии лостови се клатат во надолжна рамнина во однос на возилото.



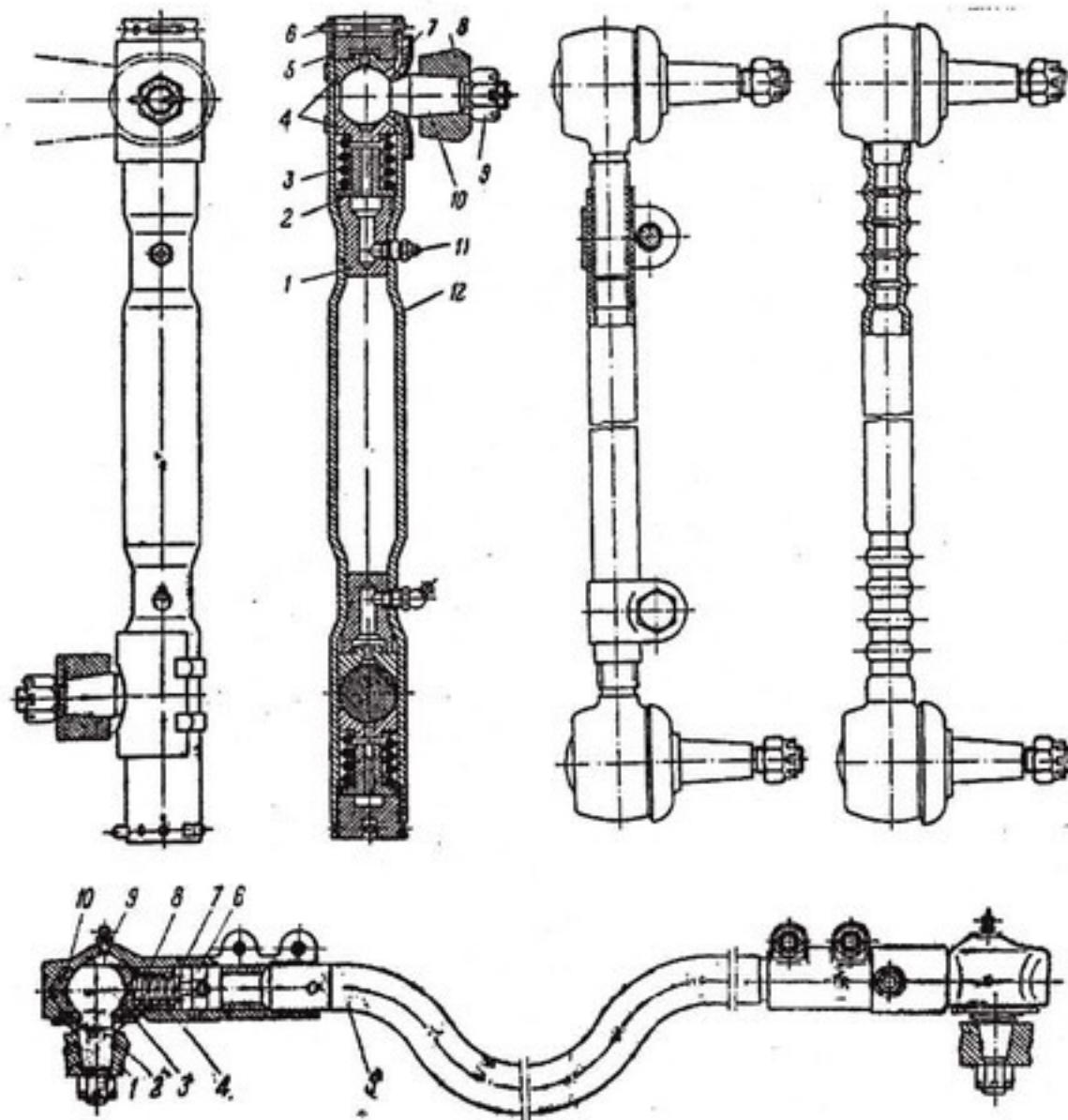
Сл. 13.43

На сл. 13.44 е даден приказ на кинематички шеми на преносни механизми.



Сл. 13.44

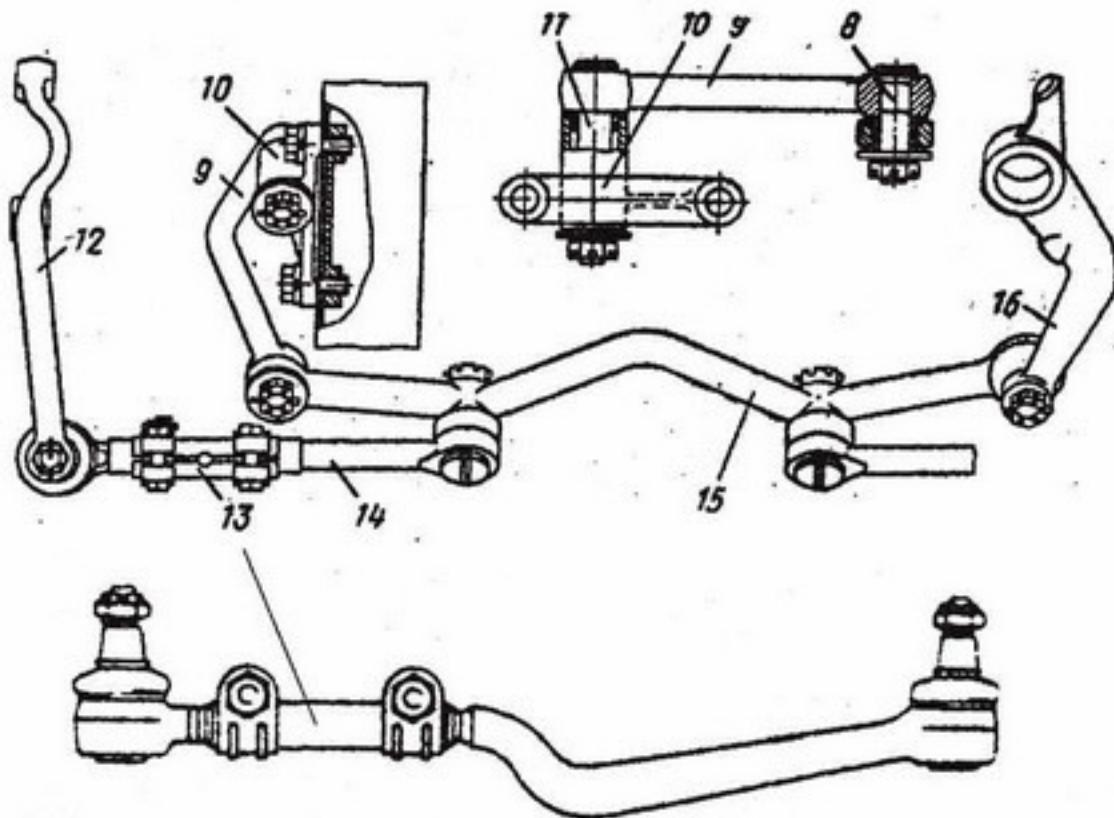
Лостовите во преносниот механизам треба да обезбедат пренос на значителни сили, а притоа да имаат минимални тежини, поради што се изработуваат од безрабни челични цевки на кои, од страните, често се впресувани држачи или завртки за зглобовите (сл. 13.45).



Сл. 13.45

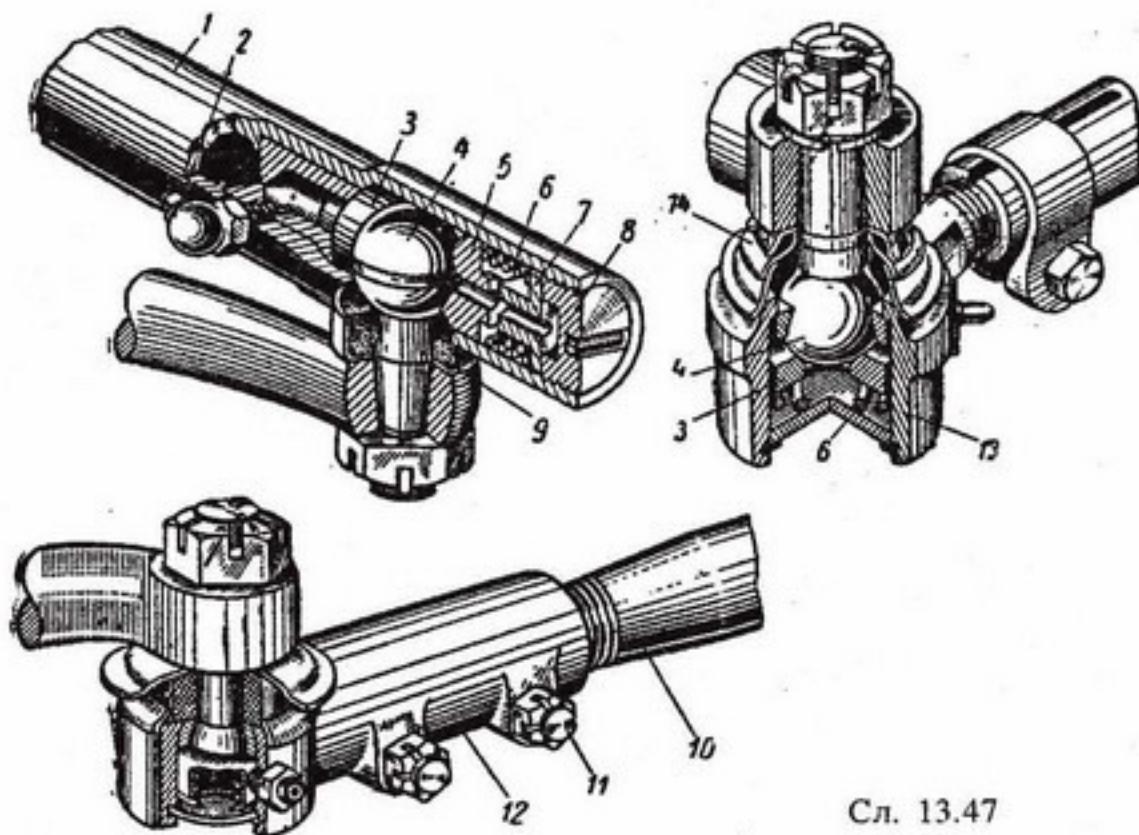
За нагодување на долнината на сврзниот лост се користи систем со завртки или систем со меѓуцевни елементи (сл. 13.46), кои во себе имаат завртки со лева и со десна завојница, преку кои елементи се врши регулирање. Треба да се нагласи дека меѓуцевните елементи (поз 13, сл. 13.46) се поставуваат само на кусите лостови, додека главниот напречен лост се изведува според приказот на сл. 13.45.

За остварување на функционирањето на преносниот механизам, спојувањето на лостовите се изведува со зглобни врски кои обезбедуваат сферно поместување.



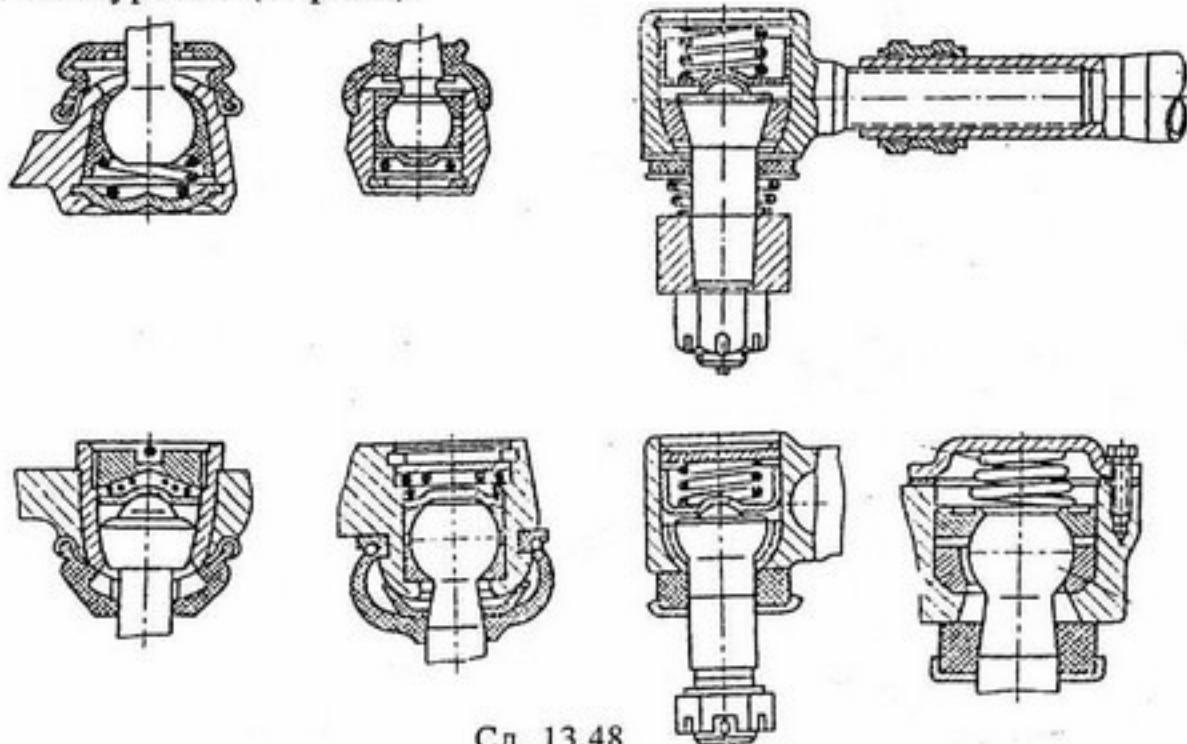
Сл. 13.46

Врската помеѓу цевниот елемент и зглобот е навојна (сл. 13.47), а по соодветно нагодување на должината, се притегнува со завртки (11) за осигурување.



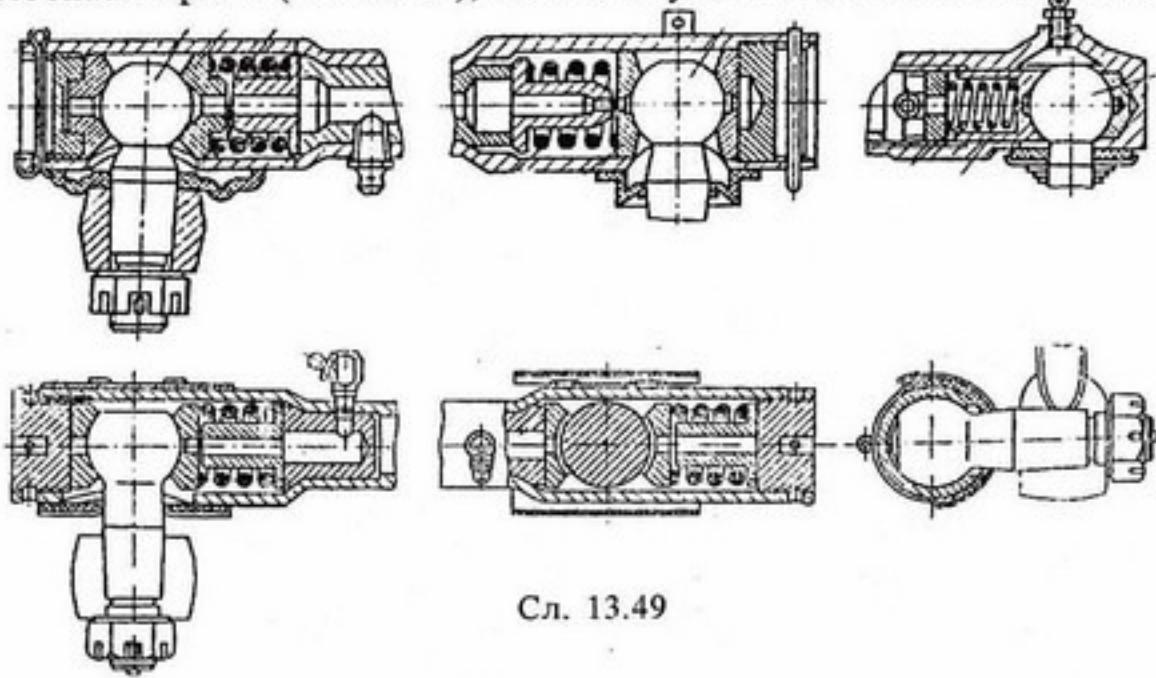
Сл. 13.47

Зглобните врски треба да обезбедат контролирана подвижност на преносниот механизам во три правци, при што механизмот треба да ги запази строгите кинематички барања. Со цел да се запази кинематиката на преносот, во зглобовите не смее да се појави отстапување и зјај поради што зглобовите се прават со систем на пружини за поништување на зјајот (сл. 13.48). Кај современите решенија зглобовите се блиндирали со трајно подмачкување, а допирниот спој е направен од челик и вештачки материјали за сферни прстени, најчесто од полиуретан (тефлон).



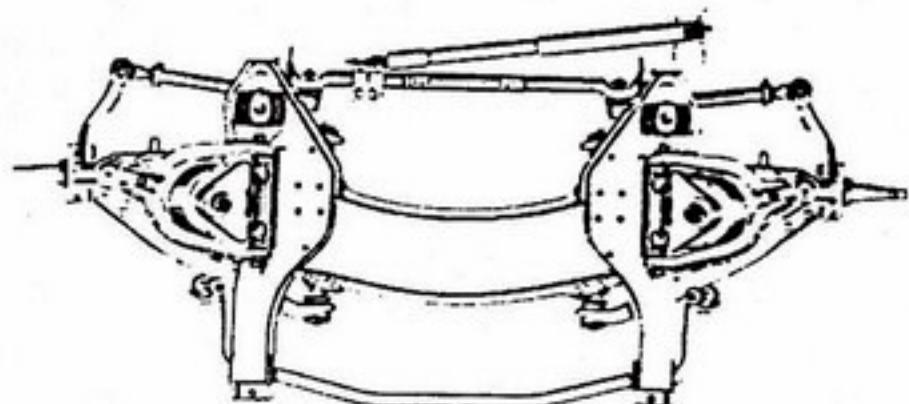
Сл. 13.48

Со цел да се изврши еластично прифаќање на ударите од тркалото кон воланот, во преносниот механизам, најчесто во делот на зглобната врска (сл. 13.49), се поставуваат еластични елементи.



Сл. 13.49

Во случај кога се бара висок комфор при управувањето, посебно кај некои видови патнички и товарни возила, во преносниот механизам се вградува и амортизер (сл. 13.50).



Сл. 13.50

14. СИСТЕМ ЗА КОЧЕЊЕ

14.1. Општи забелешки

Уредот за кочење претставува битен фактор за безбедност во сообраќајот, а неговата улога е да обезбеди намалување на брзината на возилото до целосно сопирање. Ефикасноста во кочењето директно влијае врз динамичките и економските перформанси на возилото во експлоатација, бидејќи од кочењето директно зависи средната брзина на движење на возилото т.е. поефикасните кочници овозможуваат возилото да се движи со поголема средна експлоатациона брзина.

Барањата на кои треба да одговараат кочниците директно зависат од режимот на оптоварувањето и овие режими можат да се поделат на:

- нагло кочење кое се користи при ненадејна ситуација, па во овој случај патот на кочење треба да е што помал. Секако, ваквите режими ретко ги оптоваруваат кочниците, но тие треба да можат да ги прифаќаат;
- постепено, благо кочење кое се користи во случај на планирано смалување на брзината или сопирање на возилото;
- благо долготрајно кочење се применува во услови на движење на големи падови и овој режим на работа особено е карактеристичен за тешките товарни возила;
- трајно закочување на возилото на место.

Секој од наведените режими поставува посебни барања од системот за кочење.

За основни кочни показатели кај наглото кочење се сметаат максималното забавање што возилото може да го оствари, додека кај долготрајното кочење кочен показател претставува термичкото оптоварување на сопирачките. Поради вака различните кочни показатели, режимот на нагло кочење и режимот на долготрајно кочење се земаат како најредовни режими за оценка на вредноста на макси-

малното забавање и топлотното оптоварување на сопирачките. Термичкото оптоварување на сопирачките се јавува како резултат на механизмот на кочењето, бидејќи кочењето, всушност претставува и процес на претворање на кинетичката енергија од возилото во работа на триење во сопирачките. Поради ова се појавува топлотна енергија која го загрева уредот за кочење.

Покрај изнесените основни барања во поглед на задоволување на режимот на кочење, современите системи за кочење треба да ги задоволат следниве барања:

- системот за кочење мора да биде со висока ефективност и да ги осигура максималните вредности на забавање, односно да обезбеди минимален пат на кочење во зависност од видот и состојбата на патната подлога, а притоа да не дозволи блокирање на тркалата во овој процес;
- системот за кочење мора да се одликува со висок степен на едновременост на активирање на сопирачките, односно нараснувањето на кочниот момент да се врши истовремено по секое тркало;
- времето на активирање на системот од моментот на притискањето врз педалот до постигнување на максималниот момент на кочење треба да биде што покусо;
- системот треба да овозможи пораст на кочниот момент на секое тркало пропорционален на нормалните реакции по тркало (или по оски), односно пропорционално на тангентните реакции на секое тркало;
- системот треба да обезбеди еднаквост на кочните сили, на тркалата од иста оска, односно разликите помеѓу кочните сили на левите и десните тркала од ист мост не смеат да бидат поголеми од 20%;
- кочниците мораат да гарантираат стабилност на возилото при сите режими на кочење, без занесување, скршнување и др.;
- системот за кочење треба да овозможи чувство на сигурно управување на возачот при кочење со интензитет на забавување пропорционален на силата од педалот;
- кочењето треба да се остварува без посебен напор на возачот, односно силата на педалот да биде во границите на пропишаните вредности;
- во текот на кочењето сопирачките не смеат да предизвикуваат шкрипчење, а звуките од испуштениот воздух кај пневматскиот систем за кочење не смеат да предизвикуваат пиштење, односно нивото на бучавата треба да биде контролирано;

- кочниците треба да остваруваат рамномерен притисок помеѓу фрикционите површини, со што се постигнува мирно кочење;
- системот за кочење треба да поседува можност за регулирање или за автоматско саморегулирање на кочната сила спрема вредноста на тангентните (нормалните) реакции на предните и на задните тркала;
- поради појава на топлотни оптоварувања во процесот на кочење, сопирачките треба да имаат можност и способност за брзо ладење;
- коефициентот на триење меѓу кочните површини мора да биде постојан за време на целиот процес на кочењето;
- сопирачките со својата конструкција не треба да дозволуваат навлегување нечистотии и влага помеѓу фрикционите површини од кои се намалуваат кочните карактеристики;
- кочните механизми кај приклучните возила треба да имаат можност за автоматско самозакочување при откачување од влечното возило;
- кочниците треба да имаат прста и компактна конструкција и едноставен начин на одржување;
- кочниот механизам треба да биде сигурен и надежен во текот на целиот експлоатационен век.

Во денешниот степен на развој на возилата се вградуваат најразлични видови кочни системи, а нивната поделба најчесто се врши според начинот на пренесувањето или остварувањето на кочната сила, а често и според видот на самите сопирачки.

14.2. Градба на кочните системи

За да се задоволат бројни барања што треба да ги исполни возилото во сообраќајот во поглед на кочењето, тоа треба да поседува кочни системи кои се во согласност со важечките директиви за оваа област, а посебно да ги задоволува одредбите од Правилникот ЕСЕ – 13 кој, меѓу другото, го опфаќа барањето за градба на кочните системи. Во најширок поглед, системот за кочење е составен од повеќе сложени потсистеми во кои се обединети повеќе склопови и елементи кои, според барањата, можат да се поделат на следниве градби:

- работна кочница,
- помошна кочница,
- паркирна кочница,
- дополнителна кочница-забавач.

Врз основа на вака дадените конвенционални имиња може доволно јасно да се претпостават основните функции на овие кочници, за кои накусо може да се изнесе следново:

- работната кочница често пати се нарекува и главна бидејќи ги остварува најзначајните функции при кочењето, при што е способна да обезбеди максимално забавање, планирани кочења, кочење по зголемени удолници и др. Може да се нагласи дека на системот на работна кочница во основа се однесуваат скоро сите барања што се наведени во претходната точка од оваа глава;

- помошната кочница има задача да го обезбеди кочењето со возилото во случај на откажување на функцијата на одделни елементи од работната кочница. Оваа кочница својата задача, според прописите, може да ја извршува со работни перформанси кои се пониски од перформансите на работната кочница. Целта на воведувањето на оваа сопирачка, како потсистем во системот за кочење, секако се законските барања за зголемена безбедност во сообраќајот преку зголемување на надежноста со воведување резервен систем. Може да се нагласи дека, во согласност со прописите, секое возило мора да поседува два независни системи за кочење или најмалку два преносни механизма кои дејствуваат на исти сопирачки, што е најчест случај во практиката, каде преносниот механизам од помошна сопирачка најчесто ги активира истите сопирни елементи од работната сопирачка;

- паркирната сопирачка има задача да го закочи на место веќе сопреното возило, односно да изврши паркирно кочење. Во практиката паркирната кочница најчесто ја врши и функцијата на помошна кочница, па овие кочници во својата класична изведба имаат систем кој, со фиксирање во определена положба, може да го задржи возилото закочено на место;

- дополнителната кочница, односно забавачот, претставува посебен уред кој обезбедува контролирано (забавено) спуштање на возилото по долги падови. Овој уред, според законските прописи, е задолжителен за возилата со поголема маса. Може да се нагласи дека во возилата кај кои што е вграден забавач, дури и често тој се користи и за приковување по прав хоризонтален пат, со што се штедат работните сопирачки.

Анализирајќи ги елементите од кои се состојат презентираните потсистеми, кај сите, на единствен начин, може да се идентификуваат функционалните компоненти, како што се: командата, преносниот механизам и сопирачката.

Командата го активира соодветниот кочен потсистем (работната, помошната, паркирната кочница или забавачот). Командата на

работната сопирачка најчесто е во форма на педал кој е поставен непосредно пред возачот: тој, на едноставен начин, притискајќи врз педалот, го активира преносниот механизам од кочниот систем.

Командите за помошната и паркирната кочница почесто се изведуваат како рачни и се поставени така, возачот со рака да може да ја активира командата. Командата на овие сопирачки може да биде поставена во форма на рачка на подот или покрај самиот волан, а постојат бројни решенија кога команда на овие сопирачки е, исто така, со педал, само што на педалот се командува со левата нога.

Во последно време се појавуваат и решенија во кои команда на овие системи се прави со електровклопник. Овој вид команда често се користи и за активирање на забавачот од возилото, особено ако тој е вграден далеку од возачот. Забавачот како елемент често може да биде активиран кога се притиска педалот за работната кочница.

Кај влечните возила, за активирање на преносниот механизам за кочење на приколката се користат истите команди од возилото, а паркирната сопирачка се активира со посебна команда која се наоѓа зад или од страната на приколката. Кај определена категорија приколки, чија маса не надминува 3500 [kg], дозволено е командувањето да биде на инерционен принцип: со „налетување“ на приколката врз возилото се активира команда за работно кочење.

Преносниот механизам го прифаќа импулсот од команда и во најкусо можно време ги активира извршните органи. При таков пренос, овој механизам треба да обезбеди соодветно зголемување на силата за активирање на сопирачките, да обезбеди доволен од за сигурно кочење и, наедно, времето за одсивот на сигналот за кочење да биде во дозволените граници, во зависност од видот на преносниот механизам. Последното барање е многу значајно за остварување на функцијата на процесот на кочењето и за перформансите на возилата во целина. Треба да се укаже дека исполнувањето на оваа задача, во основа, е сложено, особено кога се работи за работната кочница кај возила со големи вкупни маси и со голема должина.

Според сегашната состојба во областа на систематизирањето на преносните механизми, според принципот на пренос на енергијата тие можат да се поделат на:

- механизми кои вршат пренос на енергијата предадена од возачот врз педалот,
- механизми кои вршат пренос на енергијата од возачот, а притоа пренесуваат и енергија додадена од друг извор (механичка, пневматска и др.),

– механизми кои вршат пренос на енергија создадена од други (надворешни) извори, а импулсот се добива преку командата од возачот.

Наведените поделби, во основа, носат и конвенционални имиња. Првото решение се нарекува преносен механизам без серводејство, второто се нарекува преносен механизам со делумно серводејство, а третото се нарекува преносен механизам со целосно серводејство.

Кај преносните механизми кои не поседуваат серводејство, целата енергија за процесот на кочењето потекнува од возачот. Поради малата вредност на оваа енергија, ваквите преносни системи се користат само кај лесните возила (патнички и товарни) кои имаат релативно мали маси.

Според начинот на кој се врши преносот на енергијата, овие механизми можат да бидат механички и хидраулични (кои најчесто се користат). Преносните механизми со делумно сервозасилување, покрај енергијата од возачот, пренесуваат и енергија од други извори. Во практиката, засилувањето може да биде од серловакуумски засилувач кој често се користи кај лесните возила, потоа од хидрауличен сервозасилувач, а се сретнуваат и системи со пневматско засилување.

Кај некои возила, во гранични случаи, како сервозасилувач се користи и енергијата од пружини, што претставува и некој вид механички сервозасилувач.

Преносните механизми со целосно сервозасилување, во основа, работат на истите енергетски извор како и претходните, со тоа што низ преносниот механизам се пренесува само енергијата од надворешните извори, а возачот со командниот систем само управува со енергијата потребна за процесот на кочење со возилото.

Според сегашните трендови за развој на овие системи, вакуумските преносни механизми сè поретко се застапени кај современите возила, независно дали вакуумот се добива од вакуумпумпа или од вшмукувачкиот колектор на моторот.

Пневматските преносни механизми имаат значителна примена кај тешките возила кај кои изворот на енергијата се добива од компресор. Границен фактор на примениата на овие системи, секако, претставува времето на одсив на сигналот за кочење кое кај овој вид кочни механизми е доста долго.

Хидрауличните преносни механизми својата сервоенергија ја добиваат од хидропумпа со висок притисок, а системот е компактен, со голема брзина на одсивот, што обезбедува ефикасно кочење.

Комбинираните преносни механизми со целосно серводејство се изведуваат како хидропневматски и претставуваат две одвоени целини

(хидраулична и пневматска). Овие системи се јавуваат поради потребата за скусување на времето на одсивот на сигналот при кочењето, особено кај долгите возила.

Кочењето на приклучните возила се остварува со преносни механизми кои во целост се интегрирани со преносниот механизам од влскачот, поради што овие механизми се сретнуваат во сите изведби (хидраулични или пневматски).

Сопирачките, како фрикциони елементи, го вршат претворањето на кинетичката енергија на возилото во топлинска, со кој процес всушност го вршат кочењето. Проблемот на претворањето на енергијата во топлина и нејзиното одведување е дотолку поголем ако се работи за режим на долготрајно кочење на возилото при спуштање по големи падови, поради што сопирачките се посебно термички оптоварени. Со цел да се растоварат сопирачките од вакви оптоварувања, кај овој вид возила се вградуваат забавачи кои во основа претставуваат, исто така, сопирачки кои работат на хидродинамички, електродинамички, моторски, фрикционен или на аеродинамички принцип.

Според конструктивните изведби, кај моторните возила во примена се сопирачките со барабан, сопирачките со диск и сопирачките со лента.

Барабан – сопирачките принципијелно се решени така што папучите со фрикциони облошки притискаат радијално на фрикционата површина изведена во облик на цилиндар и се остварува триење. Поради тоа тие се наречени радијални сопирачки. Доколку папучите притискаат однадвор на барабанот тие се надворешни сопирачки. Ваквите сопирачки ретко се користат кај возилата, освен кај некои трактори – како работни кочници, и кај некој возила – како помошни кочници кои обично се сместуваат на карданското вратило.

Барабан – сопирачки со внатрешните папучи можат конструктивно да се решат на повеќе начини. Основните разлики меѓу одделни изведби се однесуваат на начинот на потпирање и на начинот на активирање на папучите, а потоа и на бројот на папучите, начинот на нагодувањето и други конструкцијски особини. На тој начин, за една одредена сила на активирање (сила која се доведува на сопирачката, т.е. со која се дејствува на папучите) можат да се остварат различни кочни моменти.

Диск – сопирачките се нарекуваат и аксијални сопирачки поради начинот на дејствувањето на кочната сила врз дискот.

Постојат две принципијелни решенија за изведба на овие сопирачки:

- диск-сопирачки со стега (јавач)
- диск-сопирачки со ламели.

Кај диск-сопирачките со стега дискот е притиснат (закочен) со кочен механизам (стега) само во еден сегмент.

Кај ламелестите сопирачки притисокот се остварува по целата прстенеста фрикционна површина.

Суштинската разлика помеѓу овие два вида диск – сопирачки се состои во тоа што кај ламелестите може да се користат повеќе ламели, односно не само две фрикциони површини како кај сопирачките со стега (од секоја страна на дискот по една).

Сопирачките со лента, кај кои подвижниот дел е барабан, а неподвижниот е лента, ретко се користат за кочење на возилата, освен во определени случаи, и тоа како паркирни сопирачки сместени на карданот од возилото. Меѓутоа, овие сопирачки често се користат во менувачот со планетарен пренос – за промена на степенот на пренос.

14.3. Конструкција на сопирачките

Конструктивните посебности на сопирачките зависат од нивниот концепт на градба кој накусо беше изнесен во претходната точка. Во продолжение се изнесени карактеристиките на одделни конструкции на сопирачките со барабан, диск сопирачките и сопирачките со лента.

14.3.1. Сопирачки со барабан

Сопирачките со барабан традиционално се најдолго применувани кај моторните возила, и тоа во концепт фрикционата врска (триенето) да се остварува од внатрешната страна на барабанот, врз која притискаат фрикционите облошки кои се врзани за своите носачи, популарно наречени кочни папучи. Поради начинот на нивното дејствување, сопирачките со папучи се нарекуваат и радијални, за разлика од сопирачките со диск кои кочењето го остваруваат со аксијален притисок врз дискот.

Во текот на нивниот долг период на развој конструирани се различни решенија на барабан-сопирачки, а нивното основно систематизирање може да се изврши според начинот на нивното дејство, што е во директна функција од начинот на нивното активирање и остварувањето на ефикасноста при сопирањето.

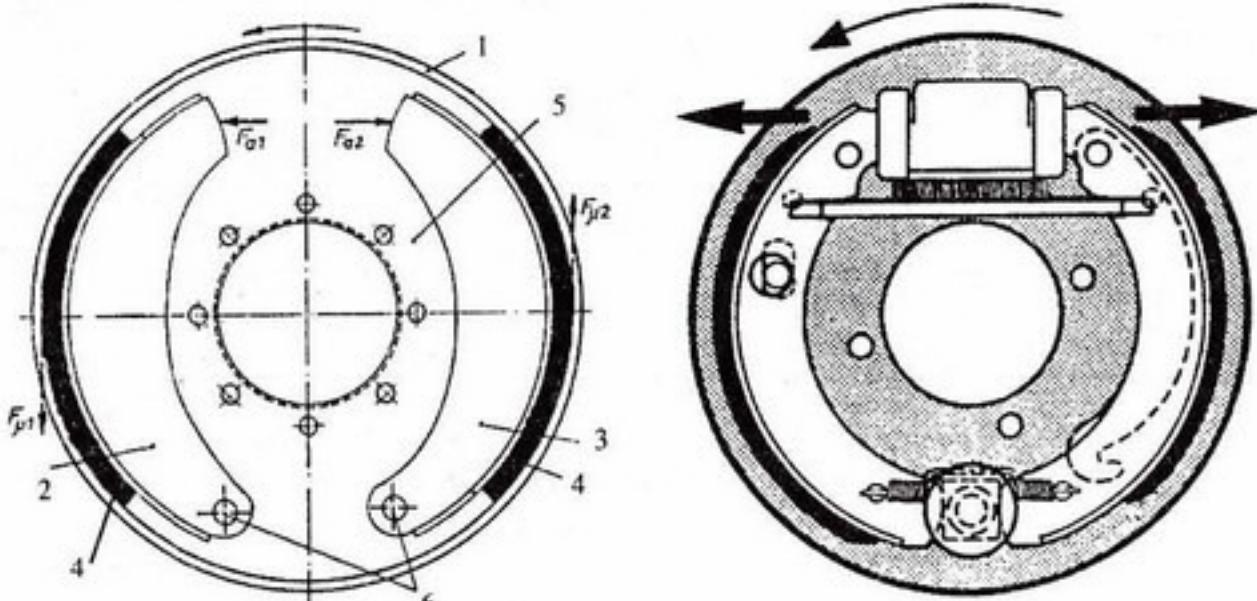
Во контекст на ваквата поделба, барабан-сопирачките се изведуваат како:

- барабан-сопирачки со просто дејство, или таканаречени симплекс сопирачки,
- барабан-сопирачки со двостепено дејство, или дуплекс сопирачки,
- барабан-сопирачки со двострано дејство, или таканаречени дуо-дуплекс сопирачки,
- сопирачки со серводејство.

14.3.1. Барабан-сопирачки со просто дејство-симплекс сопирачки

Тргнувајќи од самото име, овие сопирачки претставуваат наједноставни сопирни механизми кои се застапени кај сите моторни возила.

На сл. 14.01 е претставена шема на барабан сопирачка со просто дејство кај која разликуваме сопирачки барабан (1), сопирачки папучи (2 и 3), фрикциони облошки на папучите (4) и носач на папучите (5), односно капак на сопирачката.



Сл. 14.01

Независно од видот на механизмот за активирање (дали е механички или хидраулички), на папучите се соопштуваат сили F_a_1 и F_a_2 (кои често се еднакви), па под нивно дејство тие се „отвораат“, односно се „рашируваат“ и притиснуваат врз барабанот (1), вртејќи се околу своите зглобови (6) кои се наоѓаат на спротивните нивни краеви со кои се зафатени за капакот (носачот на папучите 5) од сопирачката.

Од сликата се гледа дека, при претпоставена насока на вртење на барабанот (како на сликата), како резултат на допирот на секоја папуча, ќе се појават сили од триенјето во насока како на цртежот.

Од приказот на силите се гледа дека силата на триенје $F\mu_1$ има тенденција дополнително да ја отвори папучата 2 околу зглобот 6, со што го зголемува притисокот врз барабанот и обезбедува поголем интензитет на кочење. Папучите кај кои силата на триенјето дејствува на зголемување на нивното отворање се нарекуваат наидувачки или предни папучи, што воопшто не мора да кореспондира со стварната позиција на поставеност на папучата (дали е таа во сопирачката поставена напред или назад во однос на возилото и сл.).

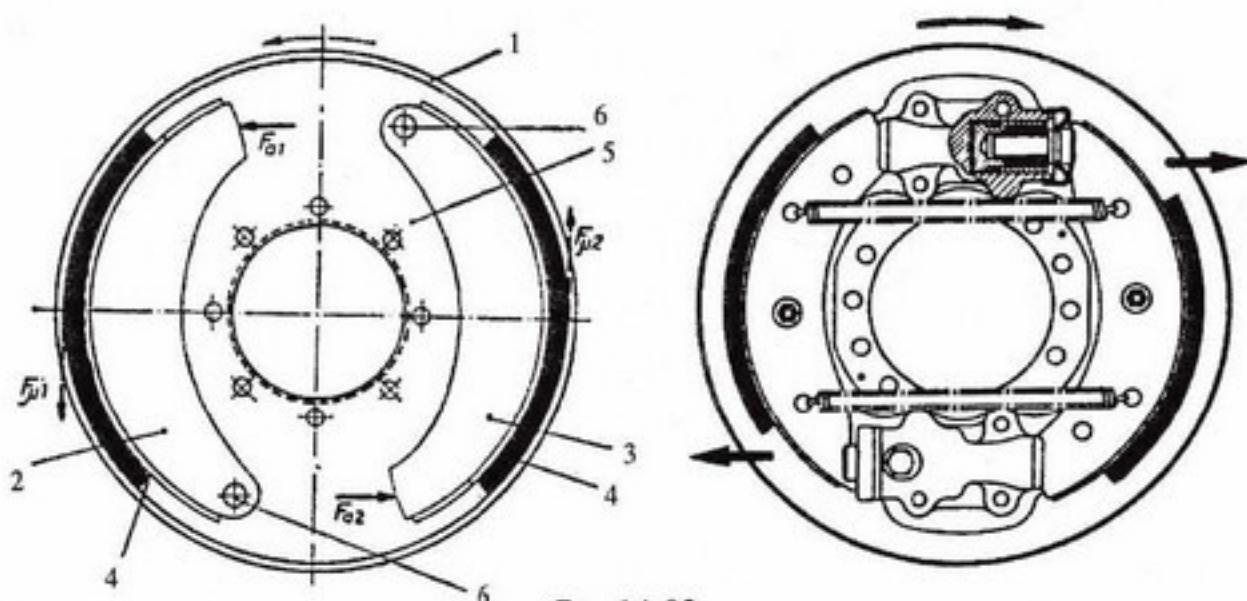
Од приказот, исто така, може да се заклучи дека силата на триенјето $F\mu_2$, која се јавува во контактот помеѓу папучата 3 и барабанот 1, се стреми да ја „затвори“ навнатре, односно да ја заротира на начин таа да се одвои од барабанот, со што се намалува притисокот во контактот, а со тоа се смалува ефикасноста на кочење со оваа папуча. Папучите кај кои силата на триенје дејствува на овој начин (го смалува ефектот на кочењето) се нарекуваат задни или симнувачки, што исто така не кореспондира со позицијата на овој вид папуча во самата сопирачка.

Од изнесеното може да се заклучи дека интензитетот на кочењето помеѓу „предната“ и „задната“ папуча е различен. Во практиката, предната папуча често постигнува двојно поголема ефикасност од задната што, од друга страна, ако не се преземат соодветни мерки, фрикционата облошка од предната папуча побрзо ќе се истроши во експлоатација.

Ако се претпостави дека тркалото може да ја смени насоката на вртењето (ако возилото се движи назад), тогаш може да се заклучи дека папучите ќе ги променат своите улоги во поглед на ефикасноста на кочењето, па предната папуча ќе стане задна, и спротивно. Во случај на симетрични папучи, сопирачката ќе постигне иста ефикасност како при движење на возилото напред, што е многу важно, па ова се смета за значајна предност што ја поседуваат сопирачките со просто дејство, односно симплекс-сопирачките.

14.3.2. Барабан-сопирачки со двостепено дејство или дуплекс-сопирачки

Слабостите кои во поглед на кочењето ги има симнувачката папуча кај симплекс-сопирачките се отстранети со тоа што кај дуплекс сопирачките и двете папучи, при вртење на барабанот во определена насока, дејствуваат како наидувачки (сл. 14.02).



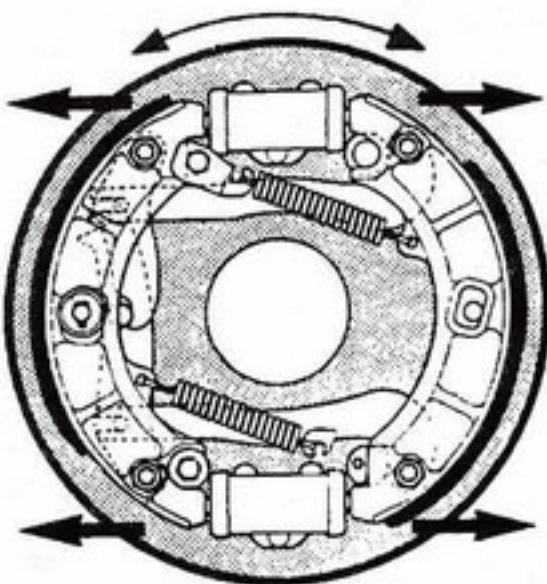
Сл. 14.02

Од сликата се гледа дека активирањето на сопирачките се врши со активните сили F_{a1} и F_{a2} кои се генерираат на спротивните страни од папучите. Силите од триенje F_{μ_1} и F_{μ_2} подеднакво се стремат да ги отвораат двете папучи околу зглобовите, со што се постигнува максимална ефикасност при кочењето бидејќи двете папучи (2 и 3) постапуваат предни односно наидувачки.

Овие сопирачки ја губат ефикасноста на кочењето доколку се смени насоката на вртењето на барабанот. Во таков случај, силите F_{μ_1} и F_{μ_2} ја менуваат насоката на дејствување, па се стремат да ги оттргнат (одвојат) папучите од допирот со барабанот, двете папучи постапуваат задни односно симнувачки поради што се смалува контактниот притисок, се смалува вредноста на силата на триенje F_{μ} , па се смалува и моментот на сопирачката во вакви услови на експлоатација. Овој режим се смета како голема слабост за овој вид сопирачки, поради што кај возилата не се вградуваат само дуплекс сопирачки туку, најчесто, во комбинација со симплекс сопирачки по одделни оски од возилата.

14.3.3. Барабан-сопирачки со двострано дејство или дуо-дуплекс сопирачки

Со цел да се искористат добрите својства на дуплекс сопирачките кога тие работат во насока двете папучи да се наидувачки, а притоа да се избегне влошување на ситуацијата при промена на насоката на вртењето на барабанот двете папучи да не станат симнувачки, односно да останат наидувачки, проектирани се барабан-сопирачки со двострано дејство, или таканаречено дуо-дуплекс сопирачки (сл. 14.03).



Сл. 14.03

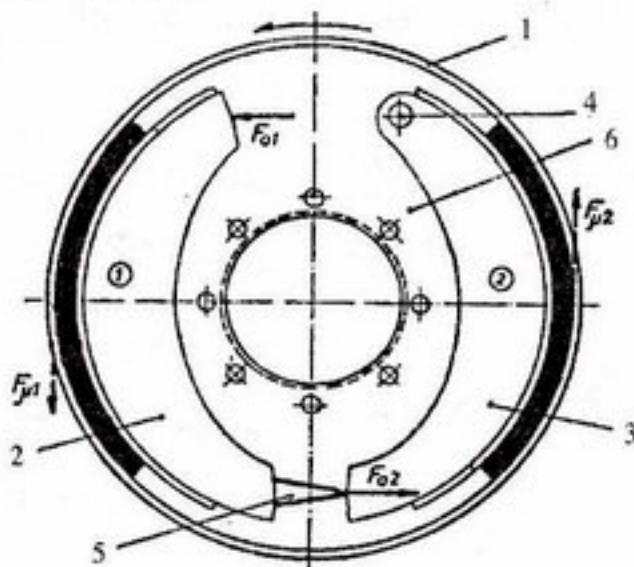
Како што се гледа од сликата, секоја папуча, има променлив начин (систем) за своето активирање и потпирање. На тој начин се постигнува активната сила на отворање на папучата да биде постојана на почетокот на вртливиот допир помеѓу барабанот и папучата, а потпирањето на папучата се врши на спротивната страна од насоката на вртењето на барабанот. Тоа значи дека при движење на барабанот налево (сл. 14.03), силата за отворање на левата папуча ќе дејствува на горниот крај од папучата, а со долниот крај таа ќе се потпре на потпората на капакот (или на друго место, за што ќе стане збор подоцна), на кој начин папучата работи како наидувачка, односно како предна. Во исто време, десната папуча се активира со сила во долниот свој крај, а се потпира во горниот крај (на ист начин како левата папуча), па и оваа станува наидувачка, односно предна.

Во случај барабанот да ја смени насоката на вртењето, тогаш левата папуча, од сликата се отвора со сила од долниот крај, а се потпира горе, десната папуча се отвора со сила од горниот крај а се потпира долу. Од изнесеното се заклучува дека, и во овој случај, двете папучи се шират, односно две папучи остануваат наидувачки (предни) и имаат иста ефикасност и при спротивно вртење на барабанот.

На овој начин е постигната целосна ефикасност на сопирачката во двете насоки. Поради релативно високите кочни ефекти што ги постигнуваат дуо-дуплекс сопирачките, тие се предмет на постојан интерес за градба кај потешките патнички и товарни возила. Ограничувањето на нивната примена, сепак, е условена од голема осетливост на промената на коефициентот на триенјето во текот на кочењето, што не е така изразено кај симплекс-сопирачките.

14.3.4. Сопирачки со серводејство

Сопирачките со серводејство претставуваат посебно конструктивно решение во кое, при вртење на барабанот во една насока, двете папучи се наидувачки, а кога вртењето е во спротивната насока – двете папучи се симнувачки. Посебноста на ова решение може да се види и од приказот на сл. 14.04.



Сл. 14.04

Како што е претставено на сликата, папучата 2 нема свој зглоб на ротација или на потпирање кој би бил поставен на капакот од барабанот, туку со зглоб (5) таа е потпрена на втората папуча (3) која пак зглобно е врзана со капакот (6) од сопирачката во точката 4.

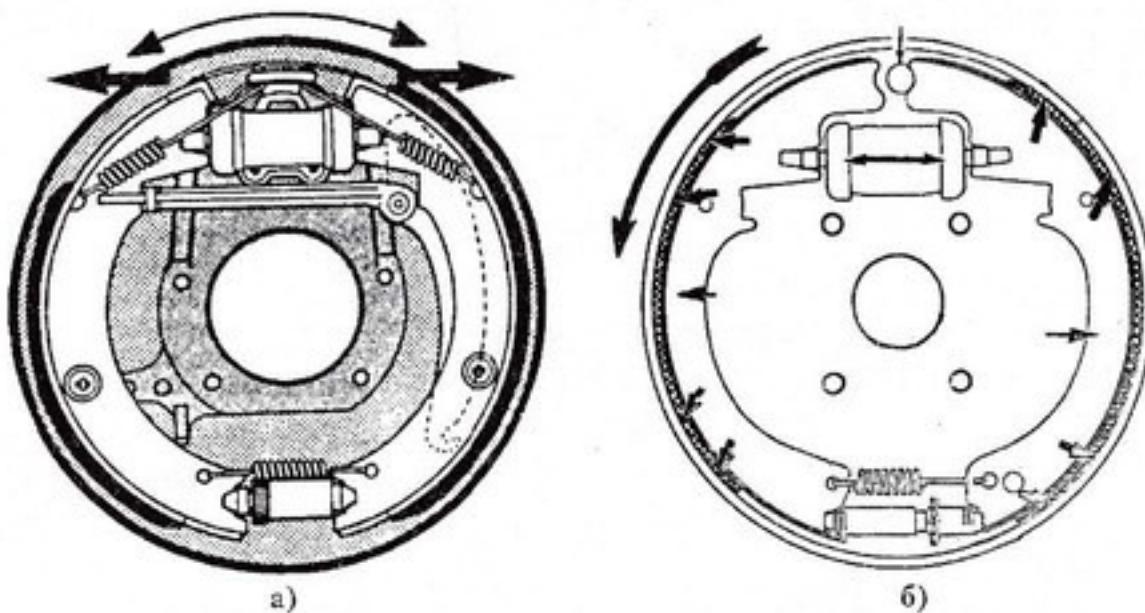
Со дејството на силата (од клипот) се отвора првата папуча а под дејство на силата на отворањето и силата на триенјето од првата папуча, преку зглобот 5, се отвора втората папуча околу зглобот 4.

Со овој механизам, реакцијата во зглобот 5 е многу поголема од силата на отворање на првата папуча, поради што ефектот што го остварува втората папуча е многу поголем од ефектот што го остварува првата папуча.

Врз основа на изнесеното може да се заклучи дека оваа серво-сопирачка, при иста сила на активирање, остварува значително поголем кочен ефект од симплекс и од дуплекс-сопирачките. Меѓутоа, при промена на насоката на вртењето, двете папучи стануваат симнувачки и сопирачката има многу мала ефикасност на кочење во услови на експлоатација.

Со цел да се надмине последната неповољност, односно да се постигне иста ефикасност на кочењето во двете насоки на вртењето на барабанот, а сепак сопирачката да го запази сервоефектот, проектирани се решенија (сл. 14.05) каде што, во зависност од насоката

на вртењето на барабанот, силата на активирањето и точката на потпирањето ги менуваат местата. Тоа значи дека со менувањето на местата на силата и точката на потпирање, двете папучи остануваат постојано наидувачки (предни), а сопирачката има иста ефикасност во двете насоки на вртење на барабанот. Поради тоа овие сопирачки го носат името дуо-сервосопирачки.



Сл. 14.05

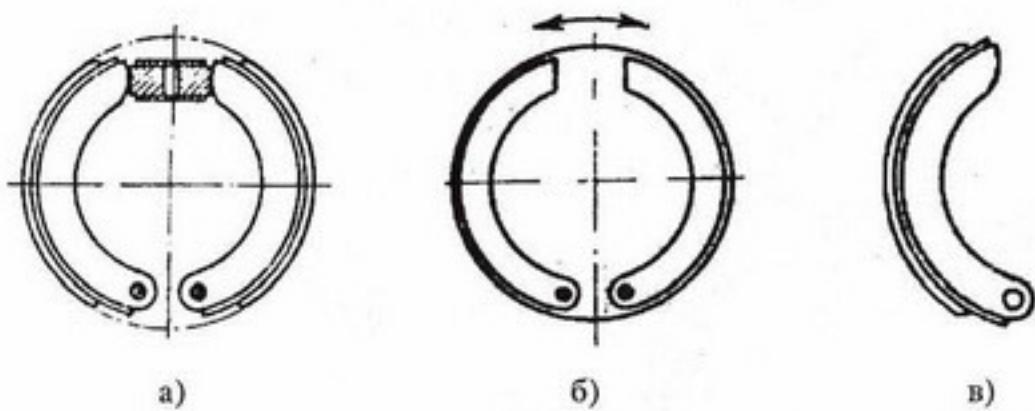
Основен проблем и кај овој вид сопирачки е нивната голема осетливост на промена на коефициентот на триење, особено ако се работи за возила кои се движат со големи брзини. Поради тоа овие сопирачки, иако се сретнуваат и кај тешки возила, најчесто се применуваат кај работните машини и кај тракторите.

14.3.5. Карактеристики на изведените конструкции на барабан-сопирачките

Во претходните точки беа дадени принципиелните разлики помеѓу изведените решенија на барабан-сопирачки во поглед на нивната ефикасност и местоположбата на силата на отворање на папучите како и местоположбата на зглобовите, односно потпорните точки на папучите. Со цел да се согледаат спецификите на одделни конструктивни решенија од наведените типови сопирачки, во продолжение се претставени решенија кои во себе содржат некои посебности.

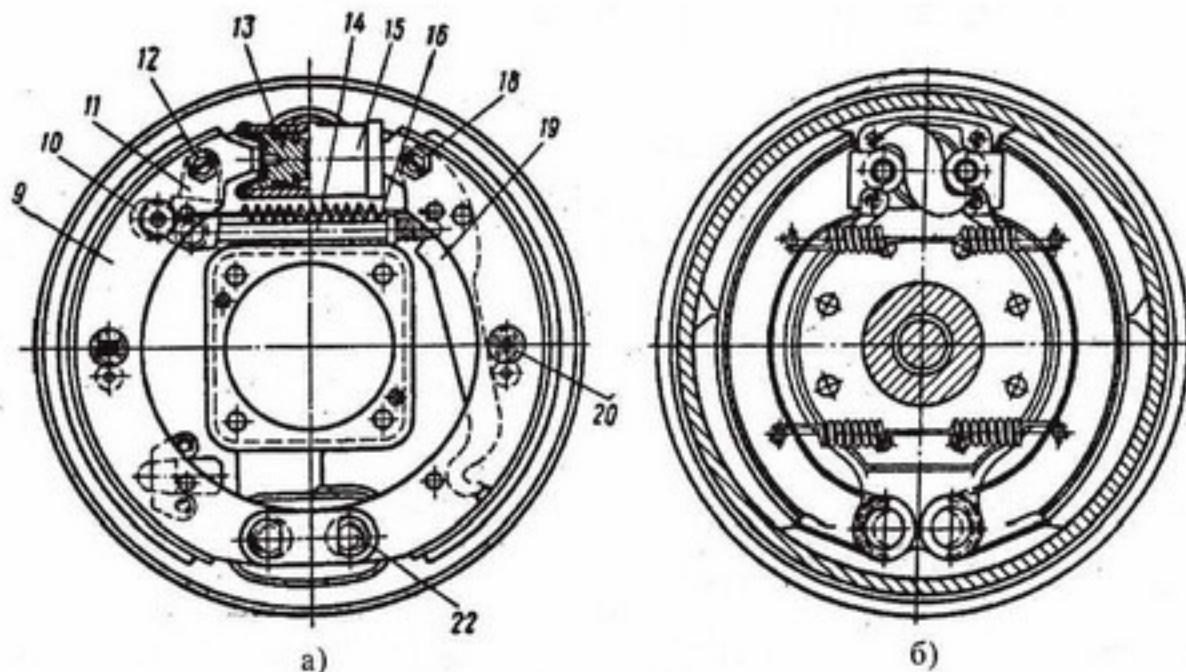
На сл. 14.06 се прикажани неколку шеми и изведби на симплекс сопирачки, и тоа на сл. 14.06а е прикажана основната шема на симплекс сопирачка од која, врз основа на претходните објаснувања, се гледа дека таа има еднаква ефикасност во двете насоки. Од истата

шема, под а) и б), се гледа дека кочните папучи со капакот од сопирачката се поврзани со зглоб, а на скицата под в) е прикажан изглед на самата папуча со зглобно поврзување.



Сл. 14.06

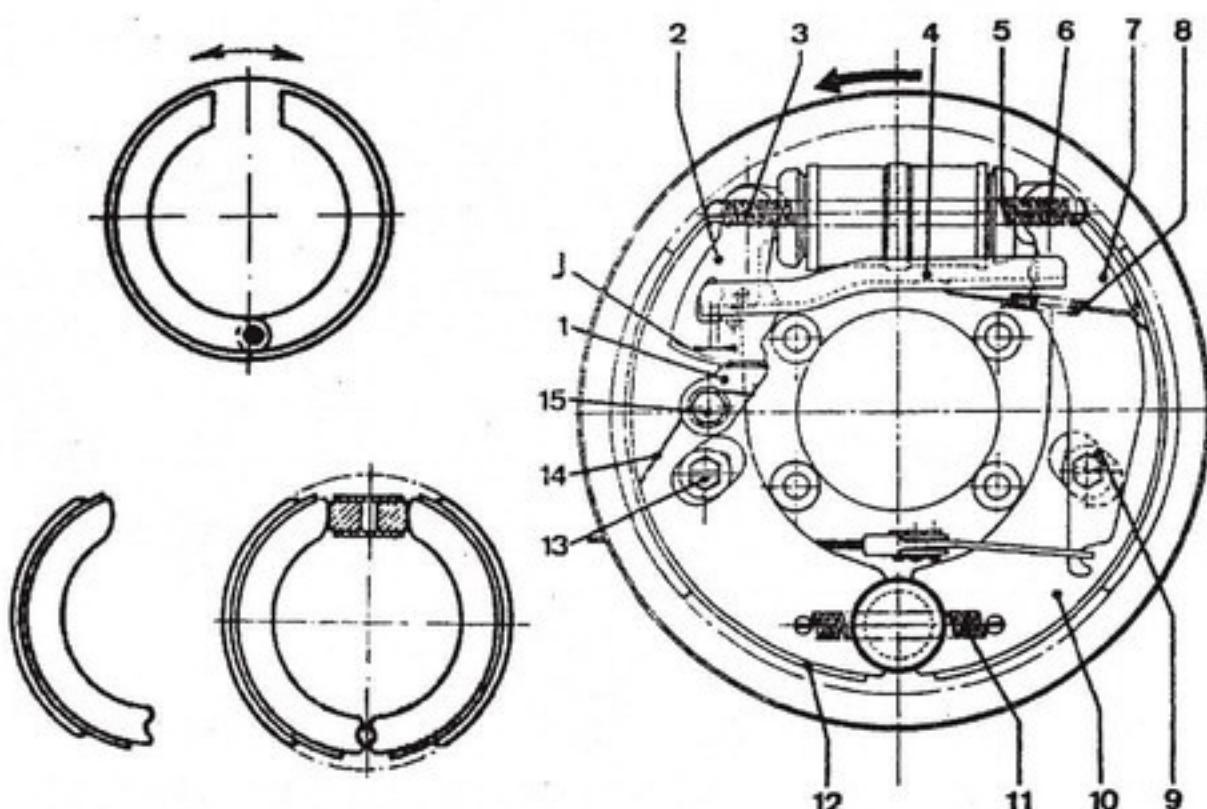
На сл. 14.07 е даден приказ на симплекс сопирачка кај која папучите со капакот се поврзани преку зглоб во долниот дел, а нивното отворање се врши со хидроцилиндар (сл. 14.07а), односно со обликуван брег во форма на буквата „S“ (сл. 14.07б).



Сл. 14.07

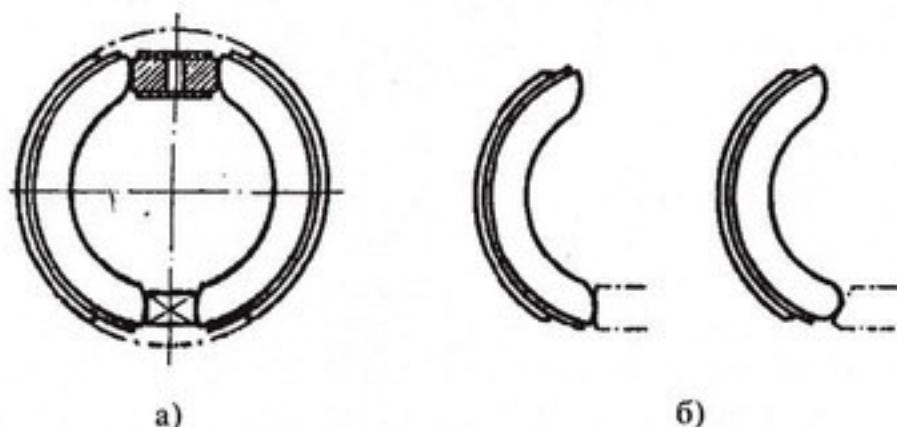
На сл. 14.08 се прикажани шеми на симплекс сопирачка кај кои папучите се потпираат на една заедничка потпора (зглоб).

Прикажаните решенија со зглобна врска обезбедуваат отворање на папучата околу центарот на зглбот што, од кинематички аспект, создава услови за неправилно истрошување на фрикционата облошка по обемот на папучата во форма на клин.



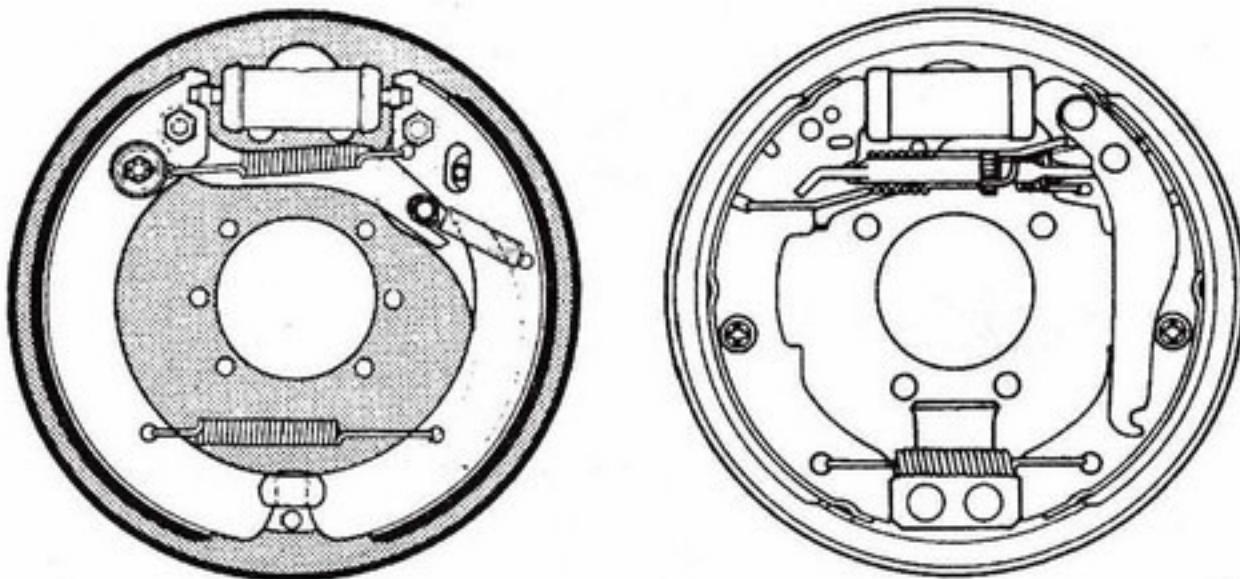
Сл. 14.08

Со цел да се постигне рамномерност во истрошувањето на фрикционата облошка, се практикува папучите да се потпираат на специјално обликувани потпори (сл. 14.09). Ваквиот начин на потпирање дозволува папучите да се „самопостават“ во најсоодветна позиција во однос на барабанот. Како што се гледа од сликата, папучите само се потпираат на потпорите, кои можат да бидат со нормална или со коса допирна површина (сл. 14.09б).



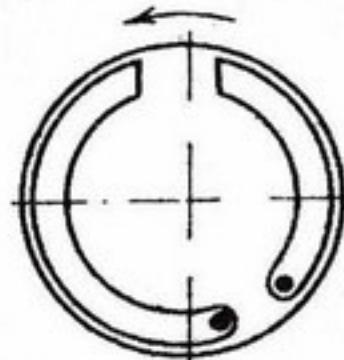
Сл. 14.09

На сл. 14.10 се дадени изведени решенија на предна и задна симплекс сопирачка со хидрауличко отворање на папучите кои се потпираат врз потпори како што е прикажано на сл. 14.09б.



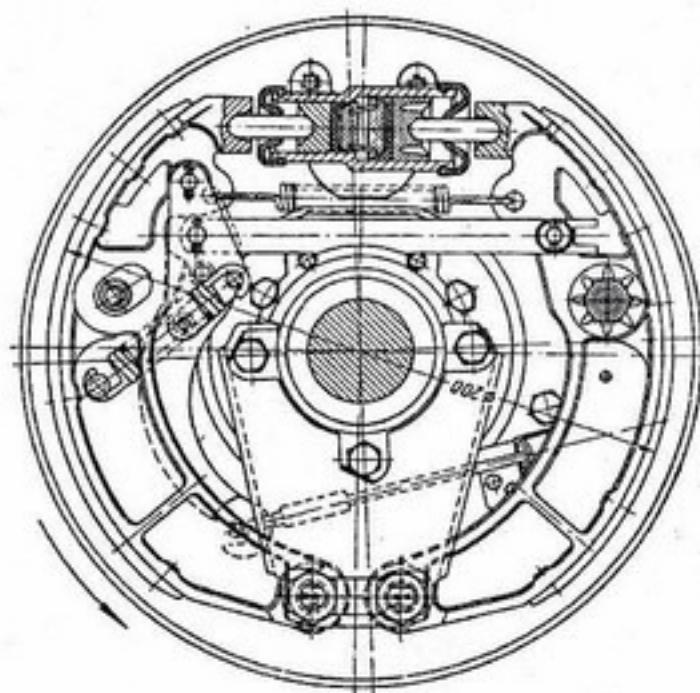
Сл. 14.10

Прикажаните решенија на симплекс сопирачките обезбедуваат иста ефикасност на кочење во двете насоки на движење на возилото, што претставува основна предност на овој вид сопирачки. Меѓутоа, бидејќи симнувачката папуча е помалку оптоварена во процесот на кочењето, таа во експлоатација се троши позабавено. Со цел да се постигне рамномерност во трошењето на фрикционите облошки, од практични причини, симнувачката папуча (при движење на возилото напред) често се прави покуса (сл.14.11), со помала фрикциона површина во допирот со барабанот. Поради еднаквите сили при отворањето на папучите од кочниот цилиндар, и поради ефектот од силата на триење кај симнувачката (малата) папуча, кај двете папучи ќе се постигне ист контактен притисок со што двете папучи ќе се трошат изедначено.



Сл. 14.11

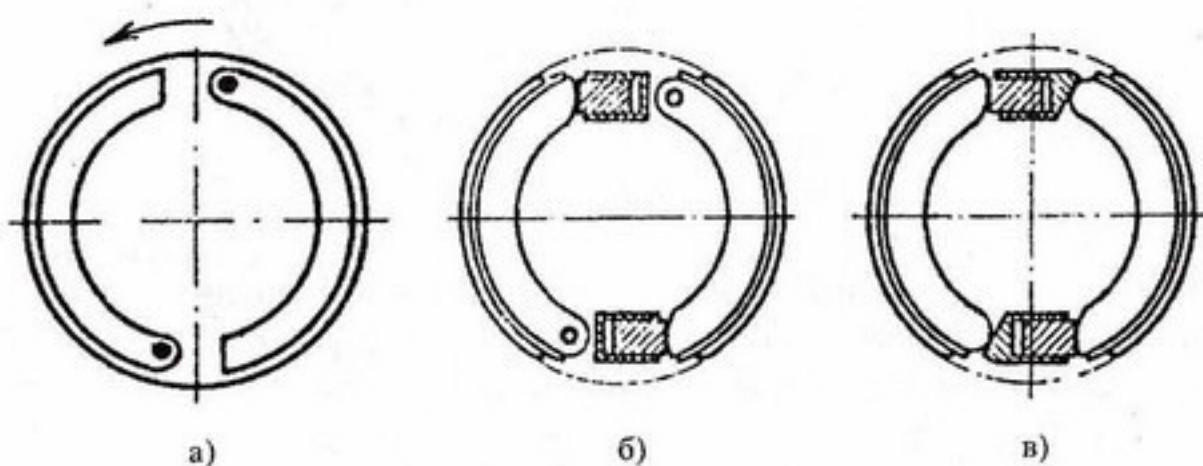
За постигнување поголема ефикасност при кочењето со симнувачката папуча, се применуваат конструктивни решенија кои генерираат поголема сила за отворење од силата на наидувачката. Ова решение, во конструктивна смисла, се состои во тоа што хидрауличниот цилиндар за отворање на папучите е со различен пречник на клиповите од двете страни, со тоа што пречникот на клипот кон симнувачката папуча е поголем (сл. 14.12). Поради истиот притисок врз клиповите, силата што ја создава поголемиот клип е поголема, па на тој начин е зголемен и ефектот на кочењето на симнувачката папуча. Со вакво решение, исто така се постигнува едновременост на истрошувањето на фрикционите облошки помеѓу предната и задната папуча.



Сл. 14.12

Како слабост на ова решеније се смета сложеноста на изработка на цилиндарот, поголемиот број различни елементи, како и посложената технологија на изработка на степенестиот цилиндар.

Дуплекс-сопирачките најчесто се изработуваат со хидрауличен принцип на отворање на секоја папуча посебно, а според начинот на потпирање на папучите, тие можат да се потпираат во зглоб (сл. 14.13а и б) или пак врз специјално обликувана потпора која всушност претставува тело на цилиндарот (сл. 14.13в).



Сл. 14.13

На сл. 14.14 се прикажани две изведени решенија на потпирање на дуплекс сопирачка според шемите од сл. 14.13 и тоа на сл. 14.14а е прикажана дуплекс-сопирачка со зглобно потпирање (отворање) на папучата, додека на сл. 14.14б е прикажано решеније со контактио (лизгачко самонагодливо) потпирање на папучите врз цилиндрице.