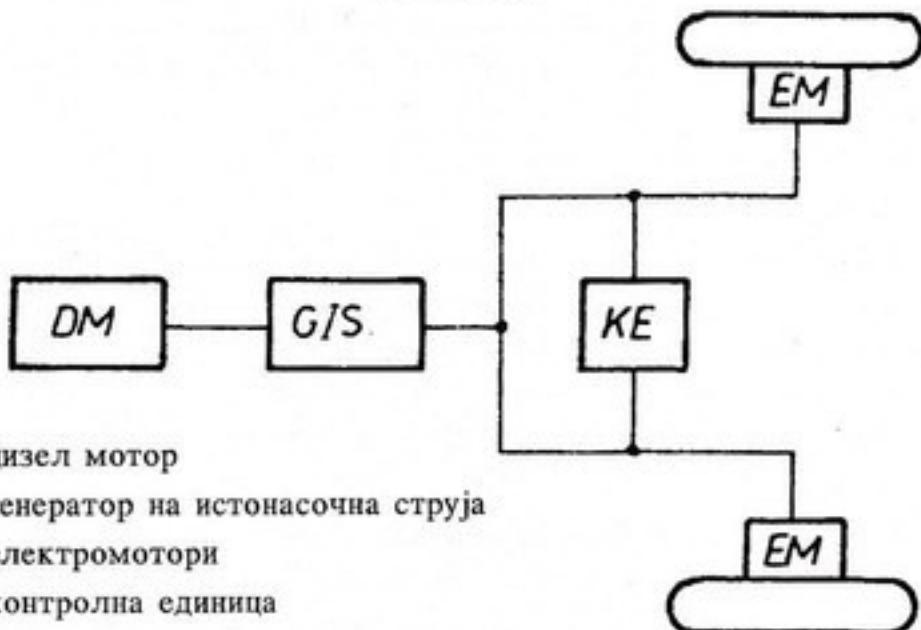


Сл. 7.120



Сл. 7.121

Според токот на електричната струја, исто така, се присутни две решенија, и тоа систем со истонасочен и систем со наизменичен ток на струјата. Кај системите со истонасочна струја, енергијата од моторот со внатрешно согорување се претвора во електрична, во електрогенератор за истонасочна струја. Струјата од генераторот ги активира електромоторите што работат со истонасочна струја. Во вториот концепт, генераторот произведува наизменична струја која низ систем на „исправувачи“ се претвора во истонасочна, со која се напојуваат истонасочните електромотори во трансмисијата на возилото.

Ваквиот концепт на примена на електромотори кои работат со истонасочна струја е присутен поради фактот што тие имаат многу поволна регулацијска карактеристика, со што се обезбедува остварување на широк интервал на аголна брзина и вртежен момент.

Тргнувајќи од овие концепти на градба на електромеханичките преносници за моторните возила, може да се систематизираат повеќе предности.

Електромеханичките преносници обезбедуваат континуирана (без степена) промена на преносниот однос на возилото и имаат способност за внатрешна автоматска регулација на вртежниот момент и аголната брзина, во зависност од отпорите на движењето на возилото, со што ја намалуваат потребата од поголемо ангажирање на возачот при експлоатацијата. Со овие системи управувањето со возилото е едноставно.

При индиректната (електрична) врска со трансмисијата, значително е продолжен векот на моторите со внатрешно согорување поради отсъството на директни и повратни оптоварувања кон и од трансмисијата. Како значителна предност во примената на електромеханичките преносници се смета фактот што има можност за слободно разместување на одделни агрегати во просторот (мотор, генератор и др.), бидејќи, нивното поврзување со погонските електромотори е преку жица.

Исто така, кај овие системи е можно воспоставување и електрорежим на кочење, при што електромоторите работат во режим на електрогенератори. Вака произведената енергија од електрогенераторите, низ електроотпорници, се претвора во топлинска, а создадената топлина, со струење на воздухот (од вентилатори), се одава во околината.

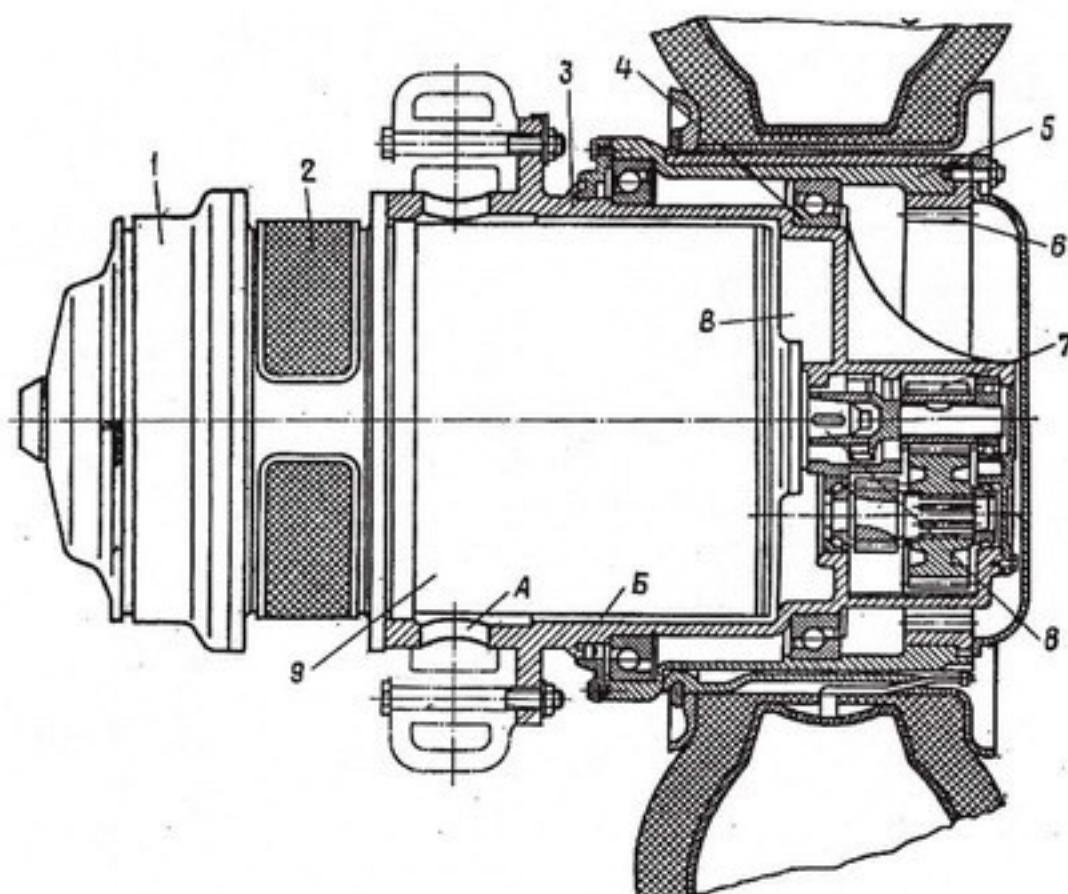
Недостатоци на овие решенија се нивната зголемена тежина и габаритот. Според споредбените показатели, тежината на сите елементи во еден хидромеханички пренос, во однос на тежината на сите елементи кај еден механички преносник, е поголема од три до десет пати. Наедно, ваквите преносници имаат полош коефициент на полезно дејство и сè уште се посаки во однос на класичните преносници.

Поради изнесеното, електромеханичката трансмисија со примена на погонски електромотори непосредно во тркалата се применува кај тешките товарни возила и кај теглачите.

Прикажаното конструктивно решение на сл. 7.122, всушност, претставува интегрална конструкција на електромоторно тркало.

Роторот (9) од електромоторот е сместен во кукиштето (3), а преку своето вратило (8) дава погон на запченикот сонце (7) од планетарниот страничен редуктор во тркалото.

Планетарниот редуктор е вграден со двојни сателитски запченици кои своето движење го пренесуваат на орбиталниот запченик со внатрешни запци (6), кој всушност претставува составен дел од вртливиот носач (5) на тркалата. Механичкиот преносник остварува висок преносен однос (и поголем од 1:40) што овозможува користење високовртежни електромотори кои пропорционално имаат помала тежина и помал габарит. Истите електромотори, во определени режи-

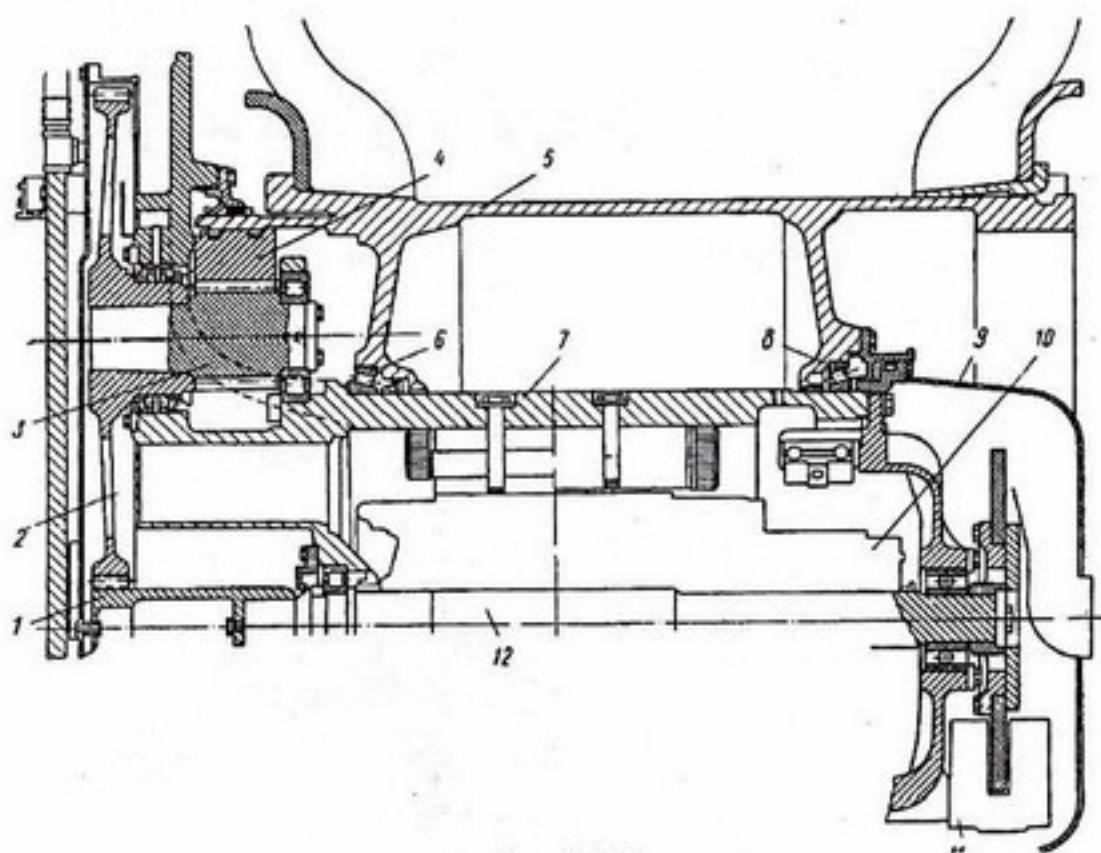


Сл. 7.122

ми, работат и како електросопирачки, поради што треба интензивно да се ладат со воздухот од вентилаторот (1), кој од околината навлегува низ решетката (2) и струи низ каналите Б, а низ отворот А излегува во околината. За да се избегне работата на електромоторот како кочница, кај ваквите возила најчесто се вградуваат и сопирачки со диск (Поз.11, сл. 7.123) или со папучи, со што се овозможува помала тежина на целиот преносник.

Со прикажаната конструкција се овозможува пренос на силина и над 600 (KW), што често се користи за движење на возила (влечни возови) со носивост и над 100 тони. Сепак, треба да се нагласи дека употребата на ваквите трансмисии е ограничена само кај некои возила (самоодни машини) кои бараат широк дијапазон на континуирана регулација на движењето или, пак, кај возила (влечни возови) кај кои повремено има потреба сите тркала да бидат погонски.

Кај прикажаното решение на сл.7.123, статорот (7) до електромоторот со истонасочна струја е прицврстен за шасијата од возилото, а врз него, преку лежиштата (6) и (8), е поставена внатрешната наплатка (5) од тркалото. На вратилото (12) од роторот (10) е поставен погонскиот запченик (1), кој преку три удвоени запченици (2) го предава моментот на орбиталниот запченик (4) кој го врти тркалото (5).



Sl. 7.123

Кај возилата опремени со ваков погон, во зависност од условите на експлоатацијата, можни се и комбинации на режимот на вклучување на одделни електромотори по тркала (само предни, само задни или вкрстени), со што се врши значителна заштеда на енергијата.

Покрај изнесените концепти, постојат изведби на возила со двоен ток на силината, и тоа како комбинација на електро и на механички пренос на силината.

Со овој концепт, само еден дел од енергијата на моторот со внатрешно согорување се претвора во електрична, а преку друга директна врска се остварува механички пренос на силината.

Со овој начин на двојна врска се подобрува коефициентот на полезно дејство но значително се комплицира трансмисионата структура во возилото.

Електромеханичките преносници особено можат да најдат примена кај определен вид приколки и полуприколки. На тој начин, тркалата од овие приколки стануваат погонски, со што се зголемуваат влечните способности на возилото, што е посебно значајно за експлоатација во влошени услови.

8. ДОПОЛНИТЕЛНИ ПРЕНОСНИЦИ

8.1. Општо

Со цел да се зголемат влечните перформанси кај моторние возила се вградуваат дополнителни преносници кои можат да имаат различна улога.

Кај возилата кои се предодредени за движење на неуредена патна подлога, со цел да се зголемат влечните перформанси, се бара погонот да се воспостави на сите тркала, па се поставува дополнителен распределителен преносник кој врши пренос и распределба на моментот кон предниот и кон задниот мост, што е најчест случај кај теренските возила.

Кај тешките возила, обично, постојат изведби погонот на возилото да се остварува преку два задни погонски моста.

Со цел да се зголемат перформансите кај влечните возила, се поставуваат дополнителни преносници – редуктори, кои имаат задача за два или за три пати да го зголемат бројот на степените на пренос на возилото; со тоа се добива широк опсег на влечно-динамички перформанси на возилото.

Кај некои видови возила, често, е потребно да се вгради дополнителен преносник кој кусорочно ќе ги подобри перформансите на возилото.

Набројувајќи ги, вака, потребите и функциите на дополнителните преносници, тие, според намената, може да се систематизираат во следниве групи:

- едностепени разводници на силина,
- повеќестепени преносници или преносници и разводници на силина,
- влечни преносници за трактори,
- разводни преносници за одвод на силина до други потрошувачи.

Разводните преносници, со својата конструкција, треба да задоволат и многу конкретни барања, како што се:

- да обезбедуваат распределба на вртежниот момент меѓу погонските мостови во соодветен однос, и тоа така да не се појави циркулација на силината помеѓу возилото и подлогата, од што би настапило преоптоварување во трансмисијата;
- да имаат можност да ги зголемат влечните сили на погонските тркала што се неопходни за совладување на отпорите на движење на возилото по лоши патишта, по вонпатна подлога и на угорини, со висока вредност;
- да обезбедуваат минимална брзина на движење при максимален вртежен момент на моторот (влечни брзини помали од 5 [km/h]).

За остварување на овие функции, разводните преносници се анализираат во контекст со преостанатиот преносен систем од возилото (менувач, главен преносник, диференцијал). Во зависност од тоа дали преносникот, како единка, може да ја спречи циркулацијата на силина, тие се изведуваат како:

- разводни преносници со блокирачки развод и
- разводни преносници со диференцијални разводи.

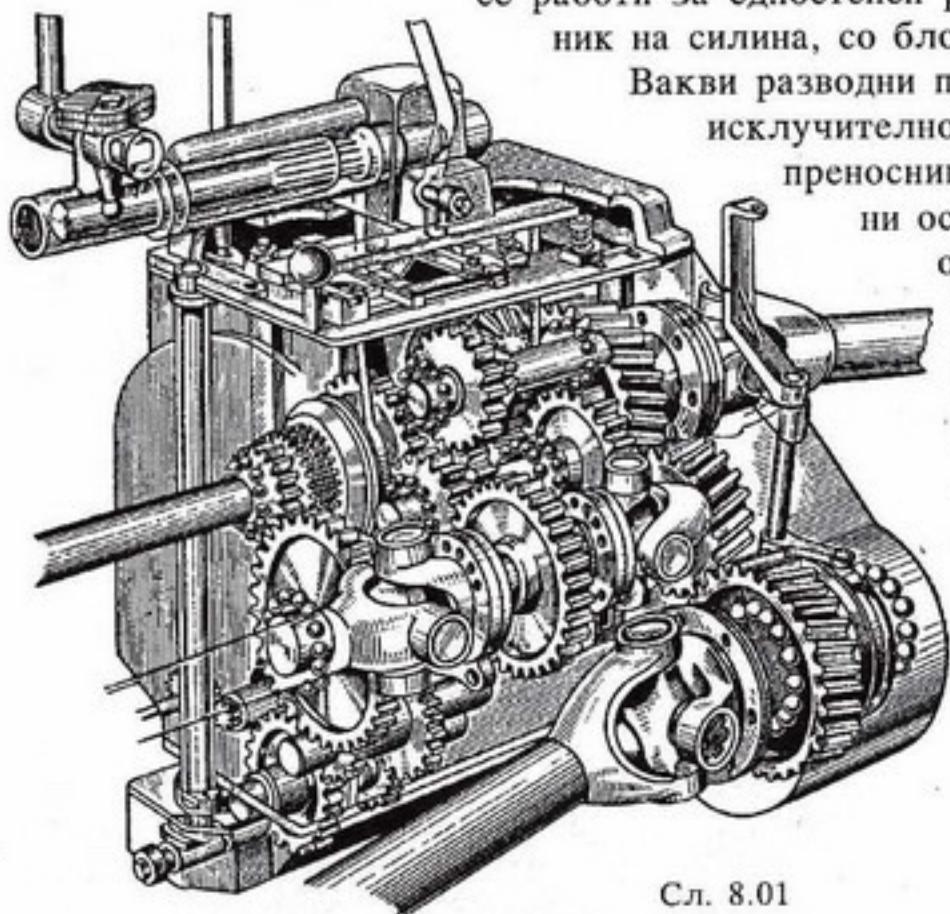
Кај разводните преносници со блокирачки развод, вратилата вршат распределба на вртежниот момент по оски, во согласност со претходно зададени пропорции, а отпорот и појавата на циркулација на силина низ трансмисијата се можни и се условени од повеќе фактори (од пречникот на одделни тркала, од конфигурацијата и профилот на патот, од отпорите на движењето итн.).

Кај разводните преносници кои имаат диференцијален развод кон излезните вратила, вртежниот момент од влезното кон излезното се пренесува низ диференцијален преносник, што овозможува погонските тркала по одделни мостови да се вртат со различна аголна брзина, без притоа да се појават ефекти од циркулацијата на силината.

8.2. Едностепени разводни преносници на силини со блокирачки развод

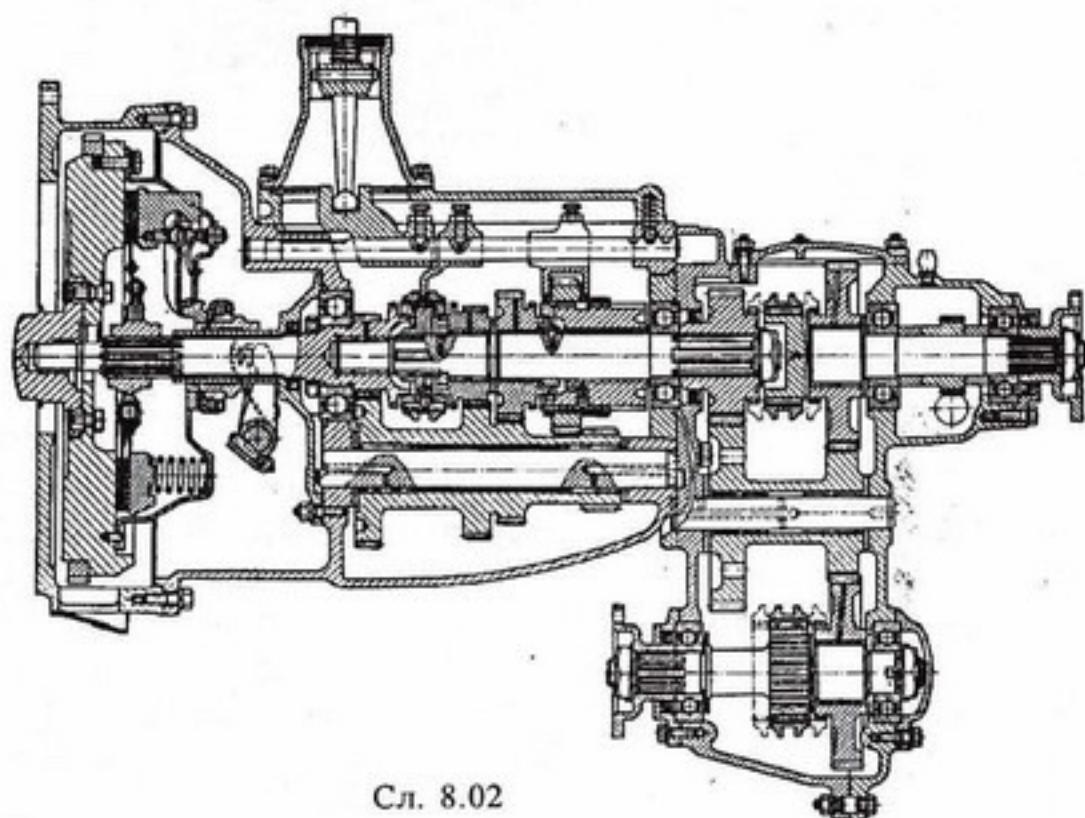
Кај моторните возила наменети за движење по вонпатни услови (теренски возила – возила со зголемена проодност) се наметнува потребата од вградување на дополнителен преносник кој ќе изврши распределба на погонот по оски. Во случај кога дополнителниот

преносник е со постојан преносен однос при вршење распределба на моментот по оски, без редукција и без можност за различно (диференцијално) предавање на вредностите на моментот на оските, тогаш се работи за едностепен разводен преносник на силина, со блокирачки развод.



Сл. 8.01

Вакви разводни преносници скоро исклучително се градат како преносници со неподвижни оски, а кукиштето од преносникот често се интегрира со (сл. 8.01) или до (сл. 8.02) кукиштето од менувачот.

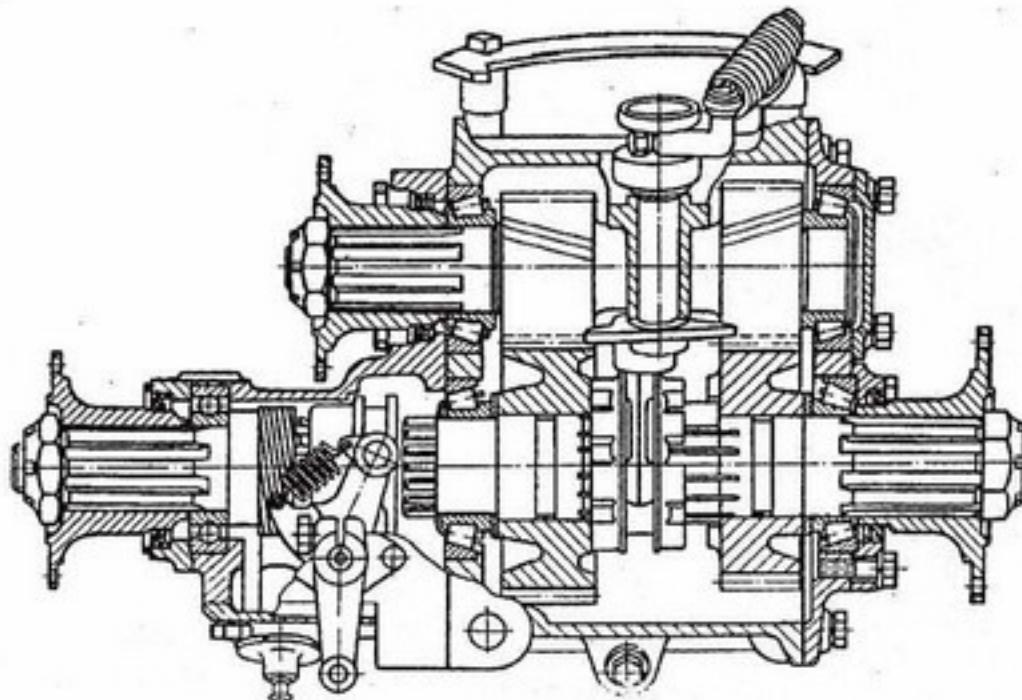


Сл. 8.02

Како што се гледа и од приказите, во разводниот преносник се поставува спојка за вклучување и исклучување на вратилото кое дава погон кон предниот мост, а кој се вклучува во услови кога возилото се движи надвор од пат. Вклучување на овој пренос на добри патни услови е нецелисходно и штетно, бидејќи, поради бројни причини (нееднакви пречниците на тркалата и др.), се појавува циркулација на силина која силно ја оптоварува трансмисијата (вратилото, запчениците и пневматиците).

Поради фактот што вратилото кон предниот мост мора да е ниско поставено, за да помине под менувачот кон предниот мост, во преносникот обично се поставува и меѓузапченик (сл. 8.02).

Меѓутоа, кај определен број возила е применето решение на дополнителен разводен преносник, без меѓувратило (сл. 8.03). Од сликата е видливо дека вклучување на погонот по одделни погонски мостови се врши со внатрешно назабени спојки кои, со аксијално поместување, се зафаќаат со надолжните жлебови од вратилата.



Сл. 8.03

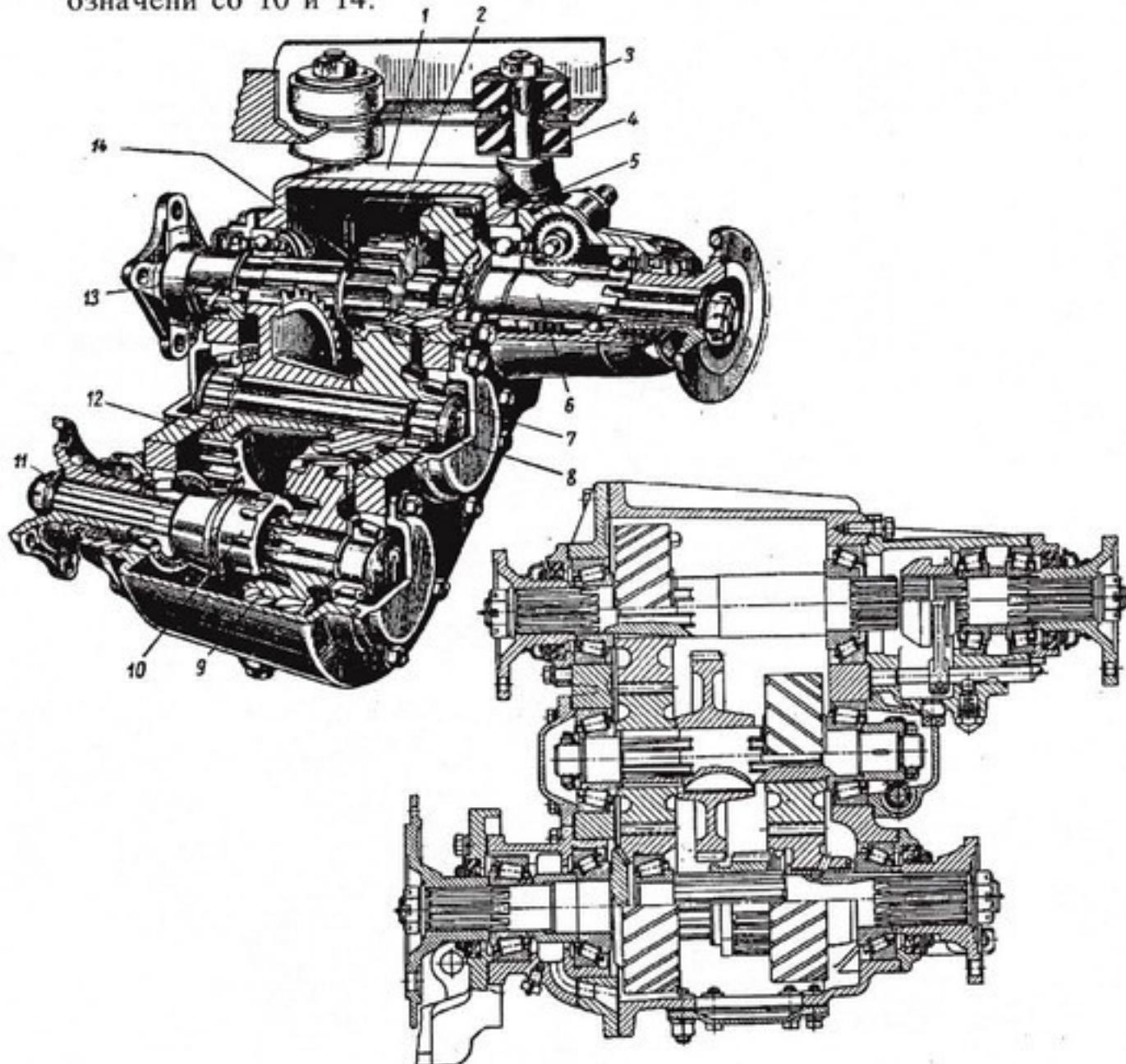
8.3. Повеќестепени разводни преносници

Ваквите преносници се применуваат во повеќе варијанти и можат да остварват повеќе функции. Така, на пример, кога овој преносник се вградува кај тешките товарни возила, тој се изведува како двостепен или тростепен дополнителен менувач, кој се поставува пред или зад главниот менувач, на кој начин се мултилицира бројот на

степените на пренос за два, односно за три пати. Во случај кога овој преносник е поставен пред главниот менувач, тогаш тој не е распределителен туку има задача само да го зголеми бројот на степените на пренос.

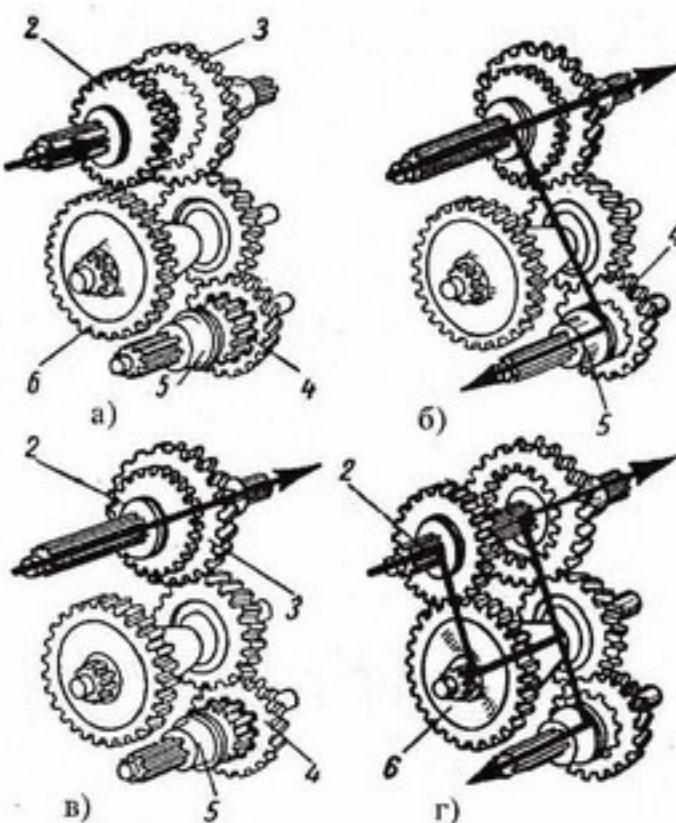
Независно од тоа како ќе биде поставен, дополнителниот преносник се изработува со концепт, секогаш, првиот степен да биде директен, а другите степени вршат редукција на вртежниот момент односно преносниот однос е поголем од единица.

На сл. 8.04 е прикажан аксонометрички изглед, како и пресек на двостепен распределителен преносник. Изборот на одделни степени на пренос кај овој распределителен преносник се врши со лизгање (поместување) на одделни запченици (спојки), кои на цртежот се означени со 10 и 14.



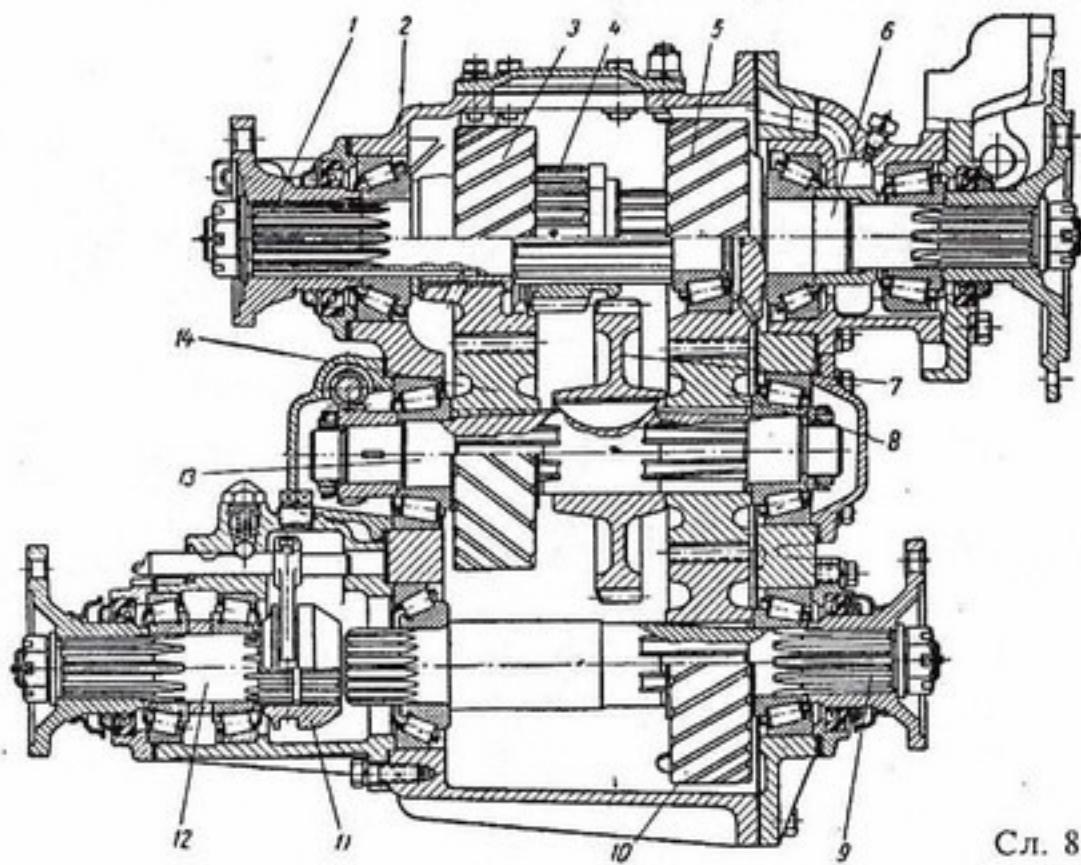
Сл. 8.04

На сл. 8.05 е даден шематски приказ на токот на преносот на вртежниот момент низ преносникот при вклучени состојби, и тоа: позиција а) исклучен преносник; позиција б) вклучен само директен пренос кон задниот мост; позиција в) вклучен директен пренос кон задниот и кон предниот мост; позиција г) вклучена редукција кон задниот и кон предниот погонски мост.



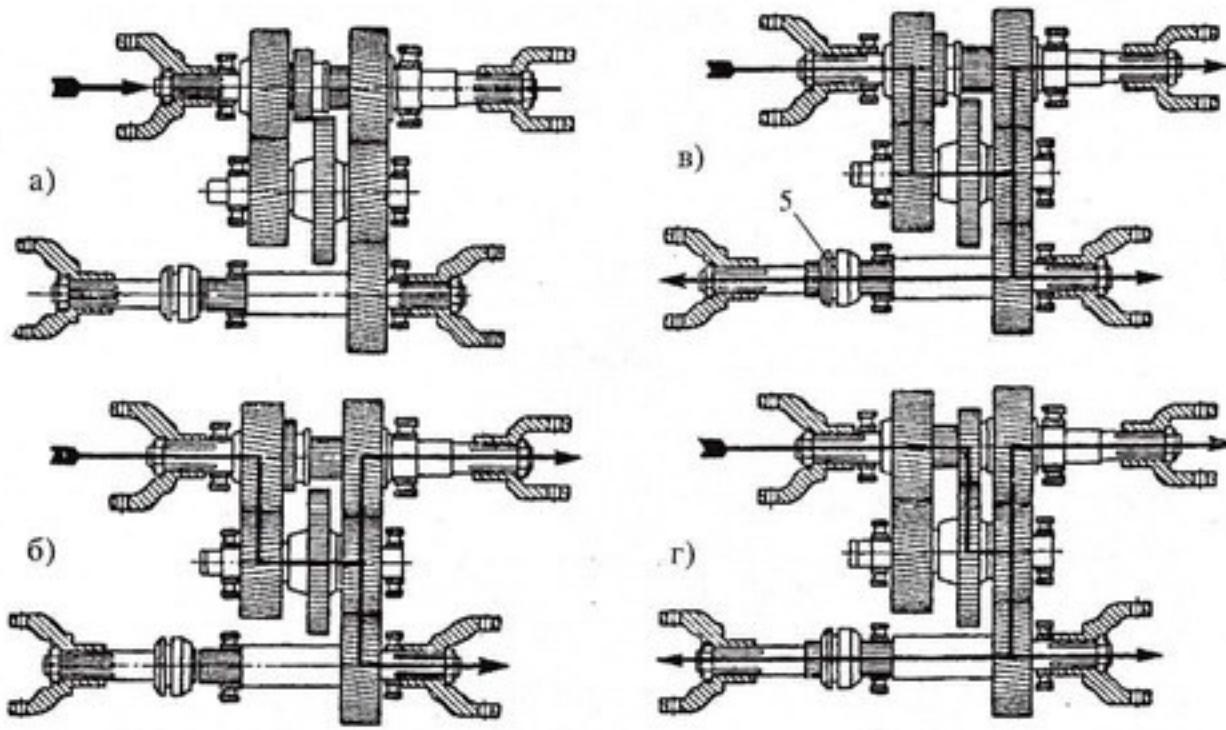
Сл. 8.05

Значително посложено решеније на распределителен двостепен преносник со три развода е прикажан на сл. 8.06. Овој преносник со три излезни вратила е наменет за погон на возило со еден погонски преден и со два погонски задни моста (преден и заден).



Сл. 8.6

На сл. 8.7 се дадена шема за вклучување на одделни степени на пренос и погон кон мостовите, и тоа: а) преносот е исклучен; б) пренос кон двата задни моста; в) пренос кон двата задни и кон предниот мост; г) погон кон сите мостови со вклучен повисок степен на редукција.



Сл. 8.7

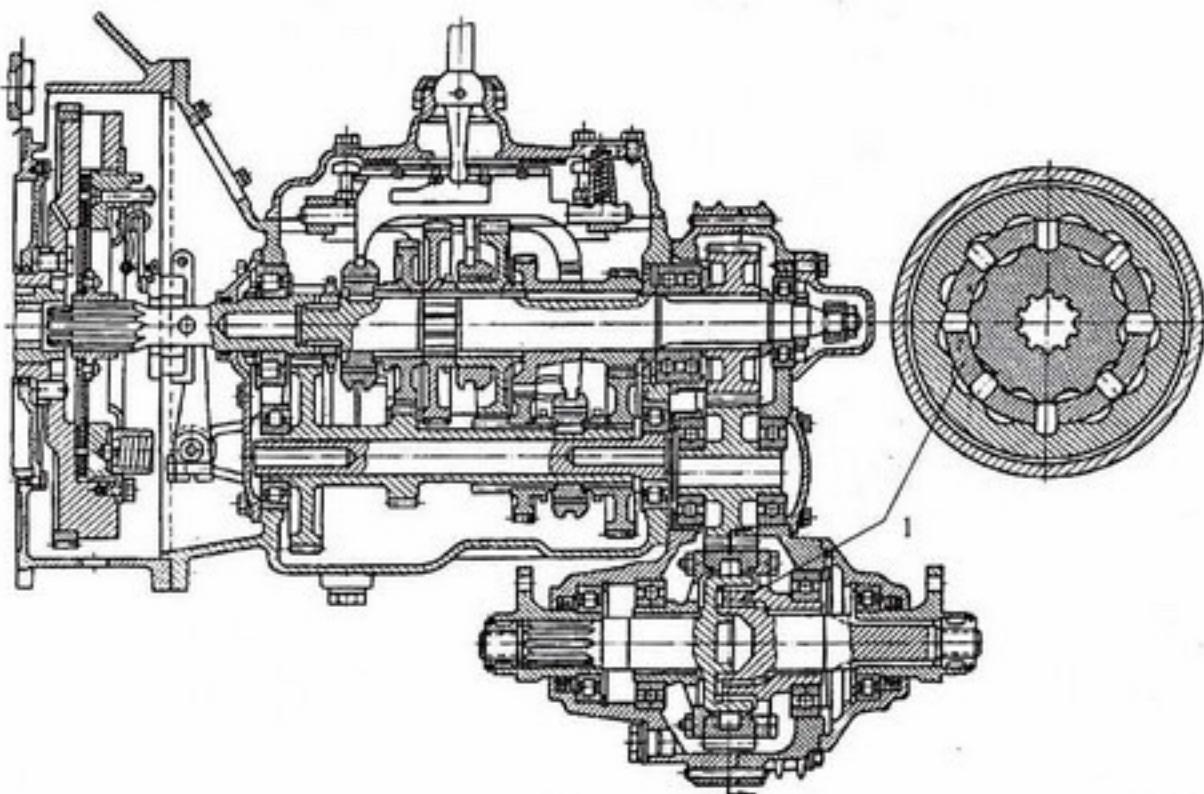
Карактеристично за ваквиот пренос е тоа што, поради крутиот пренос, можна е појава на циркулација на силина помеѓу предниот мост и двата задни, а исто така помеѓу средниот и задниот погонски мост (во поретки случаи). Кај овие преносници, секогаш едновремено се вклучени средниот и задниот мост, а предниот може да се исклучи со посебната спојка (5) поставена на предното вратило.

8.4. Разводни преносници со диференцијал

Со цел да се анулира појавата на циркулација на силина низ трансмисијата кај возилата со повеќе погонски мостови, што е и основна слабост на таканаречените блокирачки распределителни преносници, се вградуваат распределителни преносници со диференцијален пренос. Овие преносници вршат распределба на вртежниот момент по оски. Но, успешноста на преносот, секако, зависи од видот на диференцијалниот преносник и од неговата местоположба во кинематичката шема на трансмисијата. Во овој контекст, треба да се

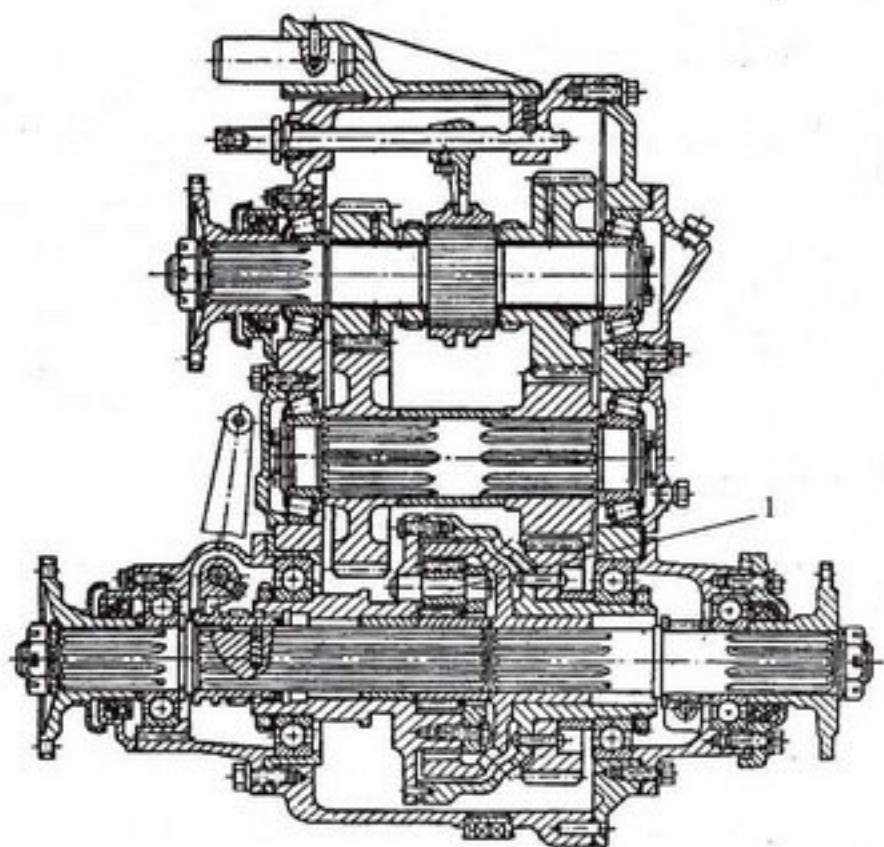
нагласи дека диференцијалниот преносник во конкретните изведени решенија може да биде навистина диференцијал со планетарни запченици од каков и да било вид (цилиндрични, конусни и др.), а често неговата улога се заменува и со спојки со слободен од, односно таканаречени еднонасочни спојки.

Во случај кога диференцијалната распределба на моментот се врши со еднонасочна спојка (сл. 8.08, поз. 1), одводот на силината кон предниот мост се врши во моментот откако погонските тркала од задниот мост ќе навлезат во процес на пролизгуваче.

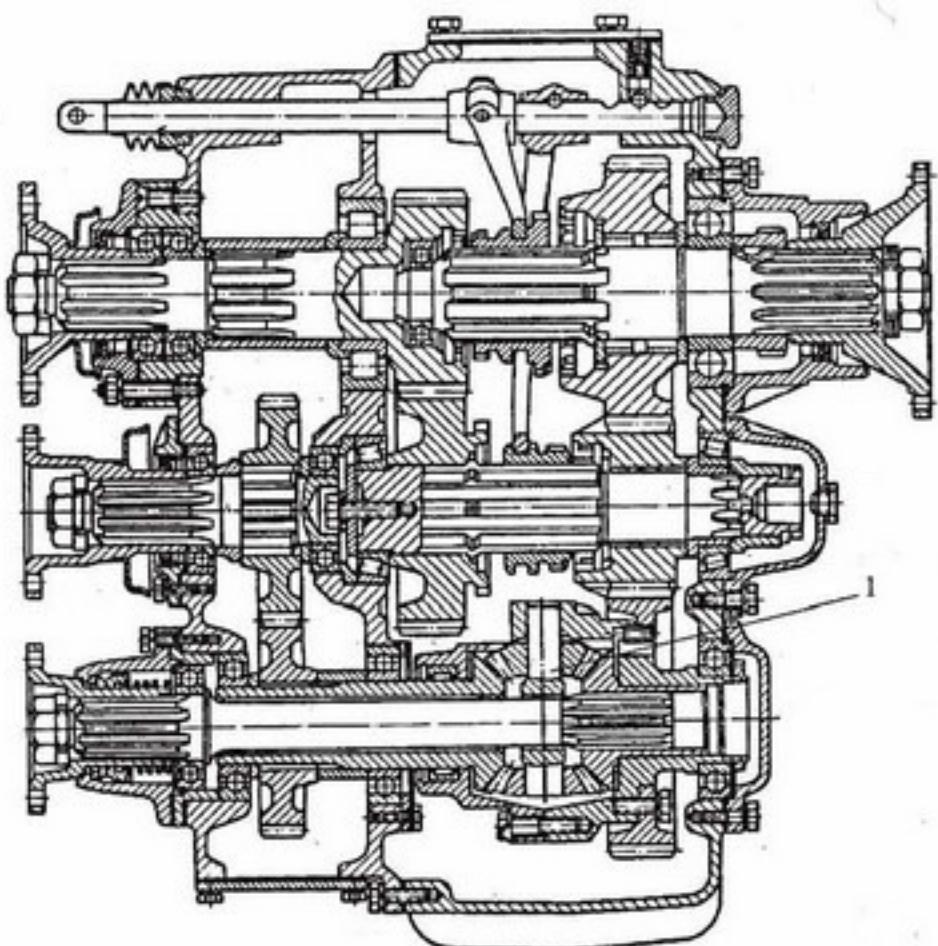


Сл. 8.08

На сл. 8.09 е претставен распределителен преносник за погон на двата моста а кај кој врската помеѓу двете излезни вратила е остварена со планетарен цилиндричен преносник (диференцијал, поз. 1), а на сл. 8.10 е претставен распределителен преносник со три излезни вратила, кај кој е применето решение на класичен диференцијал со конусни запченици (поз 1).

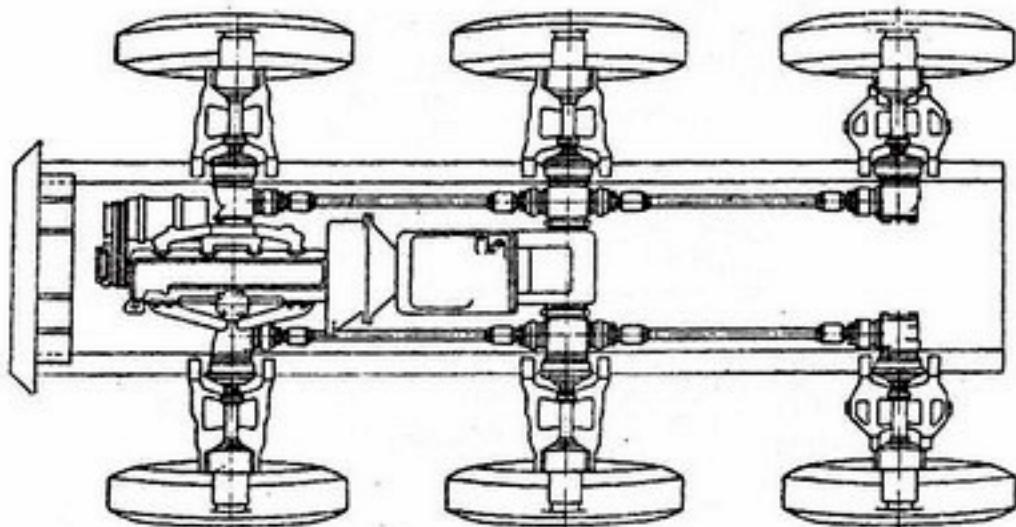


Сл. 8.09



Сл. 8.10

Кај возилата кои имаат индивидуален механички погон на сите тркала, потребата од вградување диференцијални преносници е сè понагласена, со цел да се елиминира влијанието на паразитната силина (сл. 8.11).



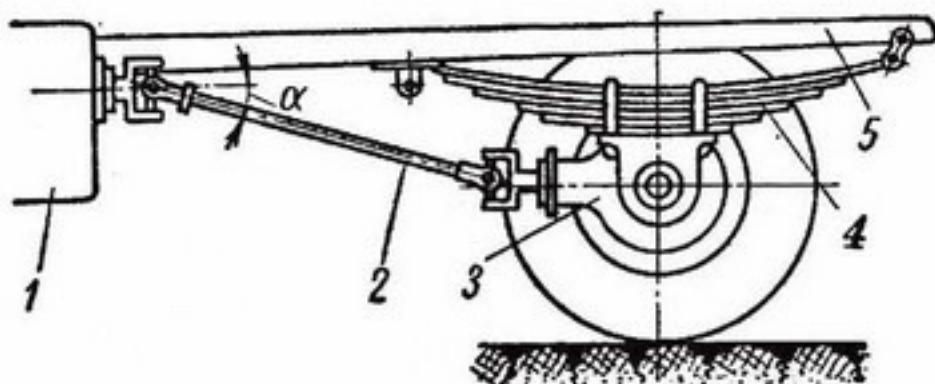
Сл. 8.11

9. ЗГЛОБНИ ПРЕНОСНИЦИ

9.1. Општо

Зглобните преносници кај моторните возила имаат улога да вршат пренос на силината од излезното вратило на менувачот или распределителниот преносник до погонските мостови. Меѓутоа, нивната улога и нивната примена се пошироки и тие кај некои конструкции вршат пренос на моментот од диференцијалот до погонските тркала, со што преземаат улога на зглобни полувратила.

Потребата од вградување зглобни преносници се состои во тоа што, при преносот на вртежниот момент од менувачот кон погонскиот мост, во експлоатациони услови доаѓа до поместување (осцилирање) на надградбата во однос на главниот преносник и на диференцијалот. Поради фактот што менувачот е прицврстен за шасијата, а главниот преносник и диференцијалот се сместени во погонскиот мост (сл. 9.01), значи дека е потребно моментот да се пренесе со преносник кој ќе биде поставен со соодветен наклон (α) и кој ќе може да се приспособува спрема овие два елемента во текот на движењето и осцилирањето со возилото.

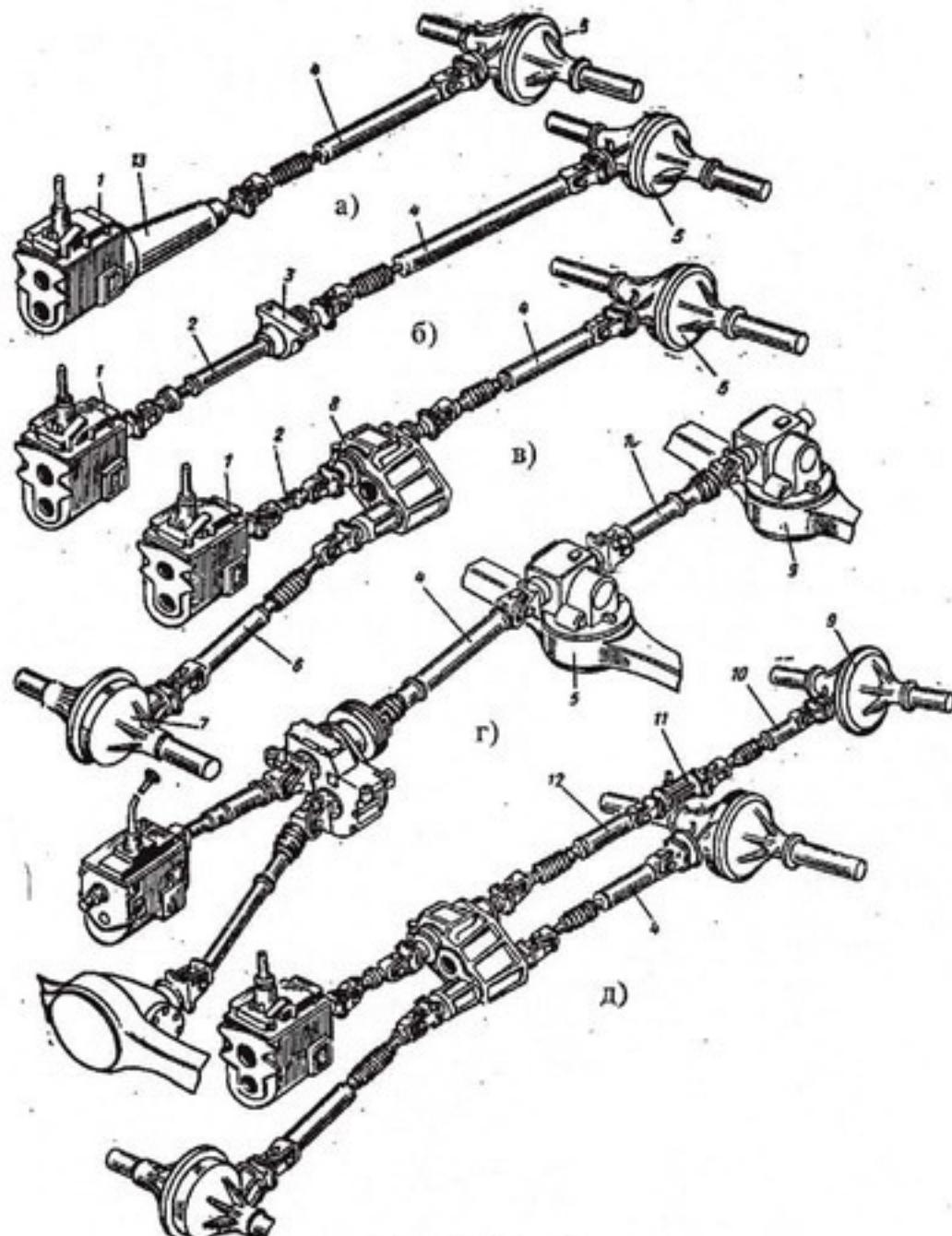


Сл. 9.01

При ваквиот пренос се поставуваат строги барања и во смисла на висока вредност на коефициентот на полезно дејство, висока надежност и единственна конструкција.

Ваквите барања треба да се исполнат под услов, зглобниот преносник да не предизвикува посебни нерамномерности при преносот на аголната брзина.

Високата вредност на коефициентот на полезно дејство е многу значајно барање, особено во услови кога на возилото се вградени повеќе зглобни преносници (сл. 9.02), кои кај некои возила изнесуваат и до 20 вратила.



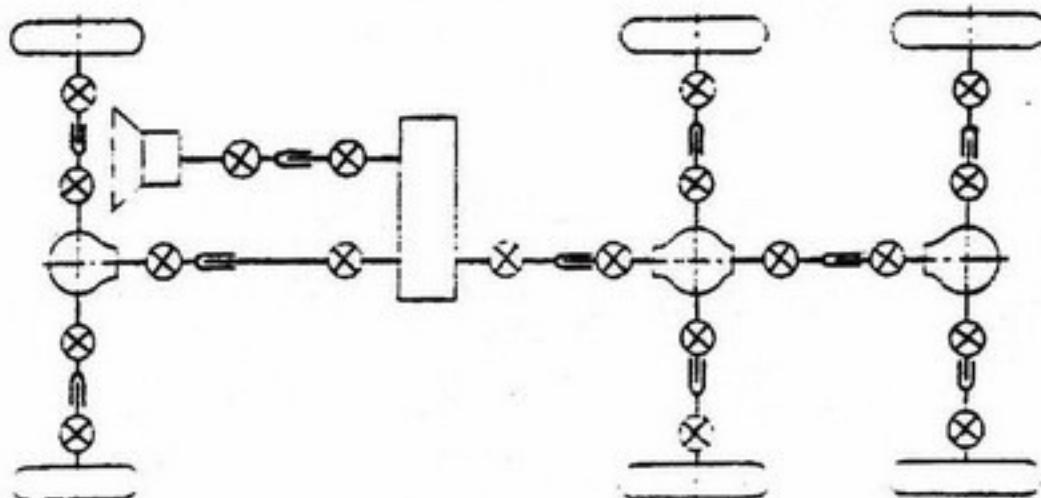
Сл. 9.02

Вообичаено, коефициентот на полезно дејство на еден зглобен преносник не треба да биде под вредноста $\eta = 0,99$. Притоа, секако, значителна улога има и аголот под кој се врши преносот (прекршувањето).

Според вообичаените изведби, аголот на поставеност на вратилото што го поврзува менувачот со распределителниот (разводниот) преносник изнесува 3° до 5° , аголот помеѓу менувачот (или разводникот) и задниот мост достигнува вредност од 15° , а најголема вредност, и до 30° , се постигнува кога со зглобен преносник се предава моментот од диференцијалот кон погонските предни управувачки тркала.

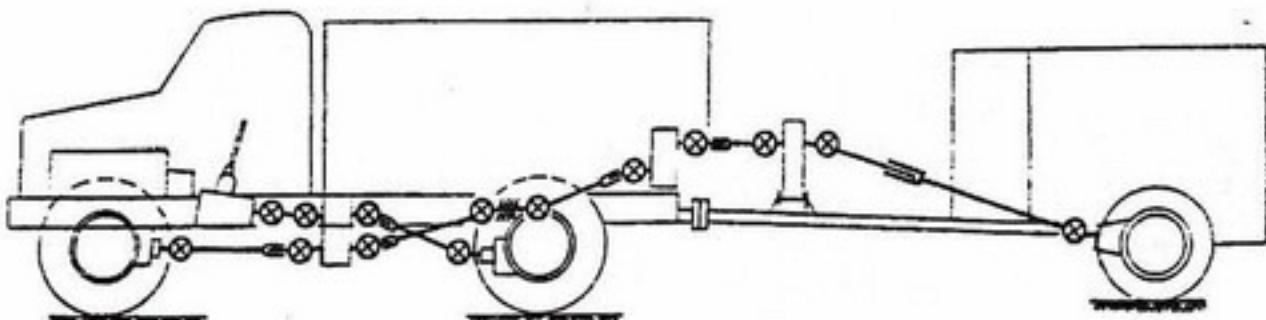
Според вредноста на аголот што можат да го покријат, овие преносници се делат на полузвглобни и зглобни преносници. Според кинематичката вредност при преносот на аголната брзина, преносниците можат да бидат со променлива (несинхрони) и со константна (синхрони) аголна брзина.

Покрај изнесениот приказ од сл. 9.02, на сл. 9.03, сл. 9.04 и сл. 9.05 се прикажани шеми за поставување на зглобни преносници кај реално изведени конструкции. Корисно е да се нагласи дека на сл. 9.03 е приказан погон на три моста (6×6) и независен систем на потпирање.

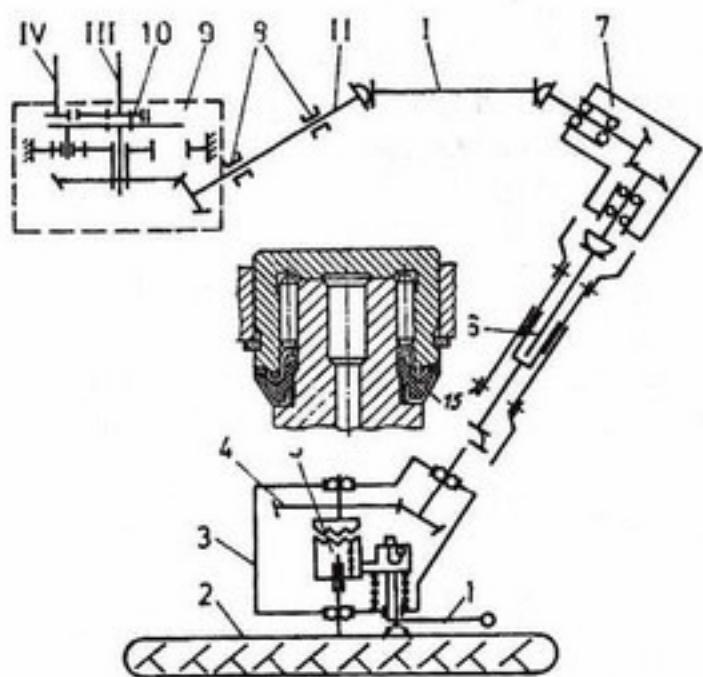


Сл. 9.03

На сл. 9.04 е прикажано возило кое има два погонски моста и способно е да влече приколка која има погонски мост.



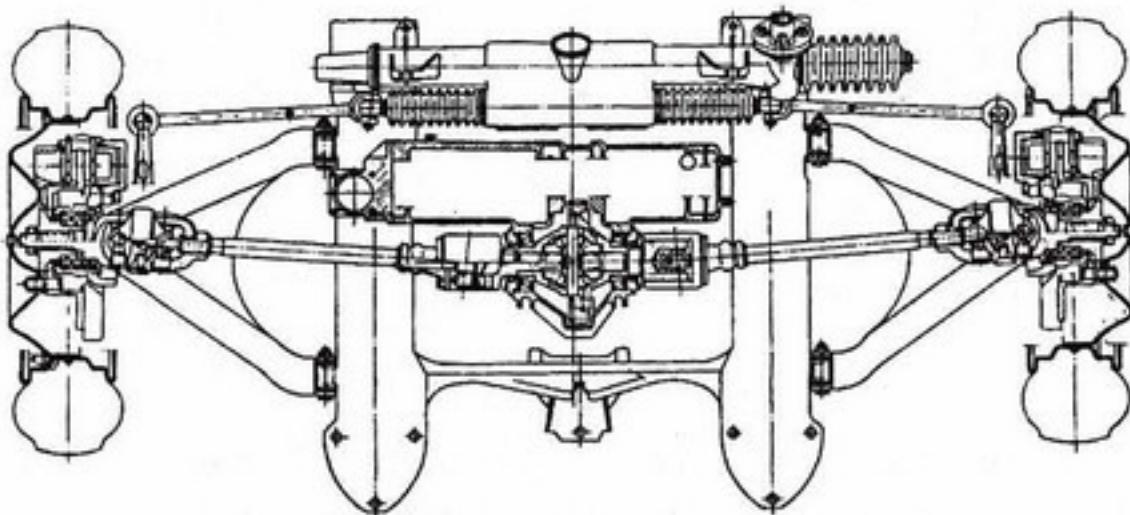
Сл. 9.04



Сл. 9.05

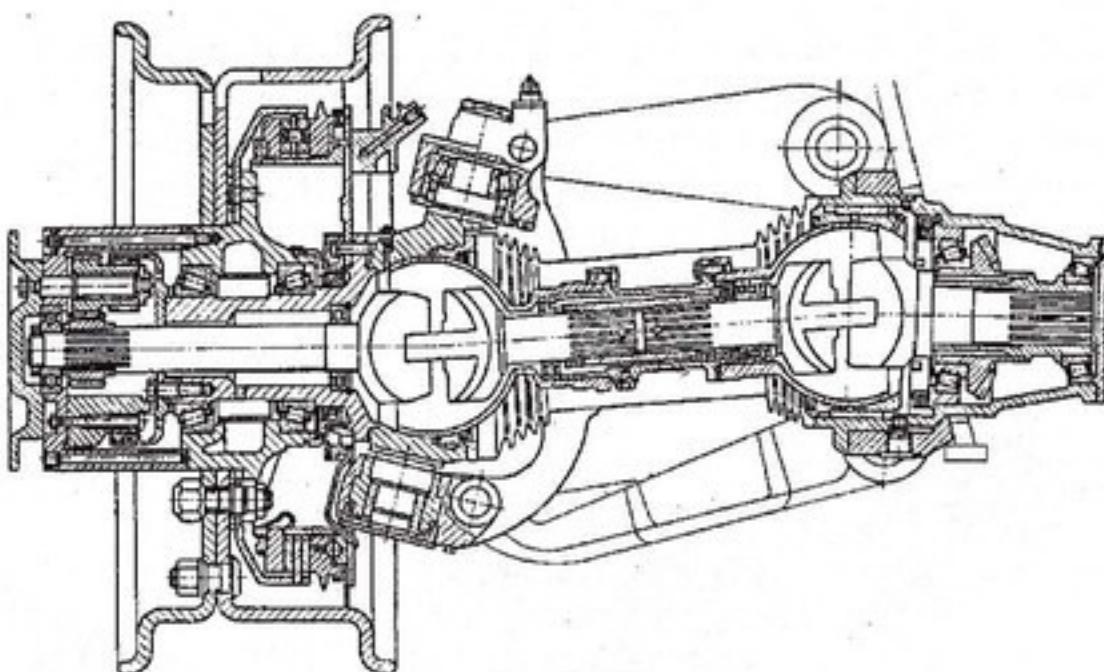
На сл. 9.05 е прикажана шема за примена на зглобни преносници кај работно возило-сеалка, каде се: 1 – механизам за вклучување на спојката, 2 – тркало, 3 – редуктор, 4 – конусен запчест пар, 5 – спојка, 6 – телескопска врска на вратилото (кардан), 7 – конусен запчест пар (редуктор), 8 – лежиште, 9 – конусно-планетарен редуктор, 10 – ексцентар, I – карданско вратило, II – меѓукарданско вратило, III – вратило за погон и IV – вратило за мешалка.

На сл. 9.06 е прикажана примена на зглобни преносници во функција на полузвратила за погон на тркалата кај преден управувачки мост, а на сл. 9.07 е прикажан деталь на изведено решение за погон на предно управувачко тркало.



Сл. 9.06

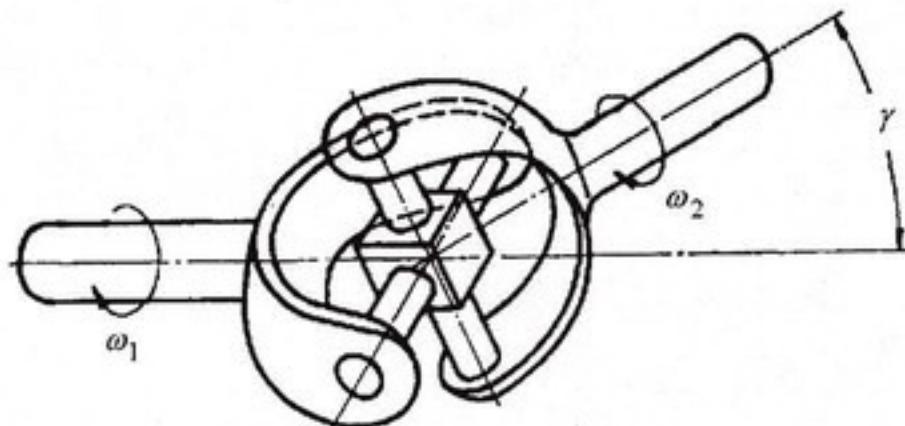
Во зависност од начинот на предавање на аголната брзина преку зглобните преносници, тие обично се делат на зглобни преносници кои во текот на преносот остваруваат променлива аголна брзина (асинхрони или нехомокинетички) и преносници кои остваруваат константна аголна брзина при преносот и се нарекуваат синхрони или хомокинетички зглобни преносници.



Сл. 9.07

9.2. Асинхронни преносници

Основната карактеристика на асинхроните преносници се состои во тоа што вратилото (карданско) поседува асинхрон единичен кардански зглоб (сл. 9.08) и врши пренос на вртежниот момент со променлива аголна брзина во текот на еден вртеж.



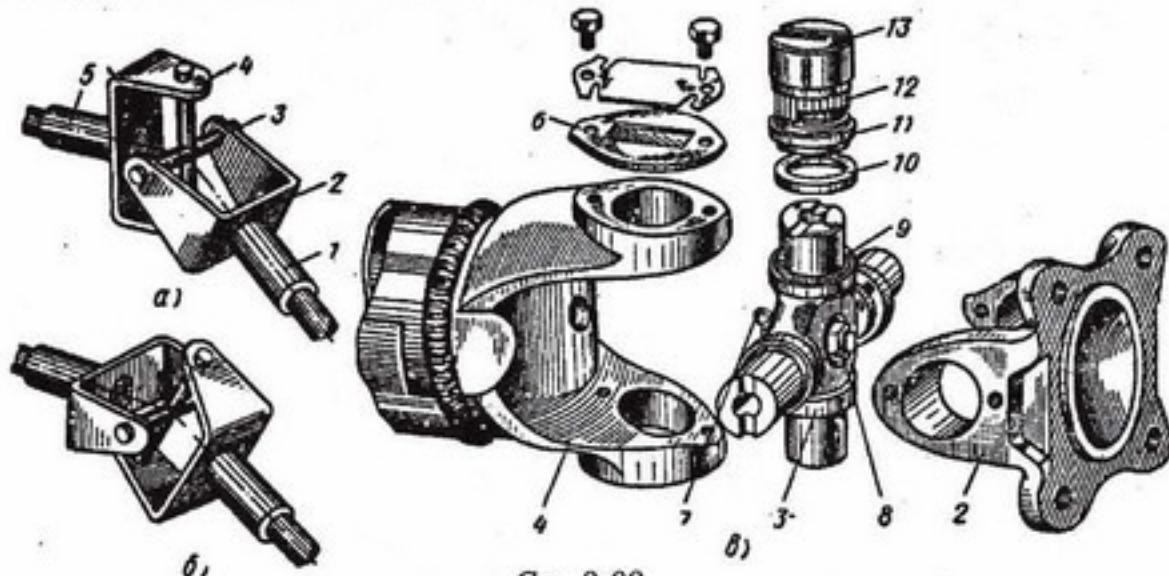
Сл. 9.08

Променливоста на аголната брзина е толку поизразена колку што е поголем аголот на прекршување на зглобот (γ). Поради овој ефект се констатира дека единичните зглобни преносници не се погодни за примена на оние места каде што се бара константна аголна брзина при преносот.

Поради својата едноставна конструктивна изведба и ниската цена во однос на синхроните зглобни преносници, овие преносници

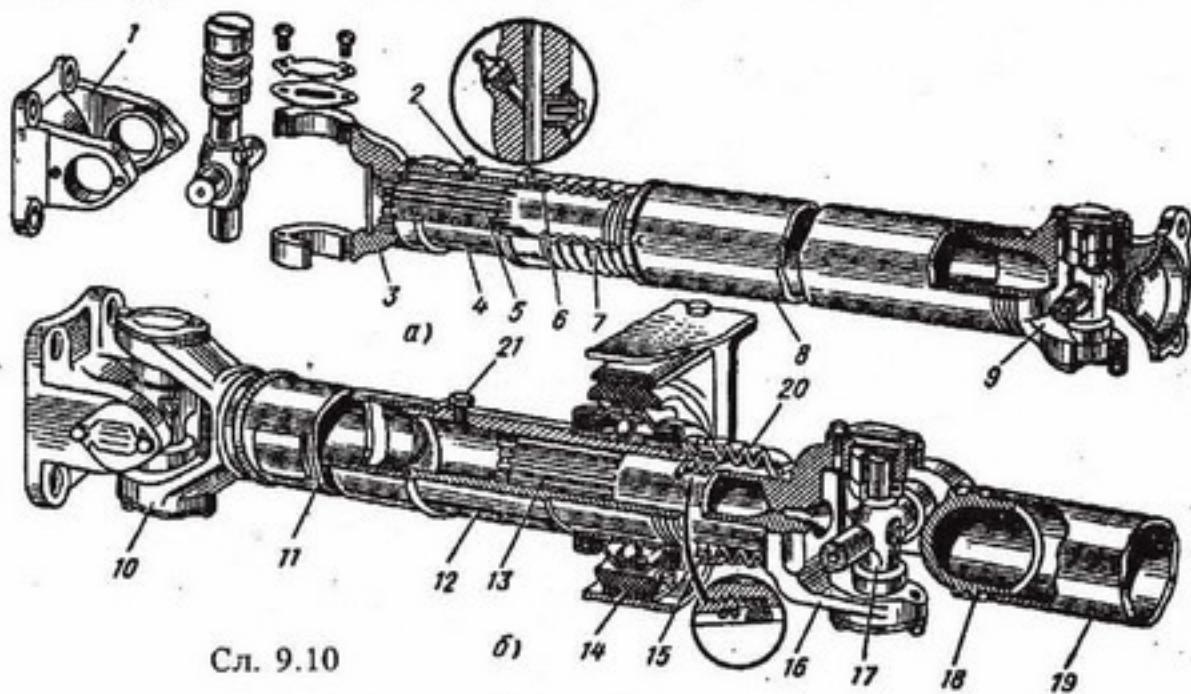
често наоѓаат примена кај возилата, особено кога аголот на прекршување е во границите 15° – 20° , а ретко 30° . Притоа треба да се нагласи дека поголем степен на рамномерност во преносот на аголната брзина се постигнува при помал број вртежи.

На сл. 9.09 е прикажана изведба на единични асинхрони кардански зглобови која кај возилата најчесто се применува за пренос на погон до погонските мостови.



Сл. 9.09

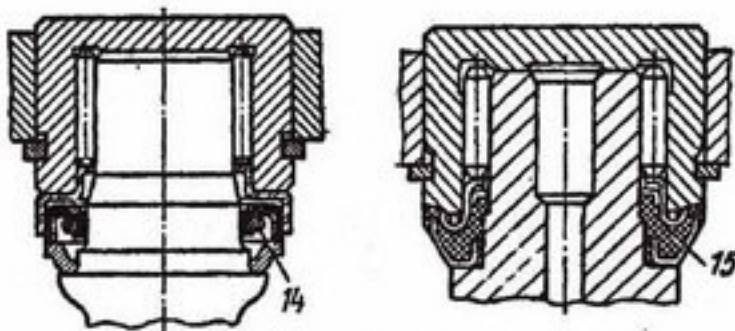
Како што се гледа, карданската спојка се состои од две виљушки (2 и 4) и крст (3) за меѓусебно спојување на спојката во целина. Кога е крајна, виљушката (2) има прирабница за спојување за вратилото од агрегатите (менувач, главен преносник и сл.). Едната виљушка е заварена за вратилото, а другата е навлечена преку жлебовите на вратилото (сл. 9.10), со што се обезбедува аксијално лизгање (промена на должината) на спојката, односно дилатација на



Сл. 9.10

целиот пренос, што е условено од системот за еластично потпирање на возилото.

Крстестиот елемент е влежиштен со игличести лежишта (сл. 9.11) кои редовно се подмачкуваат, а обезбедени се со посебни манжетни (14 односно 15) за затнување.



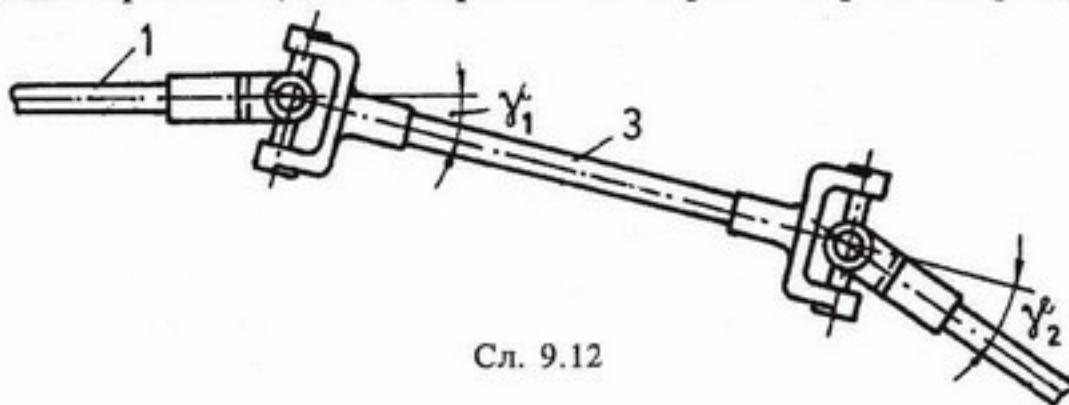
Сл. 9.11

9.3. Синхрони преносници

За разлика од карактеристиките на асинхрониот кардански преносник, кој поседува единичен кардански зглоб и остварува променлива аголна брзина, синхроните спојки обезбедуваат константна аголна брзина на карданското вратило и при променливи и релативно големи агли на прекршување на преносот.

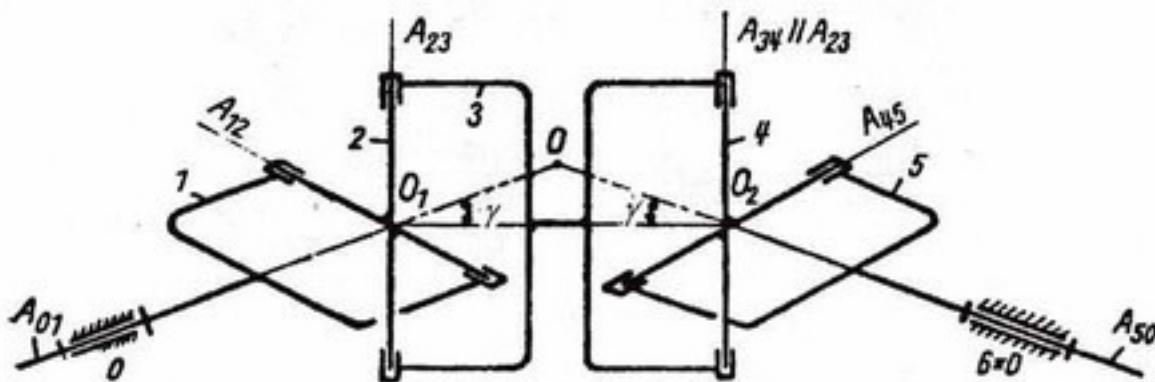
Ваквите зглобни преносници (спојки) значително се разликуваат од асинхроните. Тие се посложени за изработка и по скапи, па се применуваат таму каде што се бара константна аголна брзина при пренос. Нивната примена е неизбежна во предниот погонски мост (како полувратила), а за оваа функција кај потешките товарни возила кои се движат надвор од пат, често, се користат двојни кардански зглобови (спојки) со кои може да се постигне делумна или целосна синхронизација.

Двојниот зглобен преносник (сл. 9.12), всушност, претставува спој на два единични кардански зглоба поврзани со меѓувратило (посредно вратило 3) кое ги прима сите нерамномерности при преносот.



Сл. 9.12

Во теориска смисла, на кинематичкиот пренос двојниот кардански пренос обезбедува делумна синхронизација сè додека аглите γ_1 и γ_2 се различни. Во услови кога $\gamma_1 = \gamma_2$ (сл. 9.13) настапува целосна синхронизација на агловата брзина на излезното вратило, па таквиот преносник спаѓа во групата на таканаречени хомокинетички преносници.



Сл. 9.13

Кај овие преносници, покрај исполнување на условот за идентичност на аглите γ_1 и γ_2 , се поставуваат услови за паралелност на оските A_{23} и A_{34} , што условува дека зглобовите I и II морат да бидат свртени еден спрема друг за 90° , што значи дека двете виљушки мораат да лежат во иста рамнина. Ова условува вртливите оски A_{01} и A_{50} од погонското и од погонетото вратило да се сечат во точката на симетрија О, што значи дека триаголникот O_1OO_2 е рамнокрак.

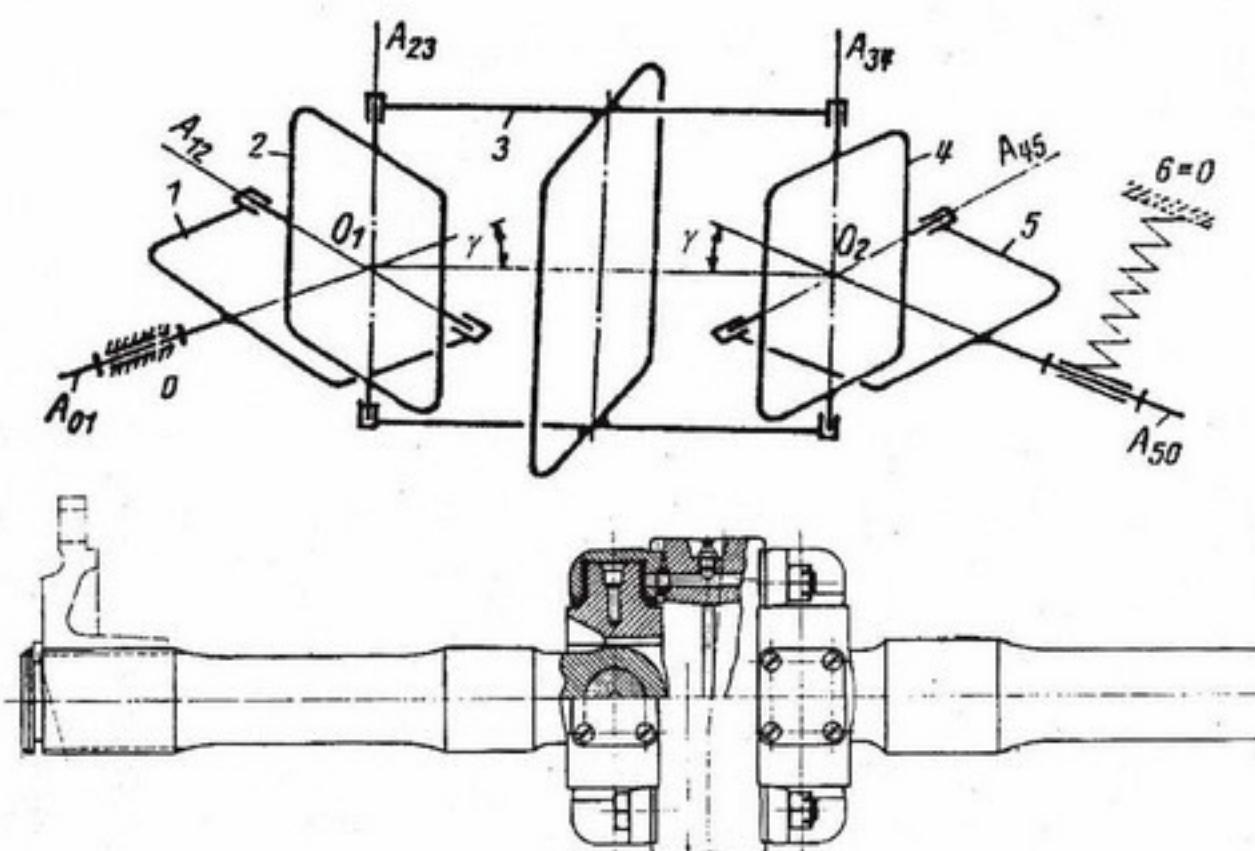
Тргнувајќи од ова барање за целосен синхронизиран (хомокинетички) зглоб, развиени се повеќе варијанти на конструктивни решенија кои со помал или поголем успех ги задоволуваат барањата.

Сепак, генерално, може да се каже дека постојат две концепции на градба на зглобови кои се базираат врз решавање на двоен кардански зглоб, и тоа:

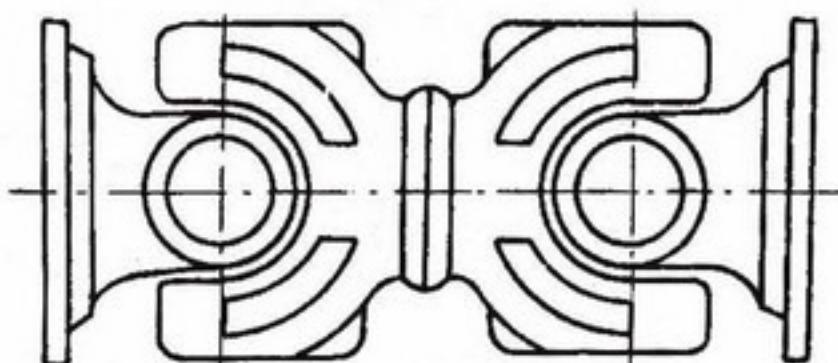
- двојни кардански зглобови со уред за центрирање и
- двојни кардански зглобови без уред за центрирање.

Двојните кардански зглобови без уред за центрирање не можат во сите положби да ги исполнат барањата за хомокинетичност, поради отстапувањето на аглите $\gamma_1 \neq \gamma_2$, односно не можат точно во точката О да го одржат пресекот на двете оски (од погонското и погонетото вратило) поради слободното поместување (најчесто на погонетото вратило на оските).

На сл. 9.14 е прикажана кинематичка шема врз основа на која во конструктивна смисла е изведено решение на двоен кардански зглоб без центрирање, а на сл. 9.15 е даден шематски приказ на двоен кардански зглоб со минимална должина на меѓувратилото.



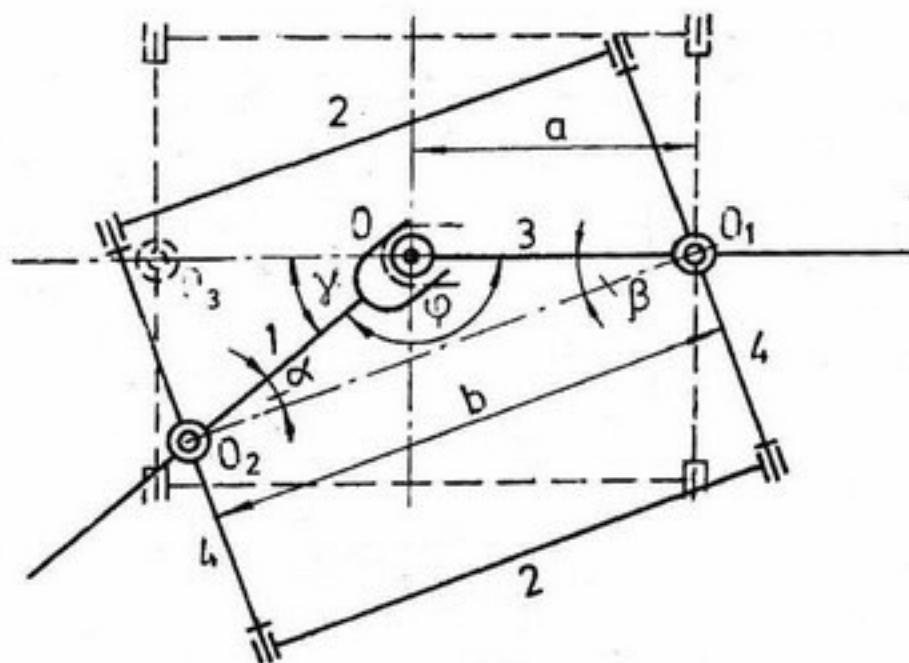
Сл. 9.14



Сл. 9.15

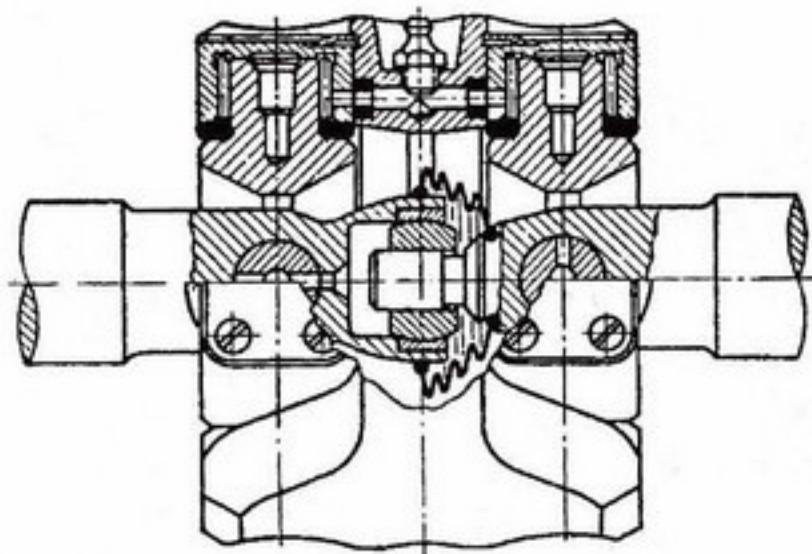
Двојниот кардански зглоб со уред за центрирање (со посредниот елемент) својата кинематичка функција ја остварува на тој начин што уредот за центрирање овозможува еднаквост на работните агли на наклонот на влезното и излезното вратило во однос на посредното.

На сл. 9.16 е претставена кинематичка шема на двојни кардански зглоб со уред за центрирање кои обезбедува синхронизација на аголната брзина само при определена позиција на прекршување на вратилото.



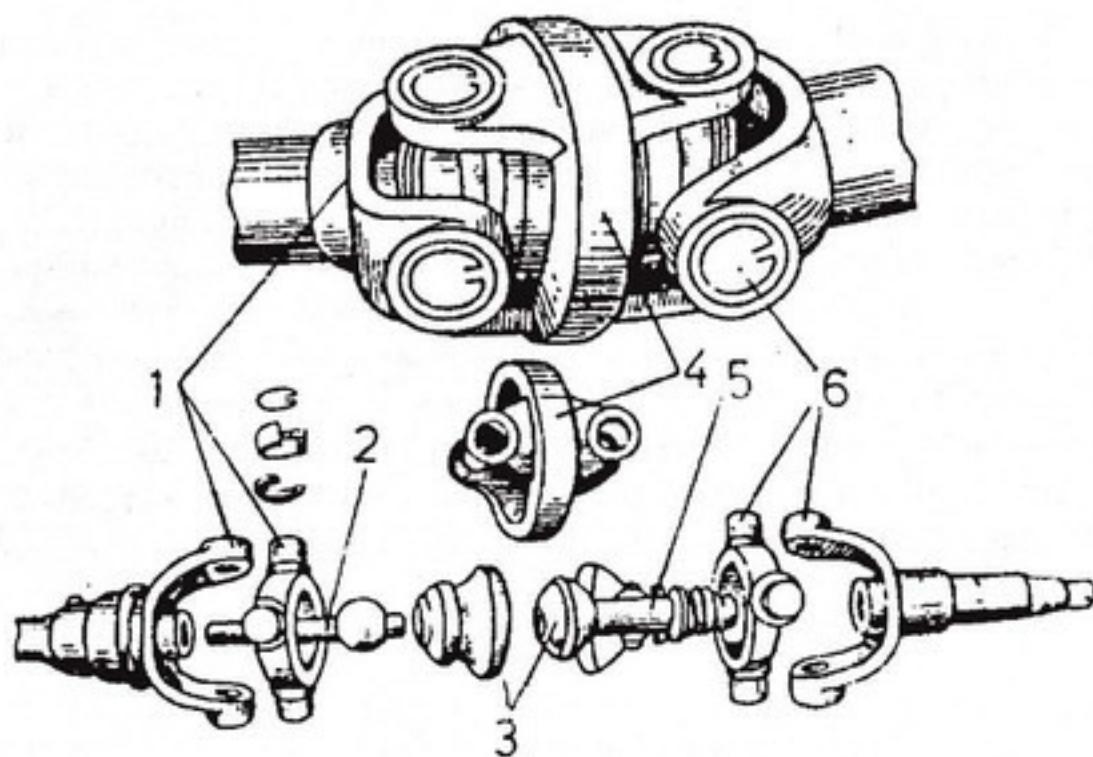
Сл. 9.16

На сл. 9.17 е прикажан пресек на изведено решение на двоен кардански зглоб кој е развиен врз основа на кинематичката шема од сл. 9.16.



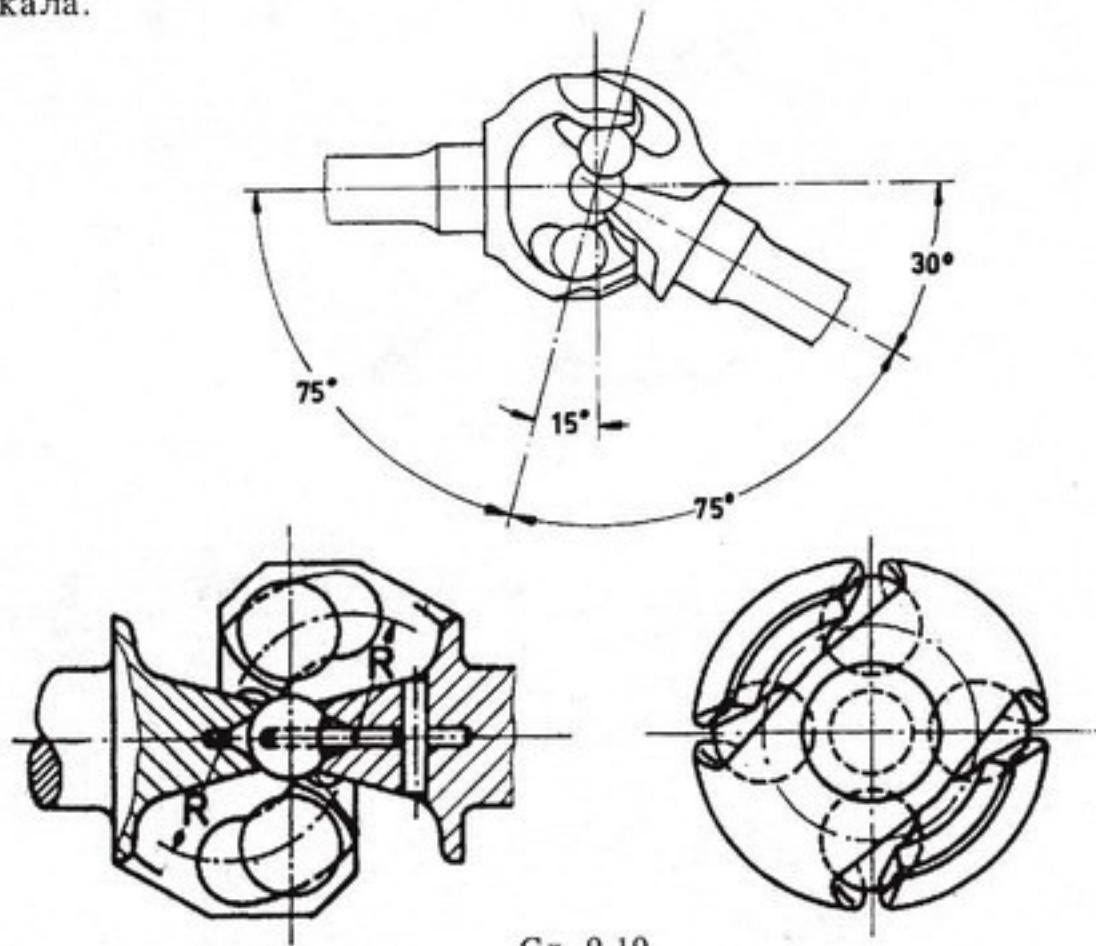
Сл. 9.17

На слика 9.18 е прикажан склоп на слично решение како на сл. 9.17, од кој аксонометрички поглед се гледа дека зглобот (спојката) се состои од две виљушки со крстови (1 и 6), а улогата на меѓувратило, односно на посреден елемент, ја презема телото 4 кое ги спојува виљушките преку крстовите. Уредот за центрирање го сочинуваат елементите 2 и 5, кои меѓусебно посредно се споени со елементот 3.



Сл. 9.18

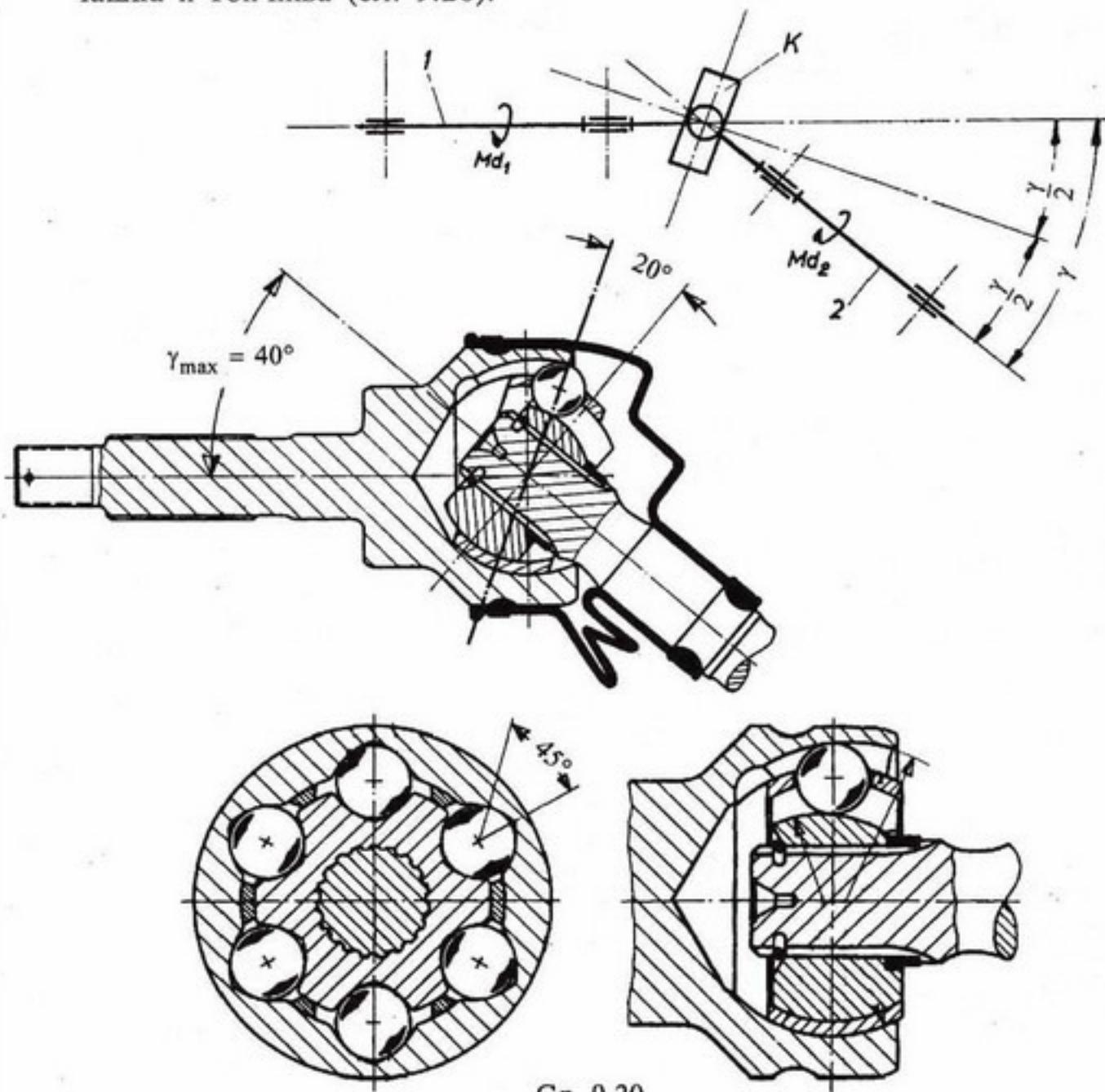
Синхроните спојници со четири топчиња (сл. 9.19) се вградуваат кај голем број возила кои имаат погон на предните управувачки тркала.



Сл. 9.19

Како што се гледа од пресекот, каналите во виљушките се изработени по лак со определен радиус, а топчињата се поставени симетрично, со што се врши водење и се обезбедува еднаквост на аголните брзини на вратилата. Централното топче претставува елемент за центрирање. Треба да се нагласи дека, доколку дојде и до мало аксијално поместување на едната виљушка во однос на другата, ќе настапи големо отстапување во траекторијата на топчињата, со што се губи хомокинетичноста и доаѓа до оштетување на зглобот. Поради тоа е нужно виљушките да бидат фиксирани една кон друга преку малото топче и осигурувачите (прикажани во пресекот).

На сличен принцип се врши преносот на моментот со самостојната синхронна спојка тип RZEPPA, која се состои од тело, кафез, чашка и топчиња (сл. 9.20).

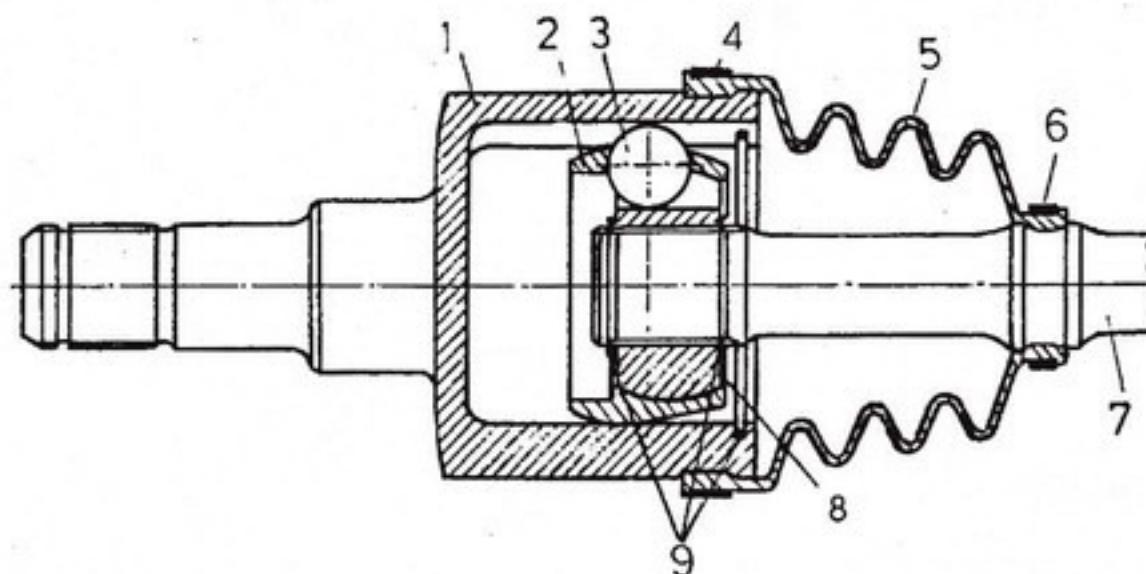


Сл. 9.20

Како што се гледа од сликата, телото и чашката се подвижно споени преку челични топчиња кои се движат по жлебовите втиснати во телото и во чашката, а топчињата се одржуваат во хомокинетичката рамнина со помош на кафезот (сепараторите).

Спојката овозможува висока синхронизација и при голем агол на прекршување. Конструктивно ваквите спојки се изведуваат минимално со три топчиња, а редовно со шест. Како што може да се заклучи од претставените примери на спојки за зглобните вратила, тие се фиксни, цврсто потпрени во зглобот, и обезбедуваат само аголно поместување (прекршување) на вратилата. Прикажаните спојки не обезбедуваат меѓусебно аксијално поместување, поради што се нарекуваат спојки со еднократно (единично) поместување. Поради ваквото својство на овој вид спојки, дилатацијата на должината на вратилото треба да се обезбеди со лизгање на спојките по жлебовите од вратилото или на друг начин.

За разлика од прикажаните спојки, постојат бројни конструктивни изведби на синхрони спојки со двојно поместување, чиј типичен претставник е приказан на сл. 9.21.



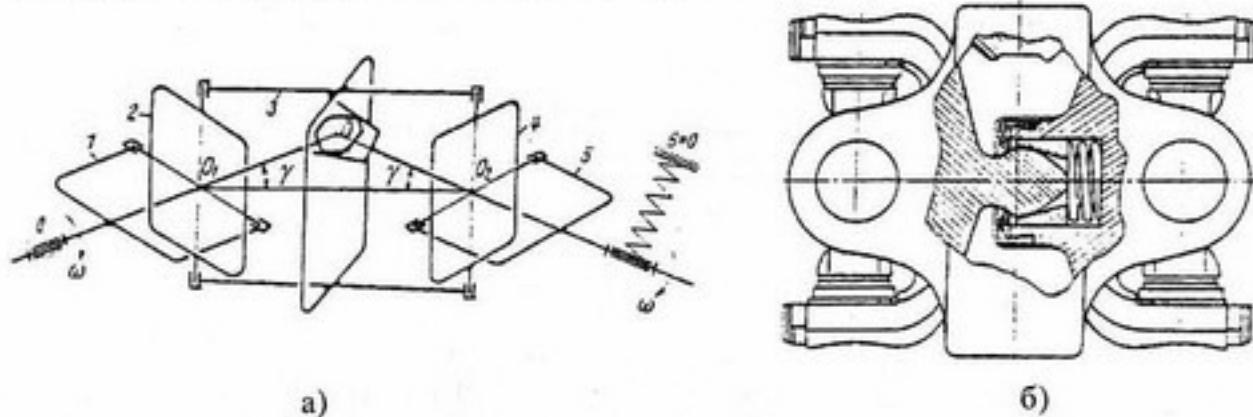
Сл. 9.21

Прикажаната спојка е радијална самоносечка и се состои од тело (1), кафез (2), топчиња (3), чашка (4), како и од други елементи за заштита (5), стеги (6), осугурувачи (7) и вратило (8).

Топчињата се сместени во праволиниски жлебови, а хомокинетичката рамнина ја обезбедува кафезот кој има внатрешна и надворешна сферна површина, но значајно е да се укаже дека центрите на сферите не се поклопуваат, по што спојките го добиле и своето име.

Аксијалното поместување се остварува во жлебовите, со што истовремено се врши компензација на должината на преносот. За постигнување идеална еднаквост на аглите γ_1 и γ_2 , односно за постигнување хомокинетичка ротација, неопходно е уредот за центрирање да обезбеди водење преку елементарен пар од виш ред помеѓу погонското и погонетото вратило. Кај ваква врска на центрирање, внатрешната површина на единиот елемент е конична, додека изборот на изводницата од вториот елемент треба да обезбеди еднаквост на аглите γ_1 и γ_2 . Вообично, во такви случаи, внатрешниот елемент е од виш ред, т.е. – изводницата од двете допирни површини се состои од еволовентни лакови и слично.

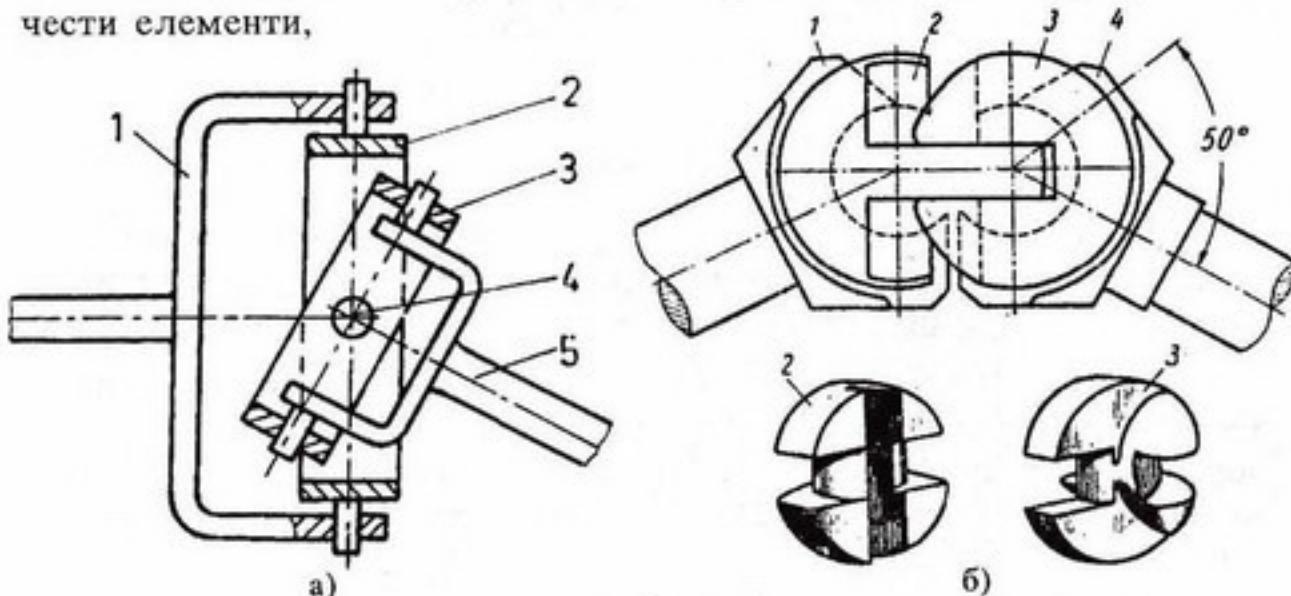
На сл. 9.22 е прикажана шема и изведене решение на уред за идеално центрирање со изводници од виш ред.



Сл. 9.22

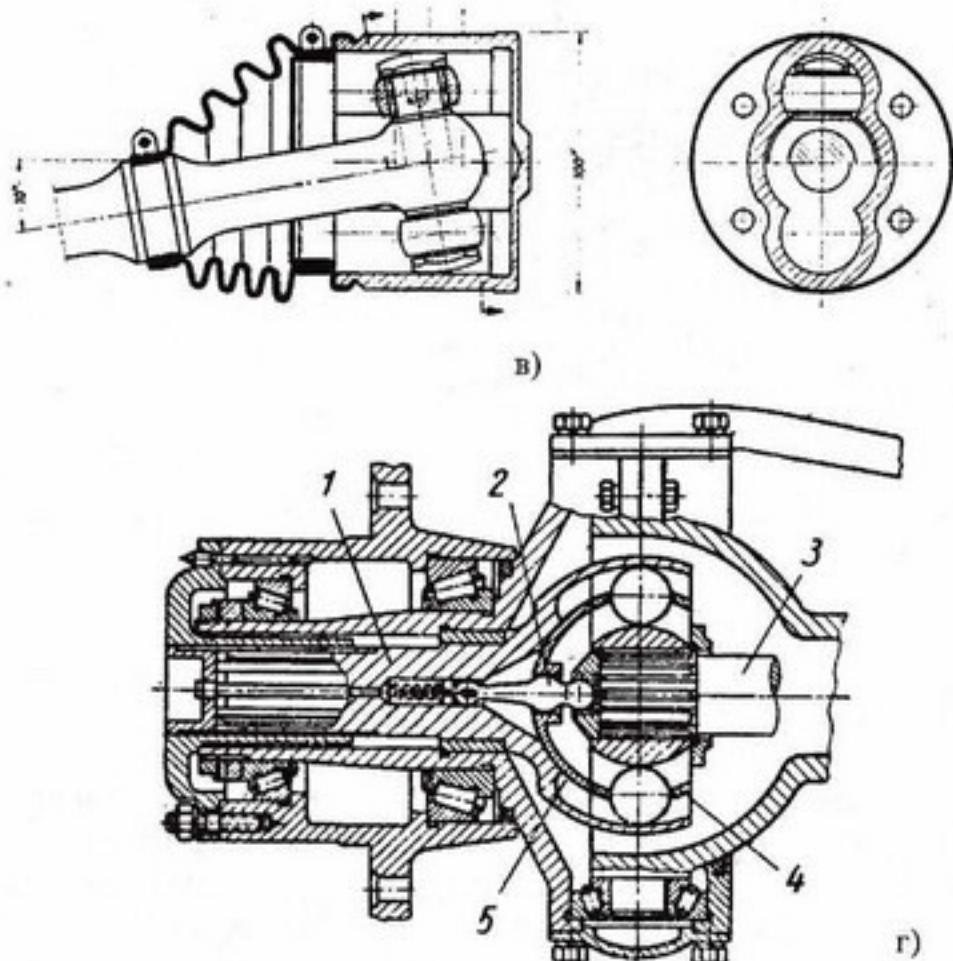
На сл. 9.23 се прикажани изведени решенија на синхрони спојки, и тоа:

- на сл. 9.23а е прикажана двојна карданска спојка со еден центар на клатење,
- на сл. 9.23б е прикажана синхронна карданска спојка со плоцести елементи,



Сл. 9.23

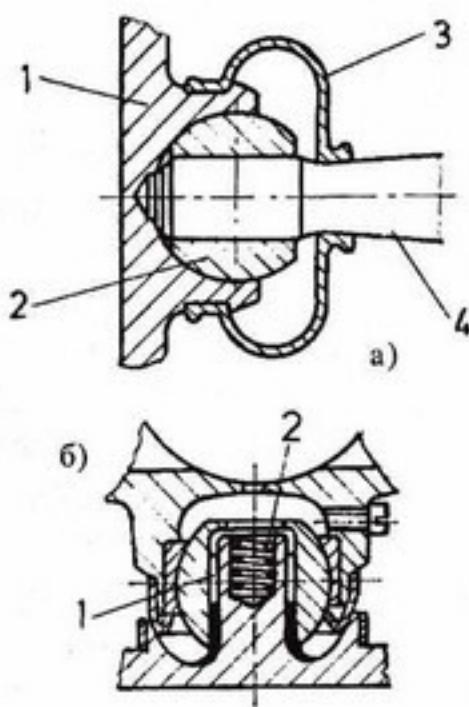
- на сл. 9.23в е прикажана двовалчеста спојка,
- на сл. 9.23г е прикажана изведба на применет хомокинетички зглоб за погон на предни управувачки тркала.



Сл. 9.23

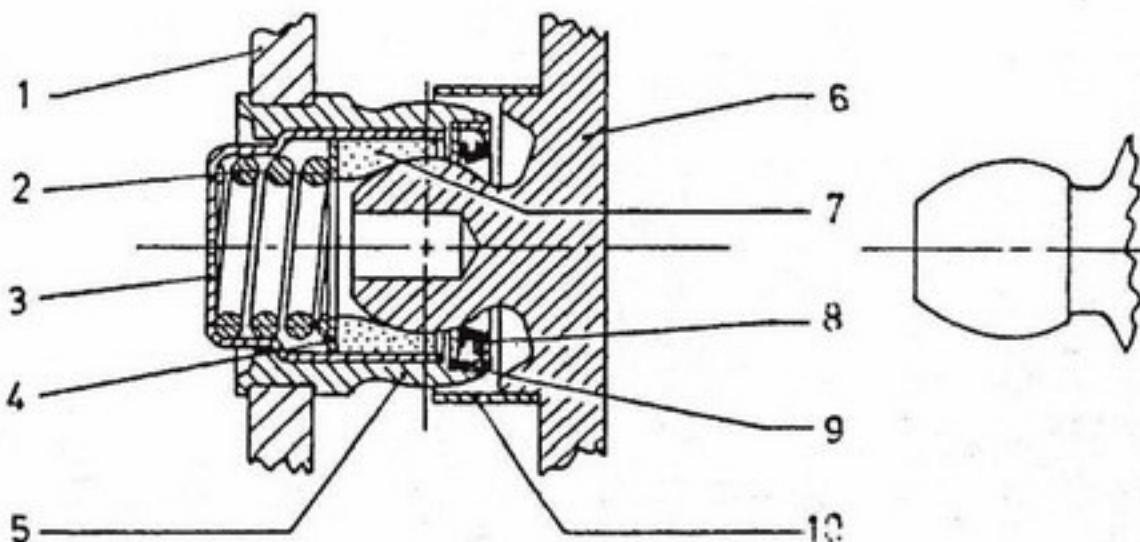
Уредите кои го овозможуваат центрирањето на зглобовите, што во основа претставува и услов за хомокинетичност, најчесто претставуваат сферни тела, топчиња и др., кои се сместени во самонагодливи лежишта.

На сл. 9.24а е прикажан уред за центрирање на спојката, кај кој топчето (2) е во директен контакт со централната оска (4), додека на сл. 9.24б е прикажан уред за центрирање, кај кој контактот помеѓу топчето и оската се остварува преку игличесто лежиште (1).



Сл. 9.24

Детаљот од центрирањето на зглобот претставен на сл. 9.22, со сферен и со алтернативен елемент (изводница од виш ред), претставен е на сл. 2.25.



Сл. 9.25

9.4. Полуспојници

Полуспојниците, како елемент за зглобно пренесување на вртежниот момент низ трансмисијата, често се применуваат за пренос на силина од моторот до менувачот или од менувачот до разводниот преносник, а кај патничките возила ваквите полуспојки (полукардани), целосно или делумно, ја преземаат улогата при пренос на силината од менувачот до главниот преносник. Исто така, овие полуспојки често се користат кај малкулитражните возила за пренос на момент од диференцијалот, низ полувратилото, до погонските тркала, при системите со независно потпирање на тркалата.

Според конструктивните изведби, полуспојките се делат на подвижни и еластични.

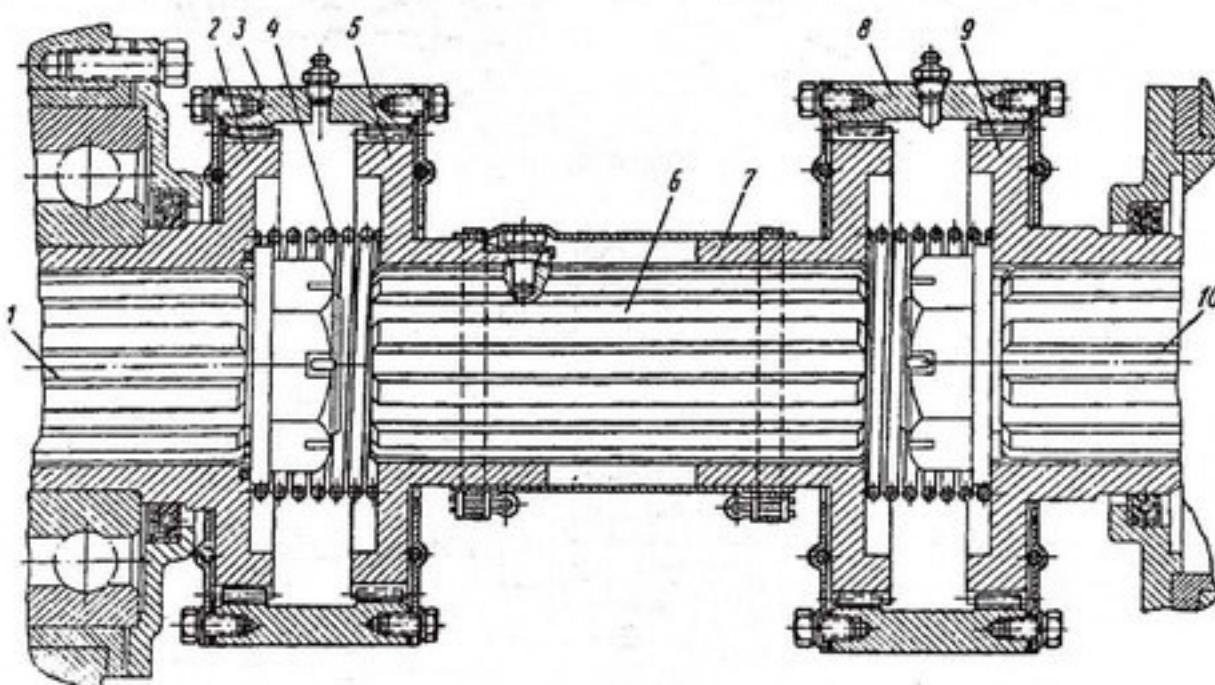
Подвижните полуспојки се слободно составени, со лизгачки склопови без затегнување а преносот на силината низ преносникот може да се оствари под мал агол (не поголем од 2°), и тоа само на сметка на зјајот што постои меѓу составните елементи.

Еластичните полуспојки овозможуваат преносот на силината низ зглобот да се изврши при поголем агол, кој се остварува на сметка на еластичните елементи во спојката.

На сл. 9.26 е прикажано едно најчесто применувано решение на полукарданска подвижна спојка која се користи за пренос на силина од вратилото на менувачот (1) до вратилото на разводниот

преносник (10). Од сликата се гледа дека надворешно назабените прирабници (2, 5, 7 и 9) се поврзани со внатрешно назабените прстени (3 и 8). Исто така, прирабницата (7) со своите внатрешни жлебови е во слободен зафат со жлебовите од кусото вратило (7).

Поради многу малата вредност на аголот што може да се остави со овој преносник и поради проблемите со подмачкувањето на жлебестиот спој меѓу вратилото (6) и прирабницата (7), како и поради големата шумност при преносот, овие преносници имаат многу ограничена примена.



Сл. 9.26

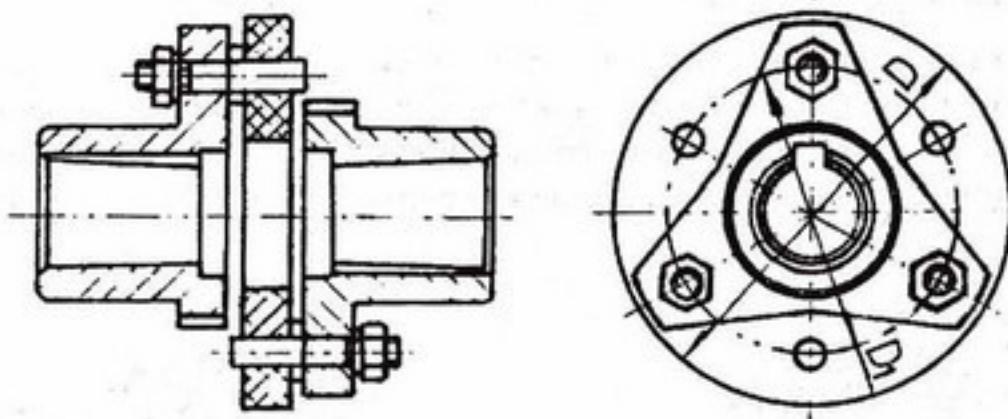
9.5. Зглобни полуспојници со еластични елементи

Полуспојниците (спојниците) со еластичен елемент обезбедуваат пренос на вртежниот момент при променливи работни агли, што е овозможено со еластичните деформации на соодветни елементи во спојката.

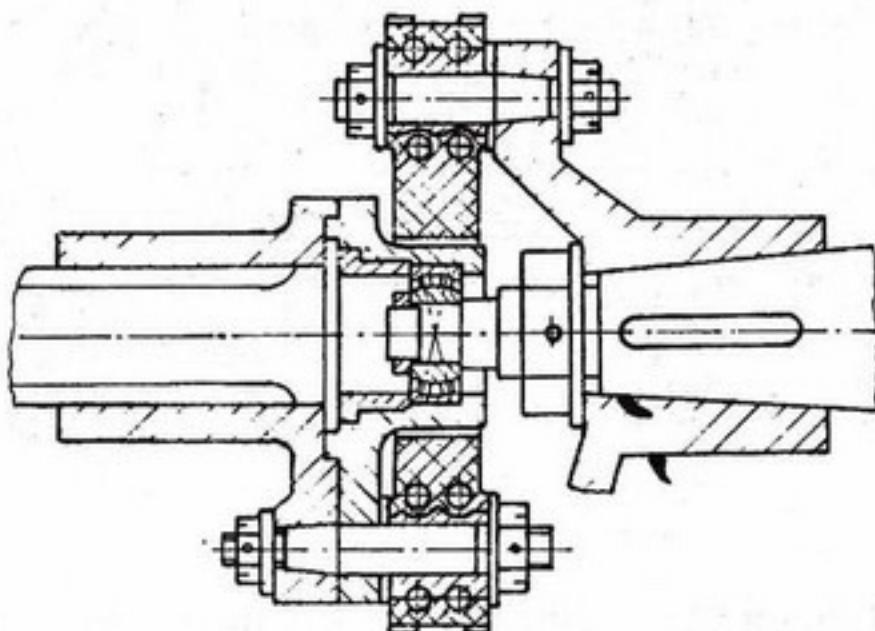
Примената на овие спојки е ограничена од износот на моментот што треба да се пренесе и од големината на работниот агол на прекршување меѓу вратилото, кој вообичаено треба да е до 6° , а ретко до 10° .

Еластичниот елемент на спојката најчесто е направен од вулканизирана гума, со метални елементи за спојување. Гумениот елемент обично има јачина на кинење над $150 \text{ [daN/cm}^2]$, релативно издолжување од 35%, тврдост од $65\div75$ Shore со гарантирани карактеристики во интервал од -40°C до $+60^\circ\text{C}$.

На сл. 9.27 е прикажана полуспојка без уред за центрирање, со рамен гумен елемент, а на сл. 9.28 е прикажана спојка со уред за центрирање.



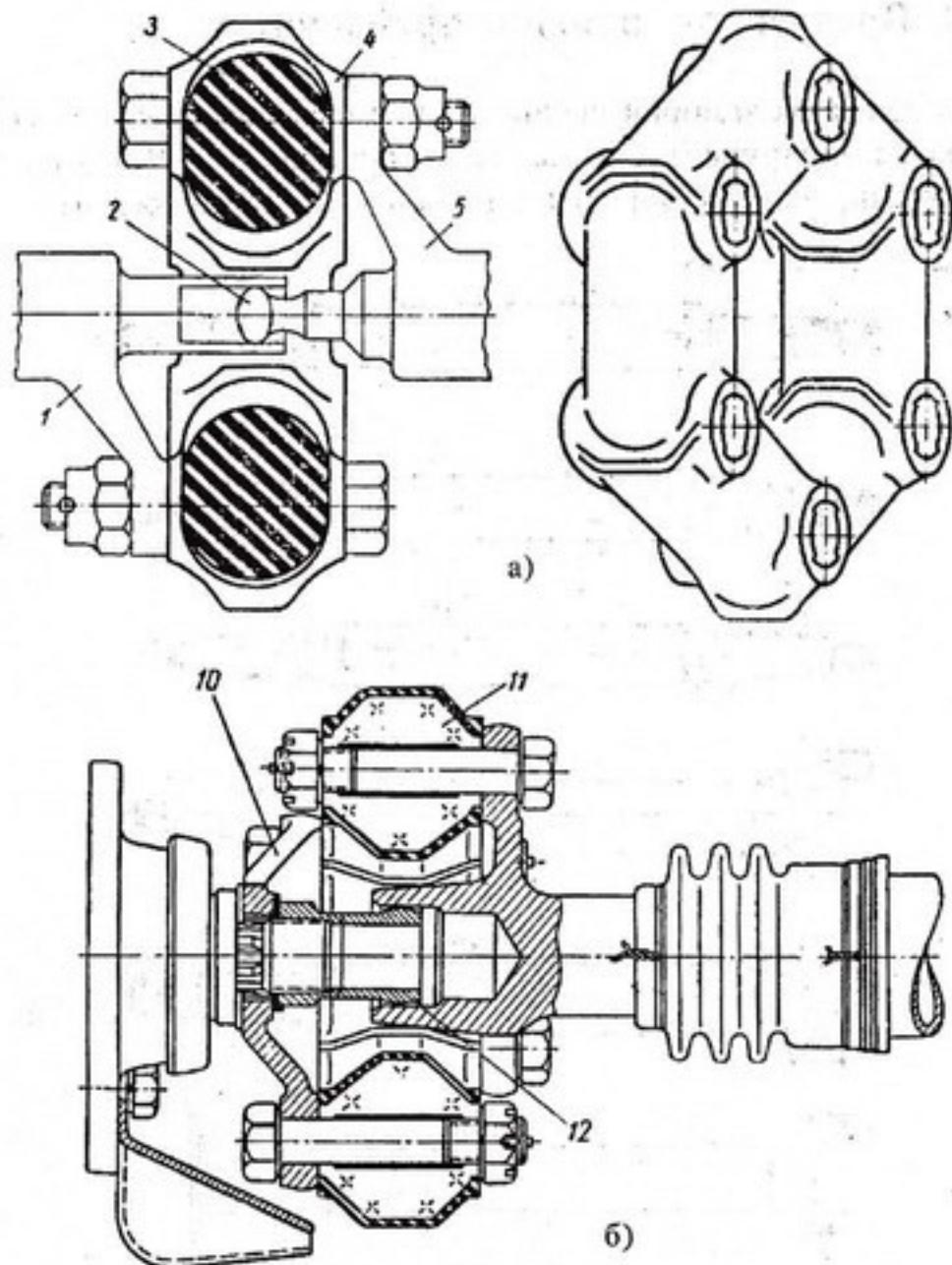
Сл. 9.27



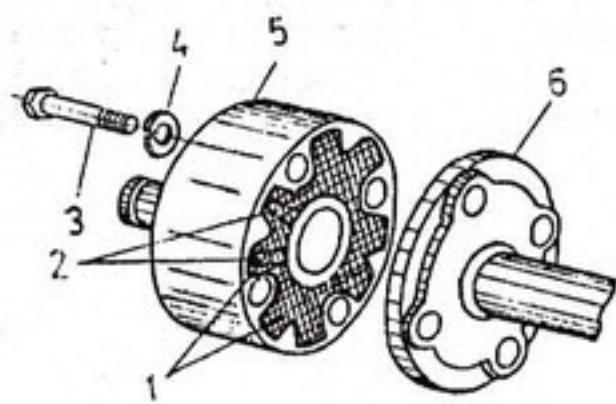
Сл. 9.28

На сл. 9.29 а и б се прикажани склопови на спојка и детаљ на еластичен торусен елемент, со уред за центрирање. Овие спојки се одликуваат со високи компензацијски и придушни својства, а дозволуваат наклон меѓу вратилата до 8° .

На сл. 9.30 е прикажана еластична спојка која се вградува на полувратилото од возилото застава 750.



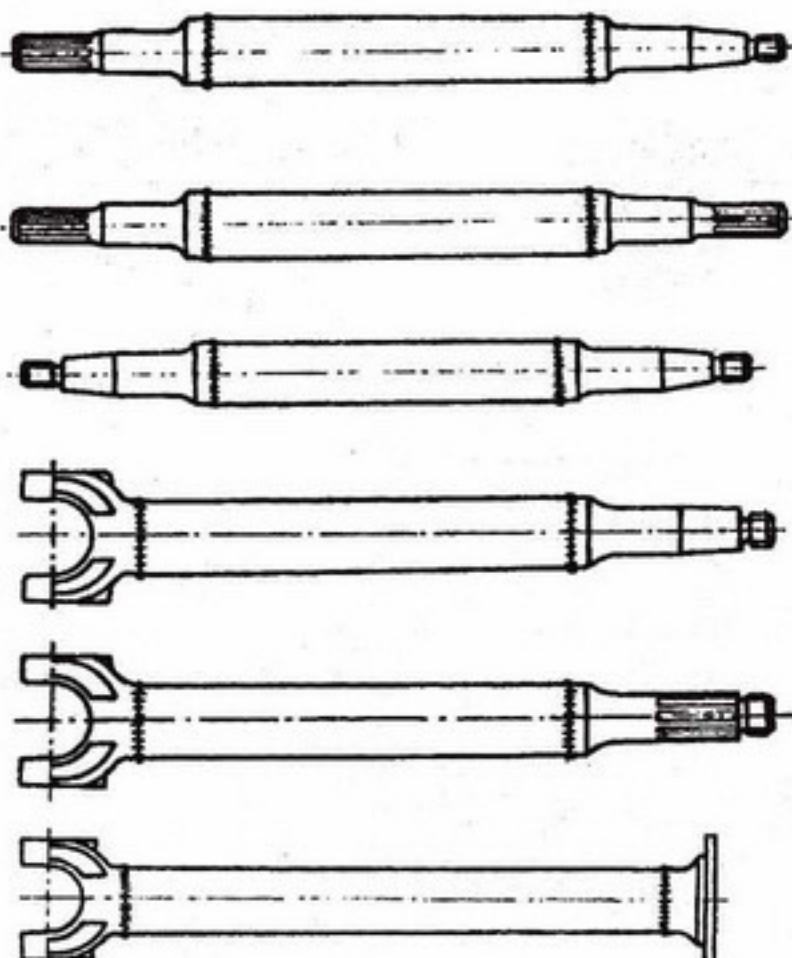
Сл. 9.29



Сл. 9.30

9.8. Вратила за зглобни преносници

Вратилата за зглобни преносници се изработуваат од тенкосидни цевки кои се заваруваат со нивните завршоци (сл. 9.31) и може да бидат конусни, нажлебени со прирабница, со вильушка итн.



Сл. 9.31

Дебелината на безрабната цевка за вратилата изнесува 1,5 до 3 [mm] за патничките возила, а 5 [mm] за возила со вкупна маса од 18 тона. Кај потешките возила дебелината на цевката е 6 до 12,5 [mm], а надворешниот пречник се движи од 120 до 170 [mm]. Жлебовите се термички третирани со калење до тврдост од 44,5 до 46,5 HRc.

10. ПОГОНСКИ МОСТОВИ

10.1. Општа поделба

Во класична смисла, под овој поим се подразбира склоп кој ги обединува главниот преносник, диференцијалот и полувратилата, а во определени случаи и бочните редуктори, од возилото, во една целина. Секако, во овој систем влегува и кукиштето на мостот, а мостот обично добива погон од карданско вратило.

На моторното возило може да бидат поставени повеќе погонски мостови. Исто така, возилото може да има еден погонски мост, преден или заден, со тоа што предниот погонски мост секогаш треба да обезбеди можност за свртување на тркалата при нивна управливост.

Основна улога на погонскиот мост е да ја прифати излезната силина од менувачот, односно од зглобното (карданското) вратило да ја пренесе до погонските тркала. Притоа треба да изврши промена на параметрите на силината (вртежниот момент и бројот на вртежите) во постојан сооднос „ i_0 “, да изврши промена на рамината на преносот на бројот на вртежите за 90° (со исклучок кај возилата кај кои моторот е поставен напречно) и да изврши распределба на преносот на моментот на левите и десните тркала во услови на нивни различни аголни брзини; наедно, преку облогата и кукиштето, мостот треба да ги прифати и да ги пренесе активните и реактивните сили и моменти.

10.2. Главен преносник

Улогата на главниот преносник во погонскиот мост е да ја прифати силината од менувачот и да ја пренесе до диференцијалниот преносник. При тој пренос, наедно се врши зголемување на вртежниот момент на сметка на бројот на вртежите, а (најчесто) се врши и прекршување на токот на силината за 90 степени.

Од конструкцијата на главниот преносник се очекува:

- да обезбеди соодветен преносен однос,
- преносот на силината да го изврши со минимални загуби,
- да функционира бесшумно,
- да поседува минимални димензии,
- да има максимална крутост,
- да ја задоволи проектираната надежност,
- да има долг век во предвидените експлоатации услови.

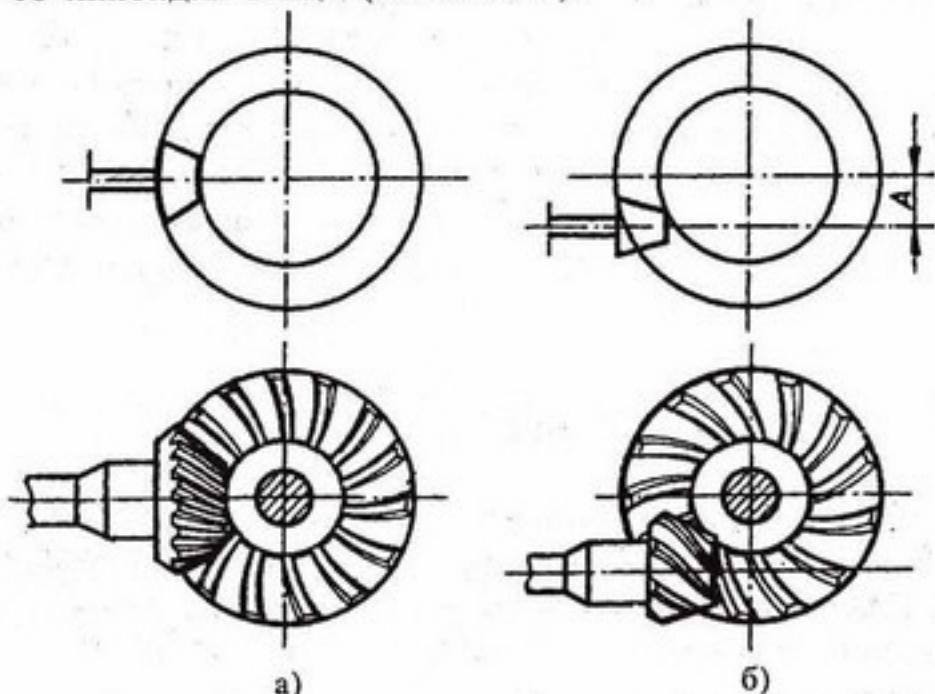
Во конструктивна смисла постојат повеќе видови главни преносници.

Според бројот на редукциите, главните преносници можат да бидат со едностепена и со повеќестепена (често двостепена) редукција.

Според видот на запчениците, главните преносници можат да бидат со полжавести запченици, со цилиндрични запченици и со конусно-чиниести запченици.

10.2.1. Главен преносник со конусно-чиниести запченици

Главните преносници со конусни запчаници (сл. 10.01) наоѓаат најширова примена и кај патничките моторни возила и кај тешките автомобили. Притоа, во ваква конструкција, исклучително се користат конусни запченици со криви (спирални) запци (сл. 10.01a), како и со хипоидни запци (сл. 10.01б).

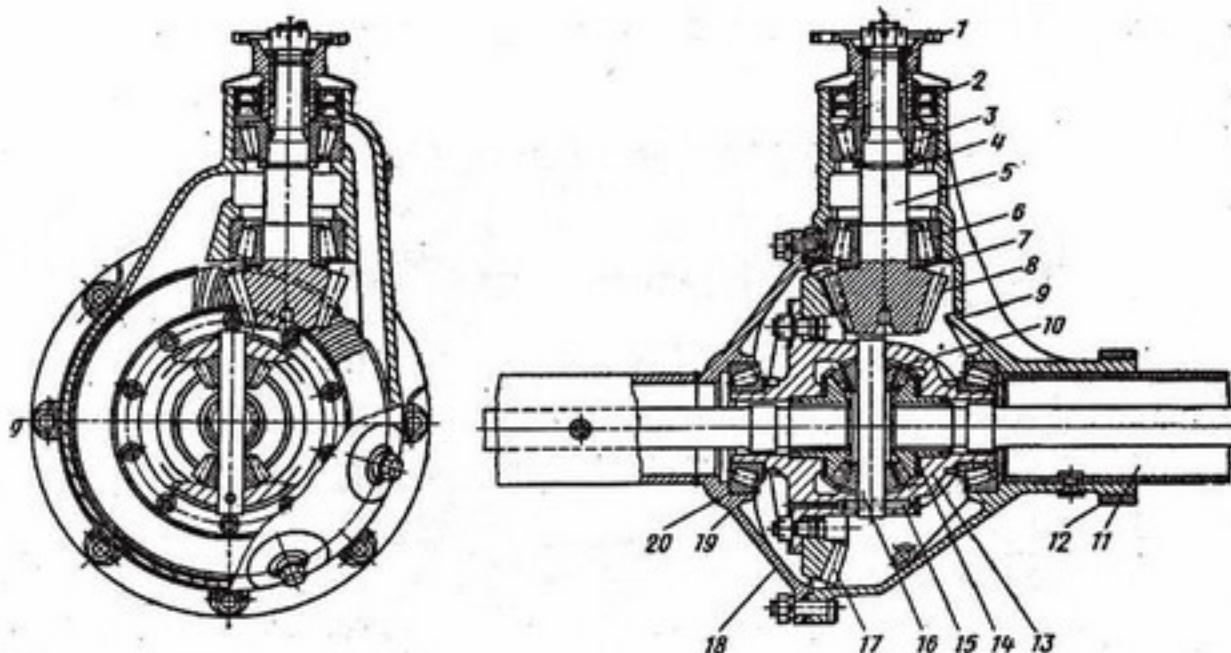


Сл. 10.01

Предноста на ова решение е што овозможува квалитетна завршна обработка на запците со брусење на високопродуктивни машини. Основен недостаток на ова решение е што се појавуваат значителни вредности на аксијални сили (по дужината на оската на запченикот), а тоа бара посебни конструктивни решенија за нивно прифаќање.

Како што е познато, разликата меѓу спиралните и хипоидните конусни запченици е во тоа што кај хипоидните запченици постои поместување на позицијата на оските т.е. оските се разминуваат. Со примената на хипоидните запченици се овозможува „подигнување“ на главниот преносник, со што се зголемуваат клиренсот и проодноста на возилото. Наедно, овие преносници имаат зголемена крутост, помала шумност и подолг век во експлоатација.

На сл. 10.02 е прикажан пресек на склоп на главен преносник со диференцијал во кој главниот преносник го сочинуваат запченици со конусни хипоидни запци.

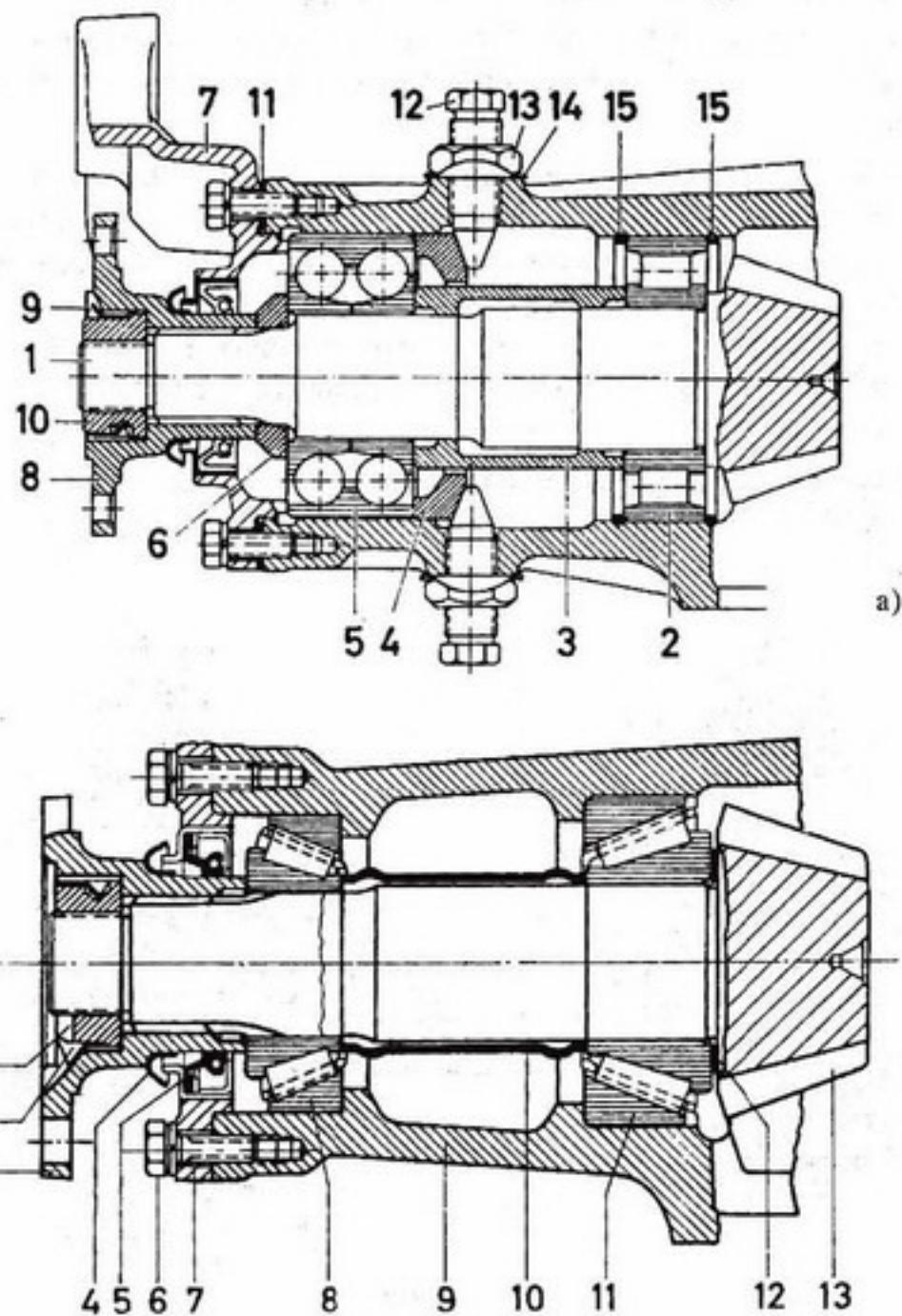


Сл. 10.02

Во конструктивна смисла, погонскиот конусен запченик секогаш се прави како едноделен, со цел бројот на неговите запци да биде минимален, со што би се добил поголем преносен однос во најмал простор.

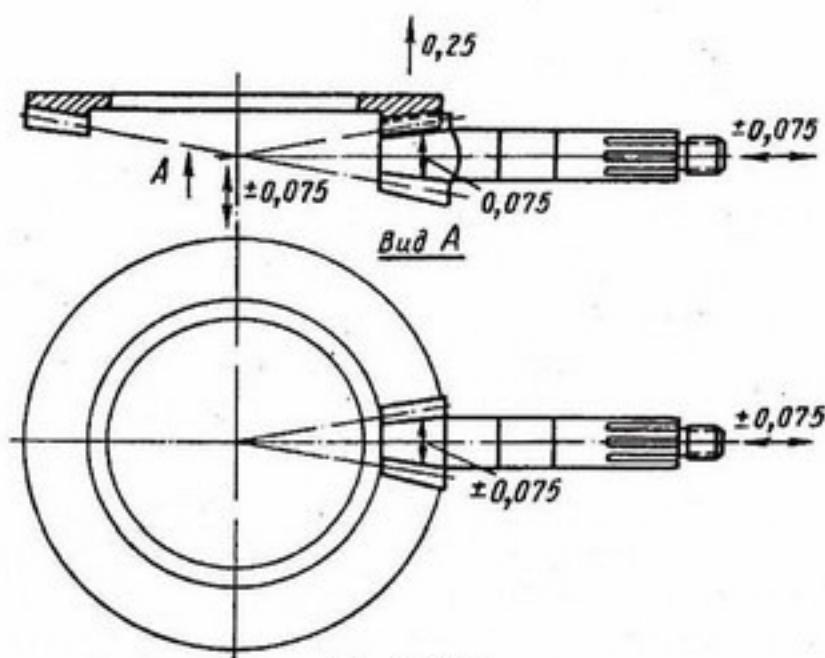
Посебно прашање претставува начинот на влештишување на конусниот запченик од аспект на прифаќање на аксијалните сили, поради што постојат бројни конструктивни изведби. Во таа смисла, особено е важно влештишувањето да биде ефикасно во прифаќањето на овие сили во двете насоки на движење на возилото напред-назад,

што е овозможено и со конструктивните решенија дадени на сл. 10.03а и б, (за што е дадено појаснување понатаму во текстот).



Сл. 10.03

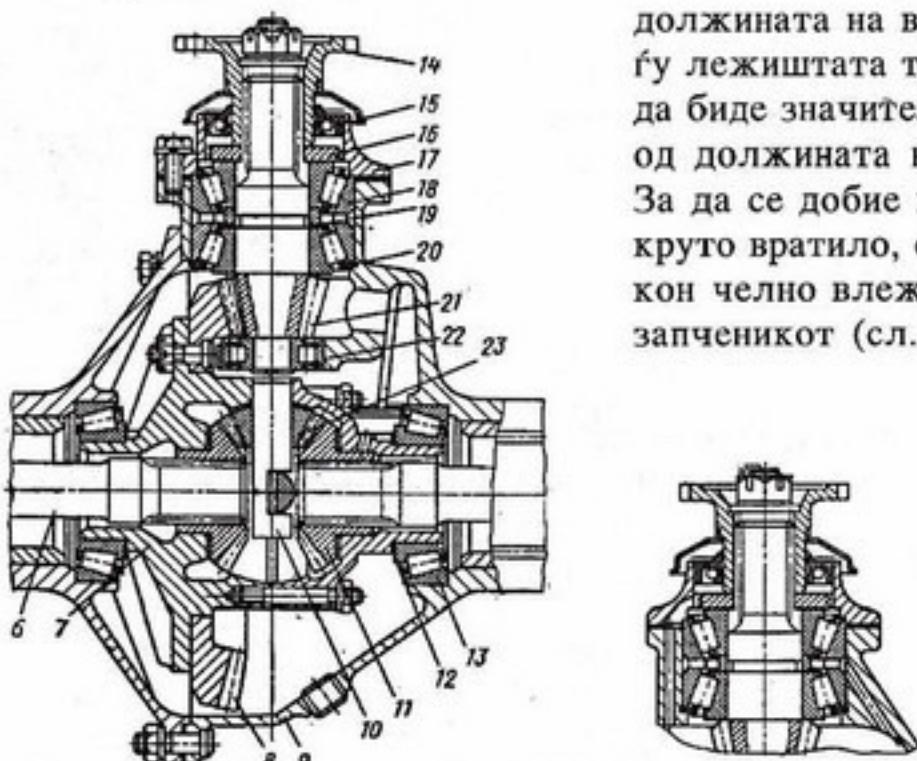
Со цел да се добие оптимална слика на носењето на спрегнатите запци потребно е запчестиот пар да поседува доволна крутост и контролирано поместување, поради зјајовите во сите три рамнини што се појавуваат поради влијанието на радијалните и аксијалните сили. Овие поместувања не смеат да ги надминат дозволените граници прикажани на сл. 10.04.



Сл. 10.04

Со цел да се постигне доволна крутост на погонскиот запченик, заедно со вратилото, при конзолн поставен запченик (сл. 10.05),

должината на вратилото меѓу лежиштата треба секогаш да биде значително поголема од должината на препустот. За да се добие што покусо и крсто вратило, се прибегнува кон члено влешиштување на запченикот (сл. 10.06).



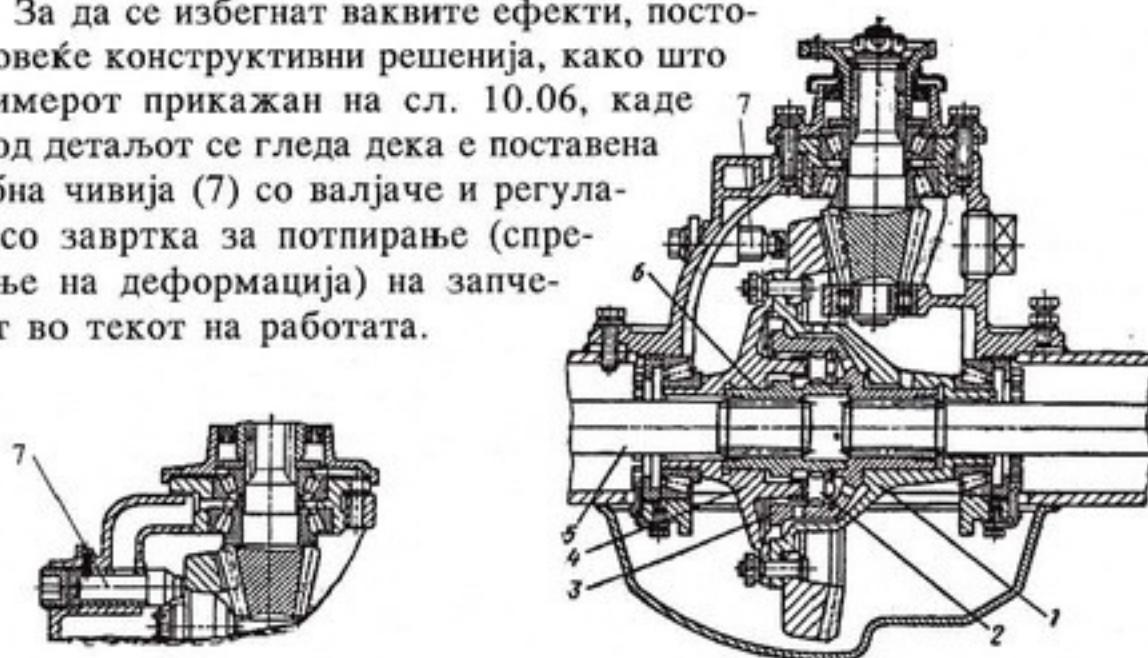
Сл. 10.05

Крутоста на запченикот може да е зголеми и со затегнување на лежиштата преку навртка. За такво притегнување се користат разни начини, меѓу кои често се применува решението со притегнување на лежиштата откако помеѓу нив ќе се постави деформабилна цевка (сл. 10.03б, поз. 10). Со овој метод се обезбедува навртката постојано да е добро притегната. Сличен ефект се постигнува и со притегање на завртката (12) со навртката (13) од слика 10.03а.

Слични проблеми со крутоста и со аксијалното поместување се појавуваат и кај чиниестиот хипоиден запченик, кој за носачот од диференцијалниот преносник се прикрепува со завртки, па како целина со чиниестиот запченик, се влештишува на лежишта сместени во кукиштето (облогата) од погонскиот мост.

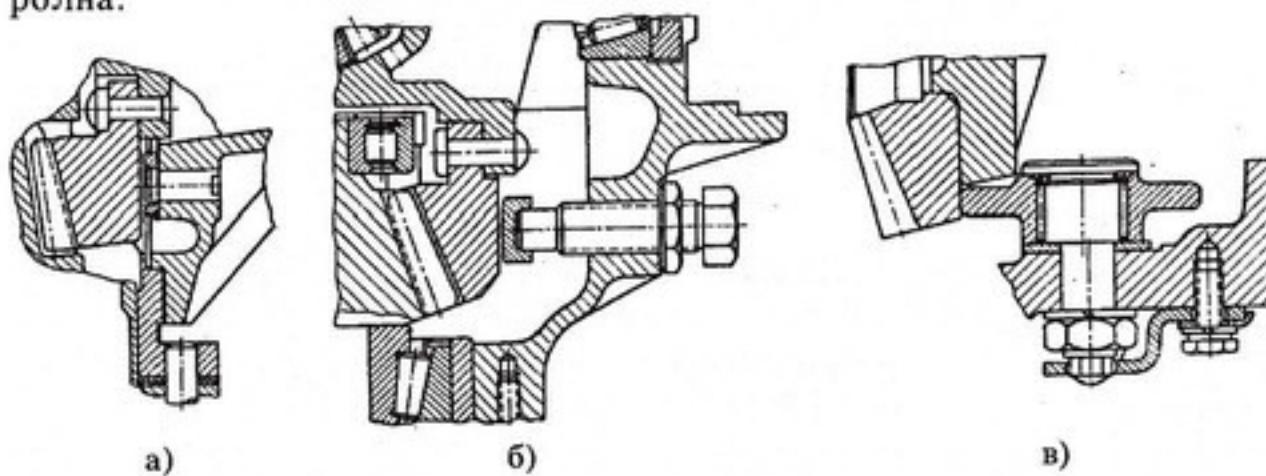
Поради големите димензии на чиниестиот запченик (кои произлегуваат од големината на преносниот однос), доаѓа до негова еластична деформација во аксијална насока. Овој ефект ја влошува сликата на носење во контактот на забите, од што се смалува векот на преносникот.

За да се избегнат ваквите ефекти, постојат повеќе конструктивни решенија, како што е примерот прикажан на сл. 10.06, каде што од детаљот се гледа дека е поставена посебна чивија (7) со валјаче и регулација со завртка за потпирање (спречување на деформација) на запченикот во текот на работата.



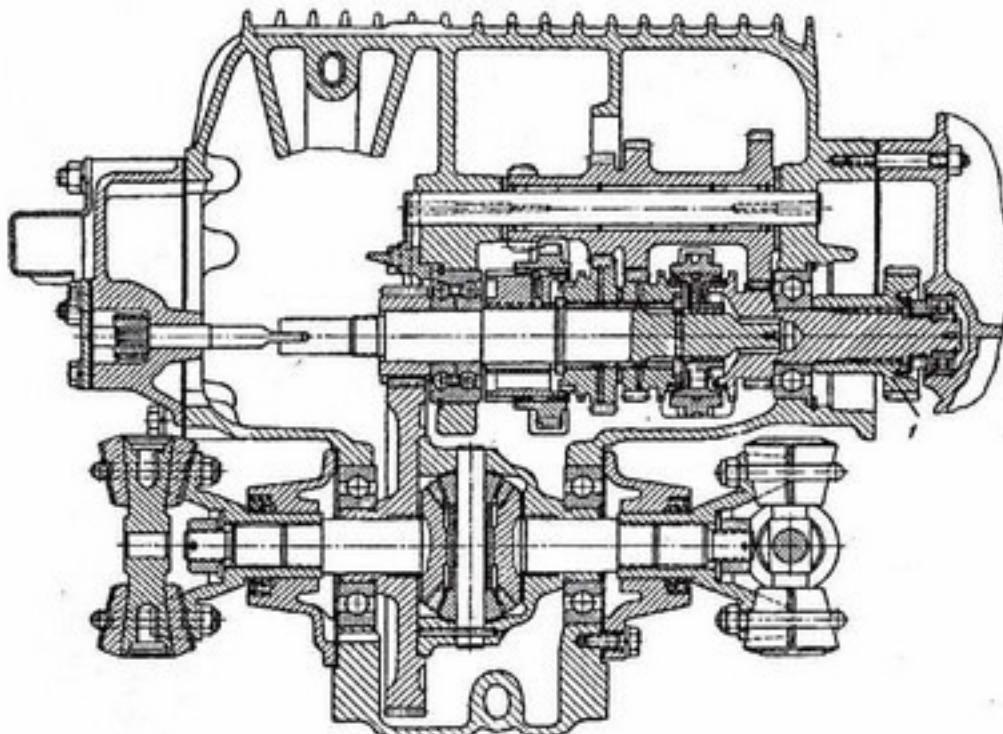
Сл. 10.06

На сл. 10.07а, б и в се прикажани често применувани детали за потпирање, односно за спречување на деформациите на чиниестиот запченик, каде под а) е прикажано потпирање со допир (лизгање), под б) е потпирање со чивија и под в) е прикажано потпирање со ролна.



Сл. 10.07

Кај патничките возила кои имаат погон и мотор до или над иста оска се применуваат решенија каде што главниот преносник е интегриран во менувачот (сл. 10.08).

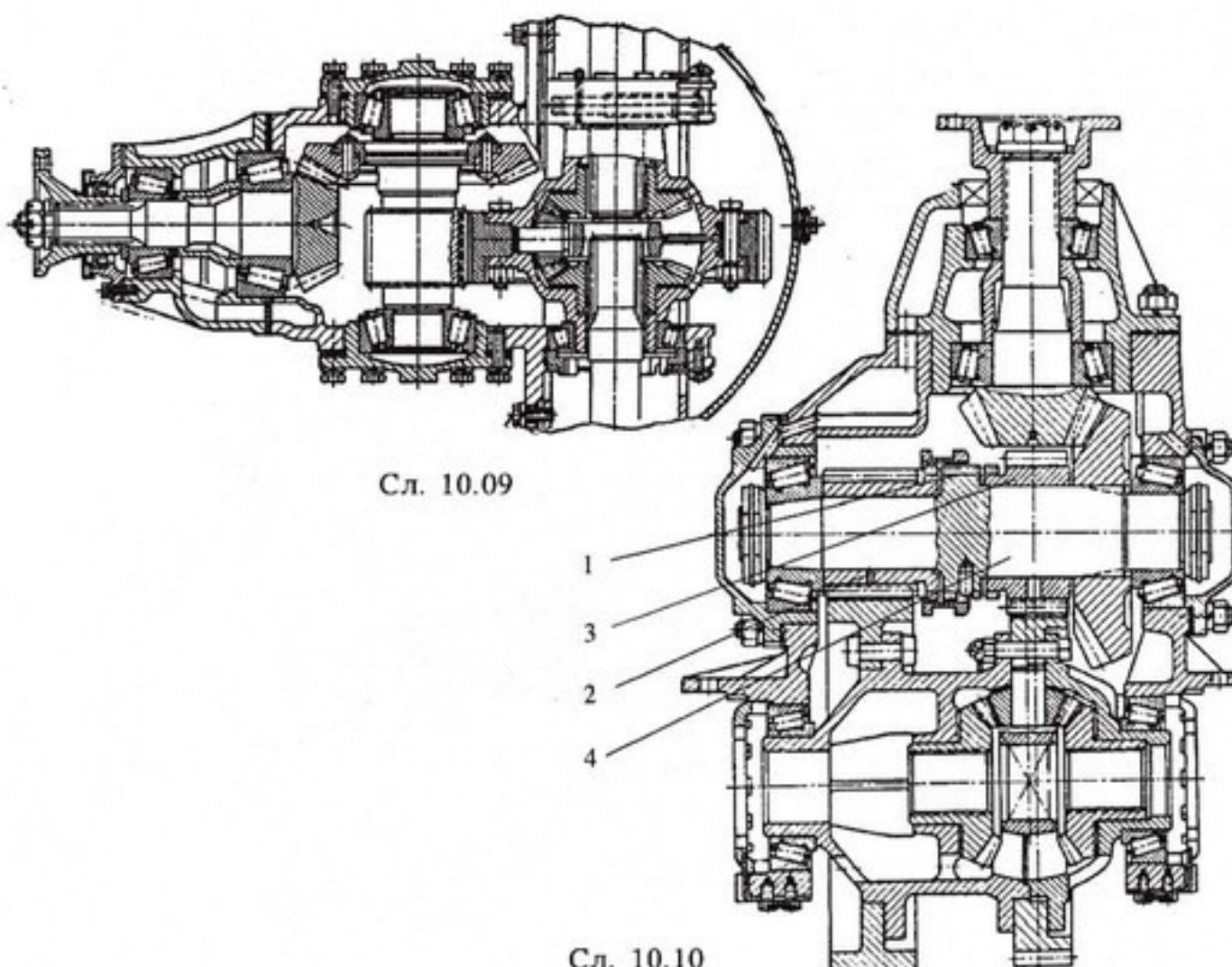


Сл. 10.08

10.2.2. Главен преносник со цилиндрични запченици

Во случај кога главниот преносник е со цилиндрични запченици (сл. 10.09), тие се со коси запци, со што се постигнува поголем степен на спречнување, поголема носивост, подолг век и бесшумност. Меѓутоа, поради потребата од прекршување на токот на силината по рамнината од 90° , овие преносници обично се комбинираат со конусни запченици, каде што првата редукција е во конусниот пар, а втората во цилиндричниот пар запченици со коси запци. Со таква градба се отвора можност за постигнување висок преносен однос во главниот преносник ($i > 7$).

Додека на сл. 10.09 е прикажан скlop на главен преносник во кои се применети цилиндрични запченици со коси запци со двојна редукција на сл. 10.10 е прикажан двостепен главен преносник со двостепена редукција. Од сликата се гледа дека на вратилото, на кое се поставени цилиндричните запченици, постои спојка (1) со која се прицврстува левиот (2) или десниот запченик (3) за вратилото (4), со што се менува преносниот однос во главниот преносник, што, на некој начин, претставува степенест редуктор.

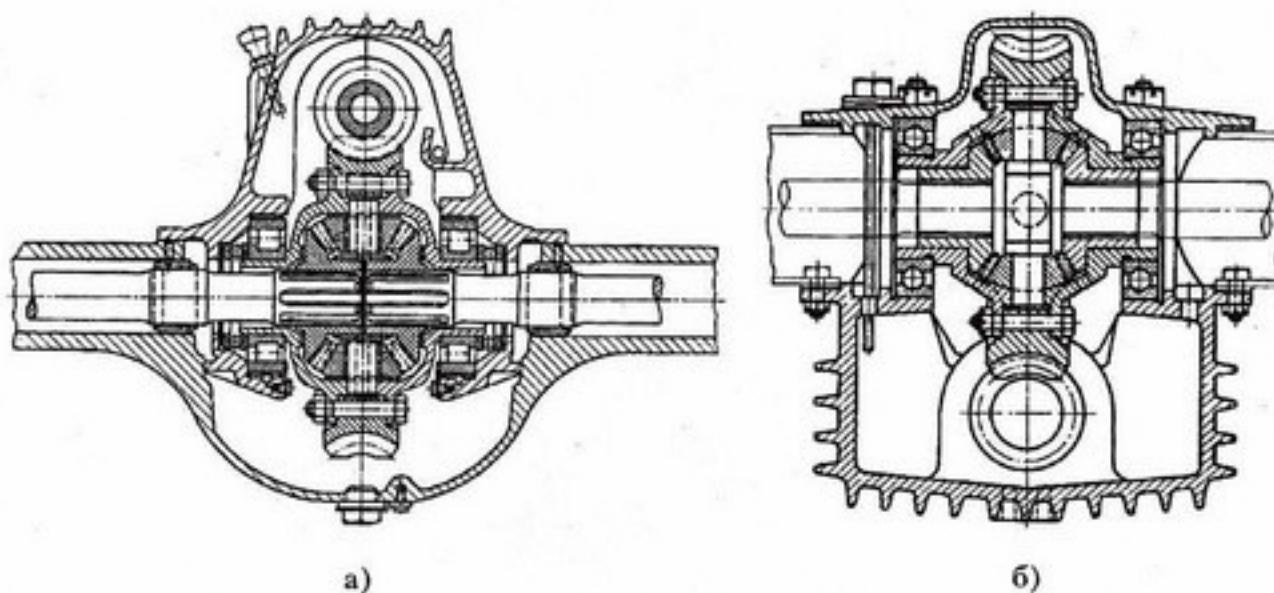


10.2.3. Главен преносник со полжавест запчест пар

Посебно конструктивно решение кај овој вид преносници е примената на полжавест пренос (сл. 10.11). Овој концепт претставува едноставно кинематичко решение. Се состои од полжавест запченик и полжавесто тркало, со што се обезбедува висока вредност на преносниот однос, со минимални димензии на преносникот. Бројот на почетоците на навојот на полжавестиот запченик е условен од коефициентот на полезно дејство и обично е со пет, а ретко со три навоја. Основни причини за малата примена на овие преносници е високата цена на изработката и неповољниот коефициент на полезно дејство, поради што овие преносници сè поретко се применуваат кај возилата.

Приказите на сл. 10.11а) и б) се разликуваат само по позицијата на полжавестиот запченик (во горна, односно во добра положба) во однос на полжавестото тркало.

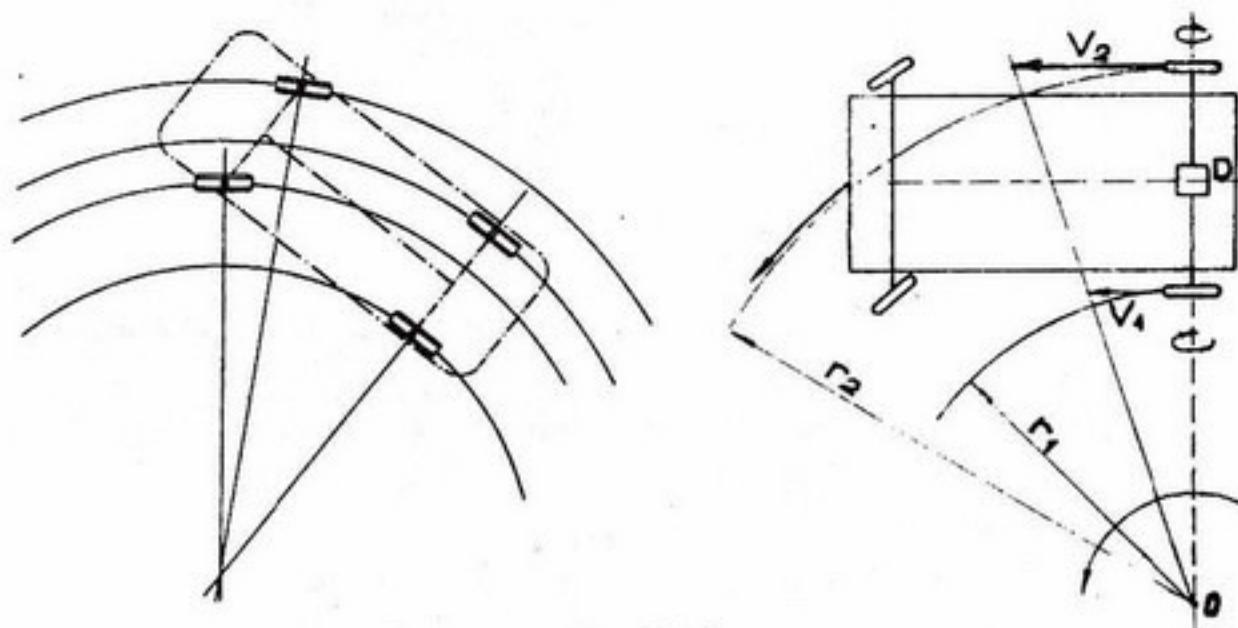
Во патничките возила се користи позицијата кога полжавот е во добра положба, а кај товарните возила позицијата на полжавот е во горна положба, со што се зголемува проодноста.



Сл. 10.11

10.3. Диференцијален преносник

Преку диференцијалниот преносник, кој е сместен во погонскиот мост како целина со главнит преносник, се врши пренесување на вртежниот момент на левите и на десните тркала. Притоа, диференцијалот обезбедува можност да се остварат различни (диференцирани) аголни брзини на вртење на левото и на десното тркало од возилото. Ова барање пред сè произлегува од условите што ги има возилото при движење во кривина (сл. 10.12).



Сл. 10.12

Како што се гледа од сликата, внатрешните и надворешните
тркала во исто време треба да поминат различна должина на патот,

што значи дека тие мора да се вртат со различен број вртежи. До разлика во бројот на вртежите доаѓа и кога возилото се движи во правец, а со него се пренесува товар кој е нерамномерно распореден, потоа ако пневматиците не се еднакво напумпани или ако се нееднакво истрошени. Од изнесеното произлегува дека во многу ретки случаи може да постои состојба сите тркала од возилото едновремено да се вртат со ист број вртежи. Овој проблем за непогонските тркала е беззначаен, бидејќи тие се вртат согласно со конкретните отпори на секое тркало. Меѓутоа, кај погонските тркала оваа разлика во бројот на вртежите мора конструктивно да се обезбеди, бидејќи можат да настанат проблеми со стабилноста и управливоста на возилото, како и нагло трошење на пневматиците, преоптоварување на полувратилата и др. Покрај изнесеното, диференцијалот се користи и за пренос на силина помеѓу два и повеќе погонски мостови, со што се спречува ефектот од циркулацијата на силина.

Диференцијалите кои пренесуваат момент меѓу мостовите се нарекуваат меѓусни, а диференцијалите кои пренесуваат погон помеѓу левото и десното тркало се нарекуваат диференцијали за погонски мост.

Поделба на диференцијалите се прави и според интензитетот на распределбата што тие можат да ја извршат.

- Ако поделбата на моментот е симетрична, тогаш се работи за диференцијали со симетрична положба. Ваква поделба најчесто (редовно) е застапена кај диференцијалите за погонскиот мост.

- Ако поделбата на моментот е пропорционална со тежината по погонските мостови, тогаш се зборува за диференцијали со асиметрична поделба на вртежниот момент (асиметрични диференцијали).

Ценејќи ги можностите за начинот на пренос на моментот низ диференцијалот, тие можат да се поделат на:

- неблокирачки и
- блокирачки

Во рамките на оваа поделба, блокирачките диференцијали можат да се поделат на:

- принудно блокирачки диференцијали (со блокирање од самиот возач)
- самоблокирачки диференцијали.

Самоблокирачките диференцијали својата функција можат да ја остварат како:

- диференцијали кои остваруваат делумно самоблокирање
- диференцијали кои остваруваат целосно блокирање.

Во однос на конструктивните изведби, постојат:

- диференцијали со конусни запченици,
- диференцијали со цилиндрични запченици,
- диференцијали со полжавести запченици,
- диференцијали со зголемено триење,
- диференцијали со хидраулично триење,
- диференцијали со променлив преносен однос,
- диференцијали со слободен од.

10.3.1. Принцип на работа на диференцијалот

Принципот на работа на диференцијалот може едноставно да се објасни со анализирање на процесот на движење на возилото во кривина (сл. 10.12).

Од односот на векторите на брзината чии вредности изнесуваат:

$$V_1 = \omega \cdot r_2 = r_d \cdot \omega_{t_2}$$

$$V_2 = \omega \cdot r_1 = r_d \cdot \omega_{t_1}$$

па следи:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_{t_1}}{\omega_{t_2}} = \frac{n_{t_1}}{n_{t_2}}$$

каде n_{t_1} и n_{t_2} се број на вртежите на тркалат 1 и 2.

Од цртежот се гледа дека:

$$V_2 > V_1$$

аналогно:

$$n_{t_2} > n_{t_1}$$

Ова барање на различност на бројот на вртежите на надворешното и на внатрешното тркало непречено треба да го обезбеди диференцијалот.

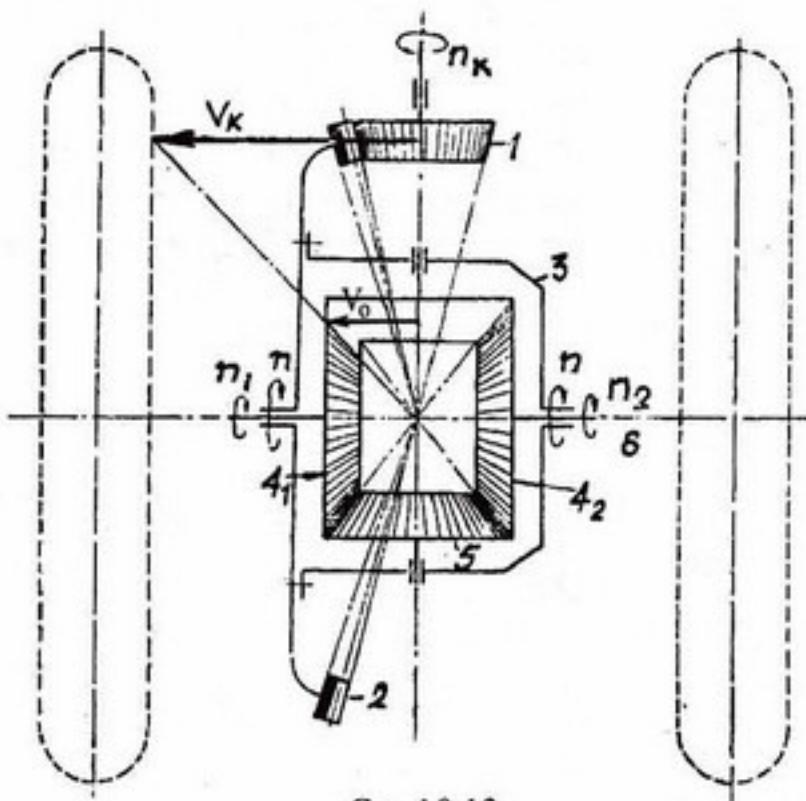
На сл. 10.13 е даден шематизиран приказ на склоп на главен преносник со диференцијал, кој се состои од погонски запченик (1) и чиниест запченик (2); на диференцијалот со кукиште (носач) (3), бочни запченици (сонце) (4.1 и 4.2), сателитски (орбитални) запченици (5) и полузвратило (6). Како што може да се види од претходно прикажаните конструкции, овој компактен преносник е сместен во погонскиот мост.

При движење на возилото во кривина, бројот на вртежите од карданот се пренесува на конусниот запченик кој се врти во ист број вртежи n_k . Во согласност со преносниот однос во главниот преносник, чиниестиот запченик ќе се врти со број на вртежи n :

$$n = \frac{n_k}{i_o}$$

каде i_o е преносен однос во главниот преносник ($i = z_2/z_1$).

Бочните планетарни запченици (сонце) ќе се вртат со број на вртежи n_1 и n_2 , како и соодветните тркала, односно полувратила.



Сл. 10.13

Според прикажаното на сл. 10.13, V_k претставува вектор на брзината на конусниот спирален запченик на средниот допирен круг, под претпоставка дека $n = \text{const}$. Во таков режим V_o претставува вектор на брзината на оската на сателитскиот запченик во рамнината на поделениот круг на сателитот, во услови кога сателитските запченици се вртат орбитално со број на вртежи n .

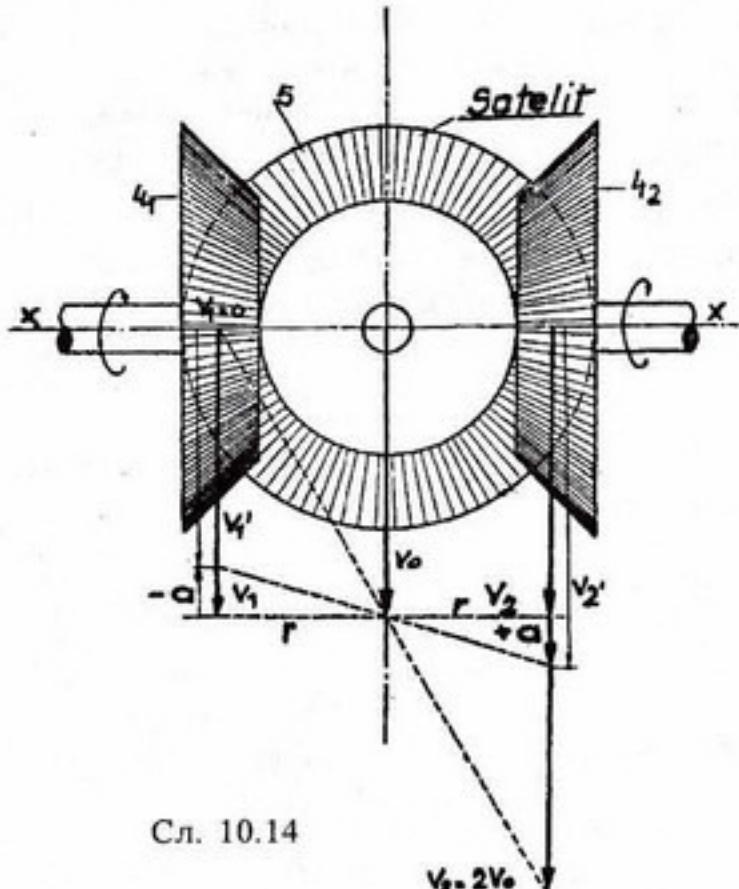
Вака описаните диференцијален преносник обезбедува функција во услови на движење на возилото во правец и во кривина. При движење на возилото во правец, диференцијалот не врши никаква функција, бидејќи погонот од карданското вратило, низ запченикот 1, се предава на чиниестиот запченик 2, кој се врти околу својата оска со број на вртежи n , а со него се врти и носачот на диферен-

цијалот З, кој ги носи во круг (орбитално) сателитските запченици (5). При такво орбитално вртење (носење) на сателитските запченици, тие патуваат околу оската на погонскиот мост, но во тој процес не се вртат околу својата оска. Бидејќи сателитските запченици се во зафат со запците од бочните (планетарни) запченици (сонце) од полу-вратилата, тие во вакви услови се заклинети со нив и своето орбитално движење го предаваат во вртливо движење на бочните запченици, кои во овој режим се вртат со ист број на вртежи ($n_1 = n_2$).

Од изнесеното следи заклучок дека, при движење на возилото по прав пат, сателитските запченици се вртат само орбитално со носачот од диференцијалот, а не околу својата оска, диференцијалот работи како крсто тело па полу-вратилата и тркалата се вртат со ист број на вртежи.

Во кинематичка смисла, овој процес може да се појасни на долу наведениот начин.

Во услови на движење на возилото по прав пат, брзината на левите и на десните тркала се сднаква, а со тоа и бројот на вртежите на планетарните запченици ($n_1 = n_2$). Од тоа произлегува дека обемната брзина на левиот планетарен преносник V_1 е еднаква на обемната брзина на десниот планетарен преносник V_2 , а секоја од овие брзини е еднаква на брзината на оската од сателитскиот запченик V_0 , гледано во рамнина која е паралелна со тркалото (сл. 10.14).



Сл. 10.14

На сликата е прикажан векторскиот распоред на овие брзини, како што следи:

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_0 = \vec{V}_2$$

$$n_1 = n_2 = n$$

$$\vec{V}_1 + \vec{V}_2 = 2 \cdot \vec{V}_0$$

$$n_1 + n_2 = 2n$$

При движење на возилото во кривина, поради различните отпори што се јавуваат помеѓу левите и десните тркала предизвикани од различните должини на траекториите на тркалата во исто време, се наметнува потреба од различни аголни брзини на тркалата, односно $n_1 \neq n_2$. Конкретно, внатрешните тркала во кривина треба да поминат помал пат од надворешните, односно да направат помал број вртежи од надворешните, во ист временски период. Тоа значи дека настапува кинематичка прераспределба на бројот на вртежите помеѓу внатрешното и надворешното тркало, која се одвива како што е описано подолу.

Со заостанувањето на внатрешното тркало (поради отпорите од патот) се намалува бројот на вртежите на неговото полувртило и неговиот орбитален запченик (4_1). Оваа промена на вртежите се предава на сателитските запченици, кои во тој момент почнуваат да ротираат и околу својата оска, а притоа продолжуваат да се движат и орбитално, заедно со носачот (3). Поради ротацијата на сателитските запченици се заротира планетарниот запченик 4_2 во насока на зголемување на бројот на вртежите $n_2 > n_1$, за вредност на износот за кој се намалил бројот на вртежите на запченикот 4_1 .

Од кинематичкиот приказ се гледа дека, ако новата обемна брзина на запченикот 4_1 изнесува $V'_1 = V_1 - a$, тогаш новата обемна брзина на запченикот 4_2 изнесува $V'_2 = V_2 + a$, па следи:

$$V'_1 = V_1 - a = V_0 - a$$

$$V'_2 = V_2 + a = V_0 + a$$

односно:

$$V'_1 + V'_2 = V_1 + V_2 = 2V_0$$

$$n_1 + n_2 = 2n$$

Притоа, разликата на обемната брзина помеѓу левиот и десниот запченик сонце изнесува:

$$V'_2 - V'_1 = V_0 + a - (V_0 - a) = 2a$$

Во посебен случај, ако едното тркало се заглави а другото се лизга, настапува состојба:

$$V'_1 = 0$$

па следи:

$$V_1 + V_2 = 2V_0$$

односно:

$$V_2 = 2V_0 \quad \text{и} \quad n_2 = 2n$$

Од прикажаното се заклучува дека диференцијалот во вакви режими ја врши описаната функција, која редовно се појавува, ако едното погонско тркало се најде на лизгав пат или е подигнато (над дупка и сл.). Во такви услови, тоа тркало ќе почне да се забрзува сè до состојба кога $n_2 = 2n$ (доколку другото тркало наполно престане да се врти). За да се надмине оваа состојба, под тркалото обично се фрла материјал (песок и сл.), со што се зголемува коефициентот на прилепувањето и возилото се извлекува.

Со аналитички пристап, оваа состојба може да се појасни и на друг начин.

Описаните состојби за движење на возилото во правец можат да се реализираат само во случај ако двете погонски тркала се наоѓаат на подлога со исти карактеристики на прилепување, односно ако им се еднакви тангентните реакции X_1 и X_2 , односно ако важи равенството $T_{t1} = T_{t2}$, тогаш следи: $Z_1 \cdot \varphi_1 \cdot r_{d1} = Z_2 \cdot \varphi_2 \cdot r_{d2}$, каде што се:

φ_1 и φ_2 – коефициенти на прилепување,

Z_1 и Z_2 – нормални реакции на подлогата и

r_{d1} и r_{d2} – динамички полупречници на левите и на десните тркала.

Доколку овие вредности не се еднакви, односно ако $Z_1 \neq Z_2$, или $\varphi_1 \neq \varphi_2$, или $r_{d1} \neq r_{d2}$, тогаш и при движење во правец ќе дојде до појава левите и десните тркала да бидат со различен број вртежи. Корисно е да се нагласи дека и во услови на движење на тркалата по нееднакви подлоги ($\varphi_1 \neq \varphi_2$) (кога едното тркало пролизгува), големината на моментите е еднаква на левото и на десното тркало, но максималната вредност на вкупниот момент што се носи до двете тркала е еднаква на двојната вредност на моментот на тркалото што се наоѓа на лизгава подлога.

Диференцијалот може да има негативна улога и во процесот на кочење на возилото. Имено, доколку кочењето се остварува нерамномерно по тркалата, тркалото на кое се доведува зголемен кочен момент ќе дејствува така што ќе го забрза вртењето на другото тркало во некој сооднос од смалениот број вртежи на првото тркало. Тој процес ќе предизвика занесување на возилото кон онаа страна од која тркалата се забрзуваат.

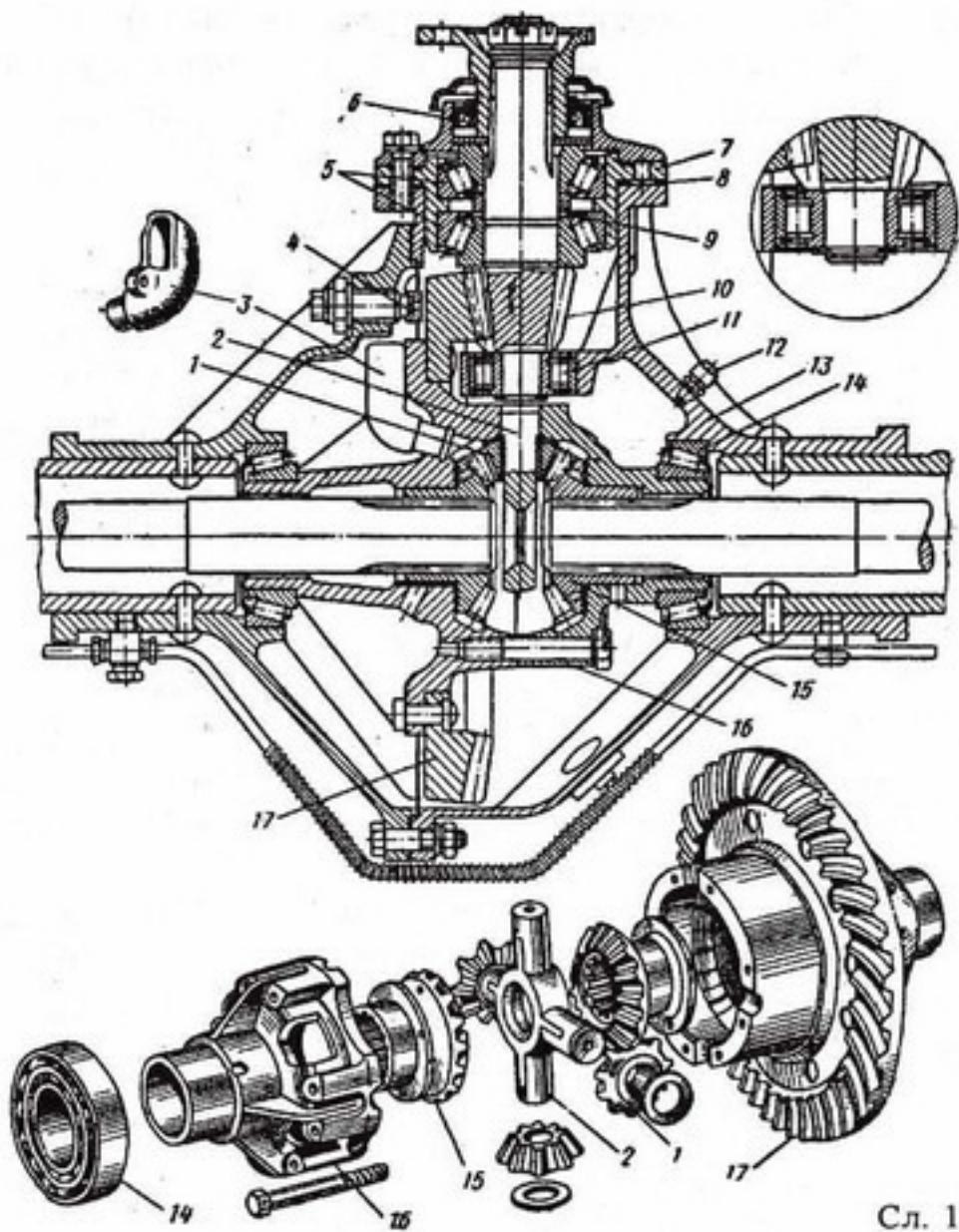
Од изнесеното може да се заклучи дека, иако диференцијалот во определени експлоатациони услови е неминовен за движење на возилото, во други услови тој го ограничува движењето, поради што

се врши негово блокирање (целосно или делумно); со тоа тој ја намалува или ја губи својата функција. Меѓутоа, ако возилото се експлоатира со целосно блокиран диференцијал, тогаш при движење во кривина, или при другите наведени услови ($r_{d1} \neq r_{d2}$), би дошло до лизгање на тркалото (надворешно), а постои можност за преоптоварување и за кршење на полувертила.

10.3.2. Видови диференцијални преносници

10.3.2.1. Диференцијал со конусни запченици

Овој вид на диференцијали најчесто се застапени при градбата на погонските мостови. Најчесто се изработуваат како диференцијали без можност за блокирање (сл. 10.15).



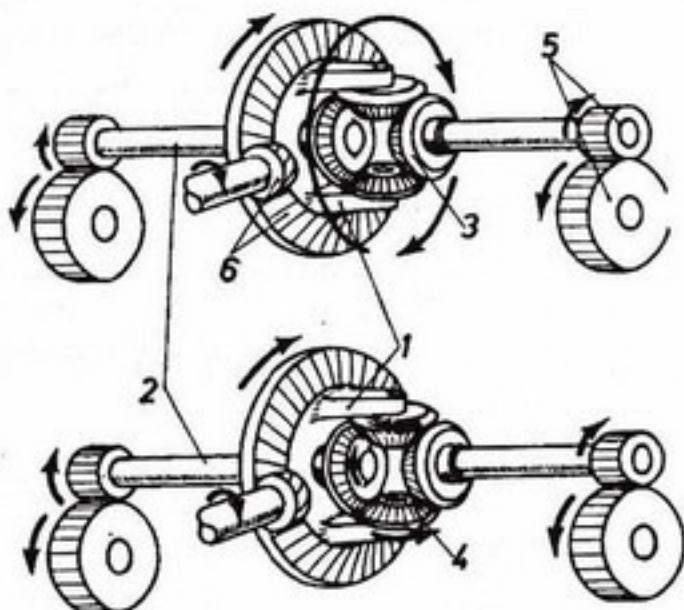
Сл. 10.15

Диференцијалот е составен од кукиште (носач) на диференцијалот (16), бочни конусни запченици односно планетарни запченици сонце (15), сателитски (орбитални) запченици (1), крст на диференцијалот (2) и лежишта.

Како што се гледа на сликата, кукиштето на диференцијалот е двodelно и, по монтажата, како единствен елемент е влештишено, преку лежиштата 14, во облогата од погонскиот мост. Бројот на сателитските запченици, обично, се движи од два до четири. Бочните запченици најчесто, преку внатрешни жлебови, се зафатени со надворешните жлебови од полуувратилата.

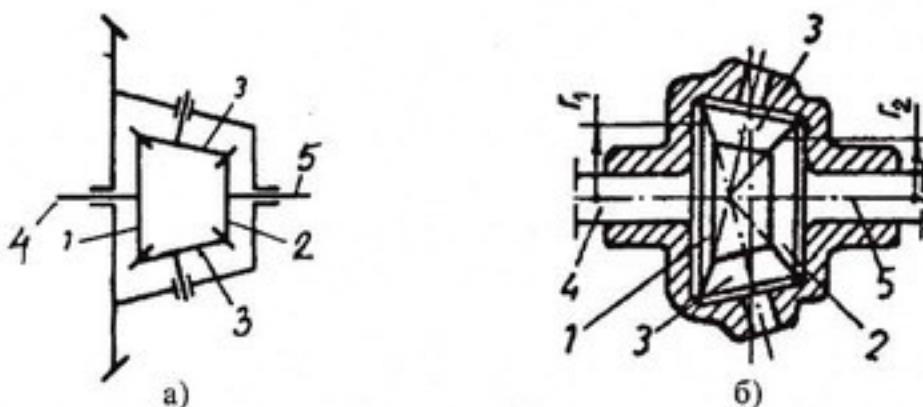
Подмачкувањето на преносникот се врши со масло кое се наоѓа во кукиштето, а до критичните места се спроведува со прскање и со посебни насочувачи 3.

Принципот на работа на овој тип диференцијали во основа е објаснет на сл. 10.13 и сл. 10.14, а на сл. 10.16 е дадена визуелна шема за работа на диференцијален преносник за возило кое поседува и преносник во тркалото, и тоа под „а“ е дадена шема за возење во правец и на добар пат, а под „б“ е дадена шема на работа на диференцијалот при движење на возилото во кривина.



Сл. 10.16

Во случај кога диференцијалот со конусни запченици врши функција на меѓусен диференцијал, кој треба да изврши пренос на моментот по погонските мостови пропорционално на нормалните реакции по мостовите, тогаш тој е асиметричен диференцијал, чија шема и пресек се дадени на сл. 10.17.



Сл. 10.17

Како што се гледа од сликата, кај асиметричниот диференцијал, поради различноста на пречниците на бочните запченици 1 и 2, се врши и распределба на моментот во тој сооднос, т.е. односот на моментот по погонските мостови е во директен сразмер со соодносот на пречниците на конусните запченици.

Во посебна група вакви преносници спаѓаат диференцијалите кои имаат можност, во целост или делумно, да извршат блокирање на диференцијалот.

Со процесот на целосно блокирање на диференцијалот, како што беше нагласено, се овозможува полувратилата да преминат во целосно крuta врска, односно да станат целосно круто вратило кое ги поврзува двете тркала, со што се постигнува до секое тркало да се пренесува вртежен момент, согласно со можностите за негово прифаќање од подлогата, односно $T_1 = Z_1 \cdot \phi_1 \cdot r_{d_1}$ и $T_2 = Z_2 \cdot \phi_2 \cdot r_{d_2}$, каде ϕ_1 и ϕ_2 се со различни вредности.

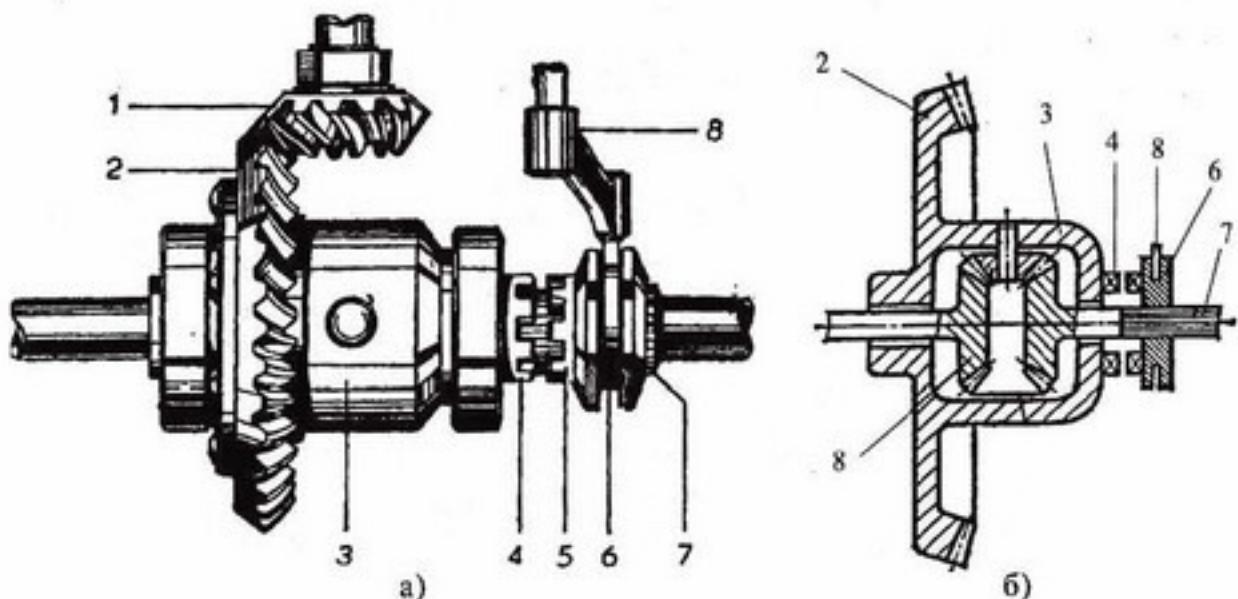
Доколку диференцијалот врши само делумно блокирање, тоа значи дека тркалото што се наоѓа на тврда подлога (ϕ_1) ќе може да прифати поголем вртежен момент од тркалото кое се наоѓа на лизгава подлога (ϕ_2) за износ на вредноста на делумното самоблокирање што го остварува диференцијалот.

Тргнувајќи од ваквите можности, диференцијалите со конусни запченици можат да бидат со целосно и со делумно блокирање.

10.3.2.1.1. Уреди за целосно блокирање на диференцијалот со конусни запченици

Поради изнесените причини во претходниот текст, теренските возила кои се наменети за движење по неуредена патна подлога вообичаено се опремени со блокирачки диференцијален преносник со

целосно блокирање, а уредот за блокирање најчесто се активира рачно (сл. 10.18).



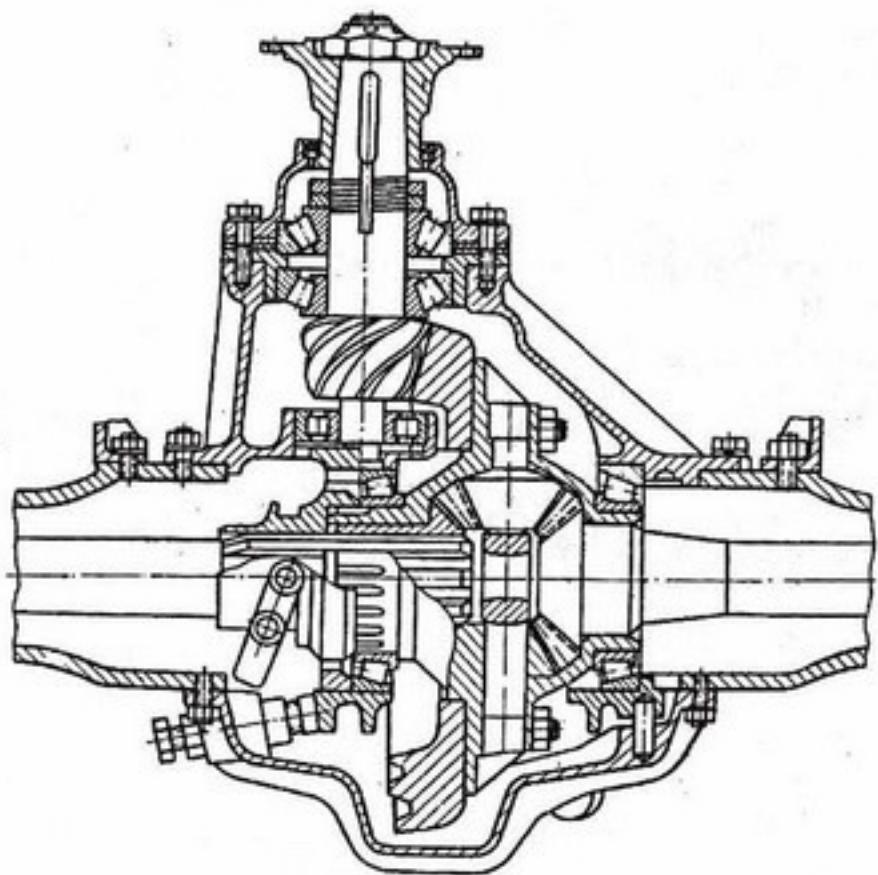
Сл. 10.18

Прикажаниот преносник (сл. 10.18а) содржи главен преносник (1 и 2), кукиште од диференцијалот (3), во кое се сместени планетарни и сателитски запченици (независно дали се конусни, цилиндрични и др.). Кукиштето од диференцијалот завршува со канџи (4) со кои може да се спојат канџите од спојката 5 која, со виљушка 8, се лизга по жлебовите од полувратилото (7).

Со вклучување на спојката се спојуваат канџите 4 и 5, па кукиштето од диференцијалот цврсто се поврзува низ спојката за жлебовите (7) од полувратилото и со него први крута целина.

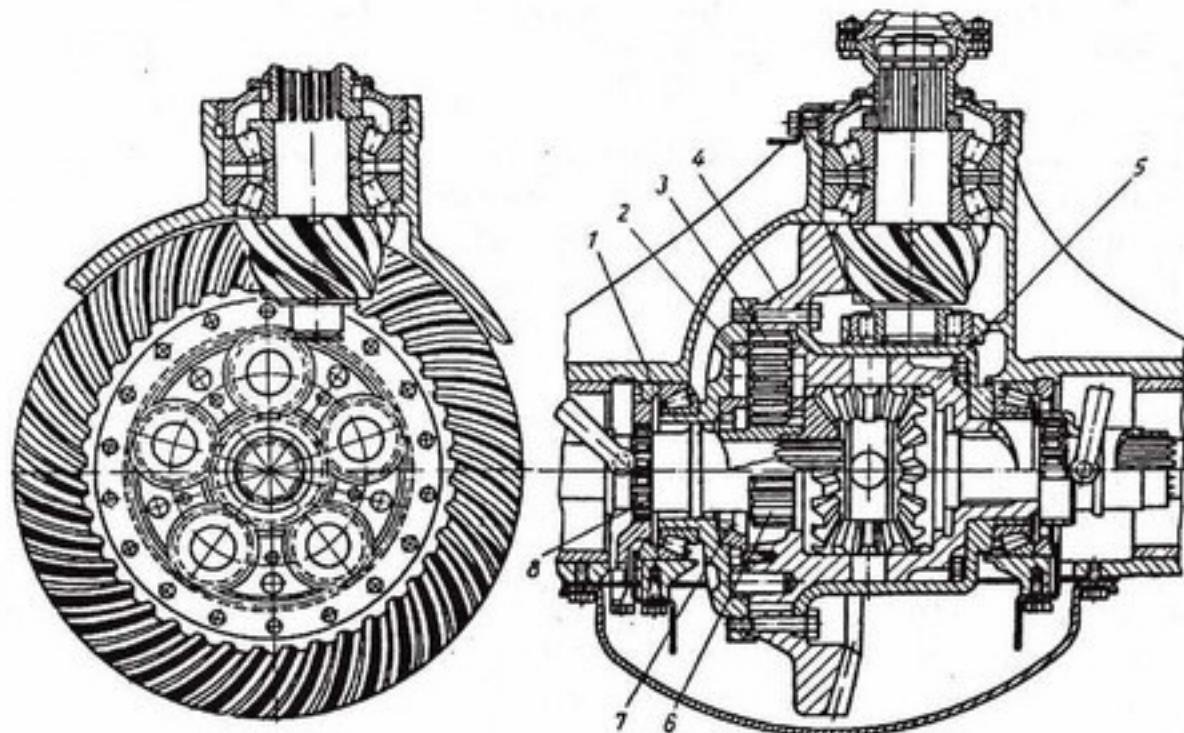
Во вакви услови, диференцијалниот преносник е блокиран па вртежниот момент од запченикот 1, се предава на запченикот 2 и низ носачот 3, преку спојката 5, се предава директно на полувратилото (7); притоа, диференцијалот нема функција, па двете вратила се вртат заедно, со единствена аголна брзина како крото тело (вратило). Описанот систем на целосно блокирање на диференцијалот се применува во повеќе конструктивни варијанти. Така, на пример, на сл. 10.19 е прикажан уред за целосно блокирање на диференцијалот кој е идентичен со описанот.

На сликата, на уочлив начин е претставена спојката со механизмот за вклучување, како и жлебовите од левото вратило кое, преку спојката, крото се зафаќа со кукиштето (носачот) од диференцијалот.



Сл. 10.19

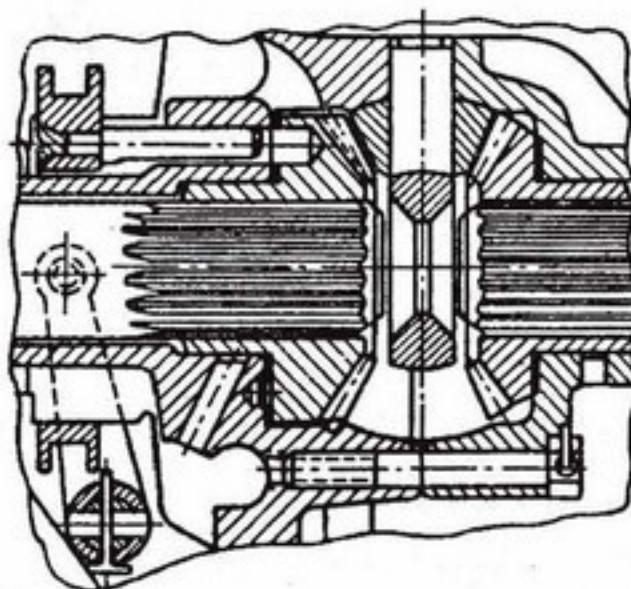
На сл. 10.20 с прикажан двостепен главен преносник со блокирачки диференцијал.



Сл. 10.20

Бидејќи прикажаниот диференцијал претставува сложено и интересно конструктивно решение, како појаснување за неговата функција може да се изнесе следново: самиот преносник содржи еден класичен конусно-чиниест пар запченици, а вториот пар, всушност, претставува планетарен редуктор. Бидејќи планетарниот редуктор во определени услови работи како диференцијален преносник, а во овој преносник има и класичен диференцијал со конусни запченици, тоа значи, за да се изврши целосно блокирање на диференцијалот, потребно е, преку спојките од двете полувратила, директно да се зафатат полувратилата со носачот на диференцијалот. Во конкретниот случај тоа значи спојување на назабениот венец 8 од вратилото со внатрешно назабениот венец во кукиштето (носачот од диференцијалот). Со така воспоставена крута врска, диференцијалниот и планетарниот преносник се исклучени, па моментот од чиниестиот запченик низ носачот и внатрешниот зафат со спојките 1 и 8 директно ги врти полувратилата кои во оваа состојба, всушност, претставуваат заедничка крута целина.

На сл. 10.21 е прикажан механизам за блокирање на диференцијалот со чивии. Од сликата се гледа дека со аксијално лизгање на спојката, таа пред себе бутка чивии кои се сместени во телото на носачот. Чивиите излегуваат од телото на носачот на диференцијалот и завлекуваат во телото на бочниот запченик, со што овие два елементи се споени крсто, па диференцијалот е блокиран.



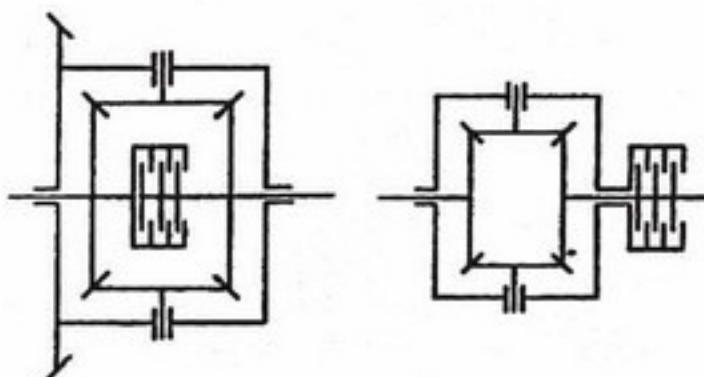
Сл. 10.21

Преносниот механизам за рачно блокирање на диференцијалот може да биде маханички, хидрауличен, пневматски и електропневматски (или електровакумски).

10.3.2.1.2. Самоблокирачки диференцијали со конусни запченици

За разлика од целосно блокирачките диференцијали, кои со цврсти елементи (канџести спојници, чивии и др.) вршат целосно меѓусебно спојување на полувратилата во една крута целина, самоблокирачките диференцијали вршат нецелосно блокирање, и пружаат дополнителен отпор (реакција), врз основа на кој погонското тркало што се наоѓа на подлога со поголема вредност на коефициентот на пролизгувanje ($\phi_2 > \phi_1$) може да оствари и поголема влечна сила.

Зголемување на внатрешниот отпор во диференцијалот се постигнува со вградување во него посебни елементи со кои се зголемува внатрешното триење кое, всушност, претставува зголемен отпор при вртење на полувратилата. Елементи со кои се зголемува отпорот со внатрешно триење кај самоблокирачките диференцијали со конусни запченици, најчесто, се фрикциони тријни површини (ламели со облошки и сл.), кои можат да бидат самоактивирани на различни начини, а од што и зависи местоположбата на поставување на тријните елементи (сл. 10.22).



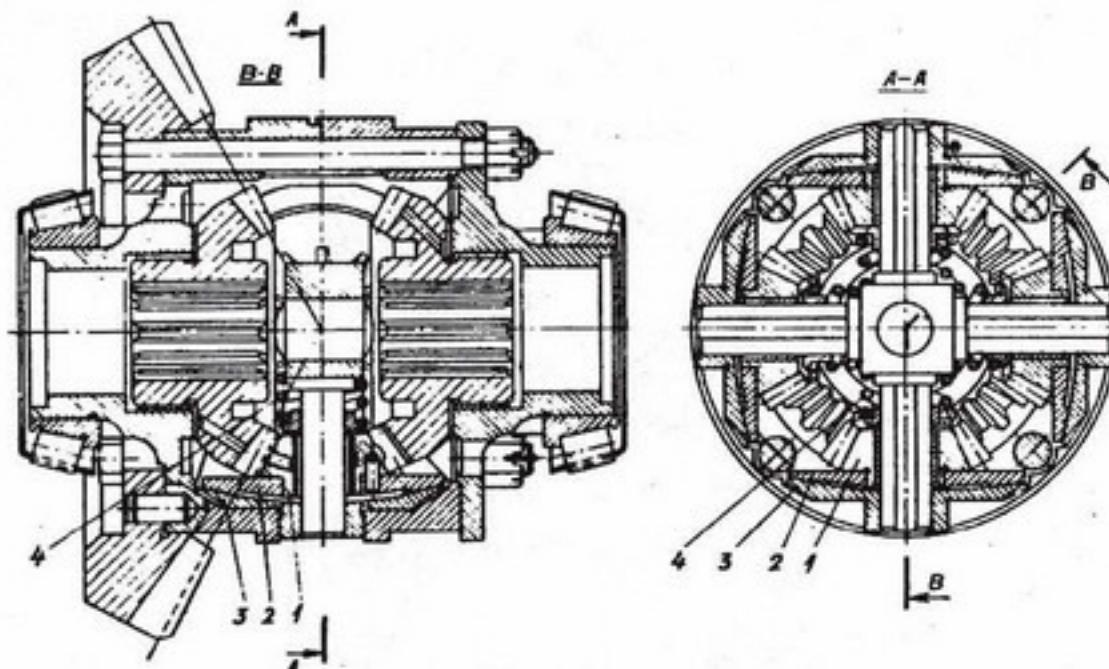
Сл. 10.22

Од шемите може да се заклучи дека, во услови на движење на возилото по прав пат, полувратилата се вртат со ист број вртежи, а самоблокирачкиот диференцијал работи како разводен преносник без никакво дејство на самоблокирање. Тоа наедно значи дека влезниот вртежен момент симетрично се распоредува на левото и на десното полувртило, односно тркало.

Кога возилото се движи во кривина, или ако е присутно некое друго нарушувачко дејствие ($r_{d1} \neq r_{d2}$ или $\phi_1 \neq \phi_2$), ќе настапи промена и на бројот на вртежите помеѓу левото и десното полувртило. Во такви услови, во самоблокирачкиот диференцијал се појавуваат и дејствуваат фрикциони сопирни елементи кои помагаат да се израмни движењето помеѓу тркалата или, пак (во некои случаи), да се изврши целосно блокирање. Во такви услови е овозможено секое

тркало да прими момент согласно со можноста за појава на тангентна реакција посебно за секое тркало.

Дополнителното триенje во диференцијалот може да се оствари на наједноставен начин околу сопствената оска, доколку се појави отпор на триенje при вртење на секој од сателитските запченици (сл. 10.23).



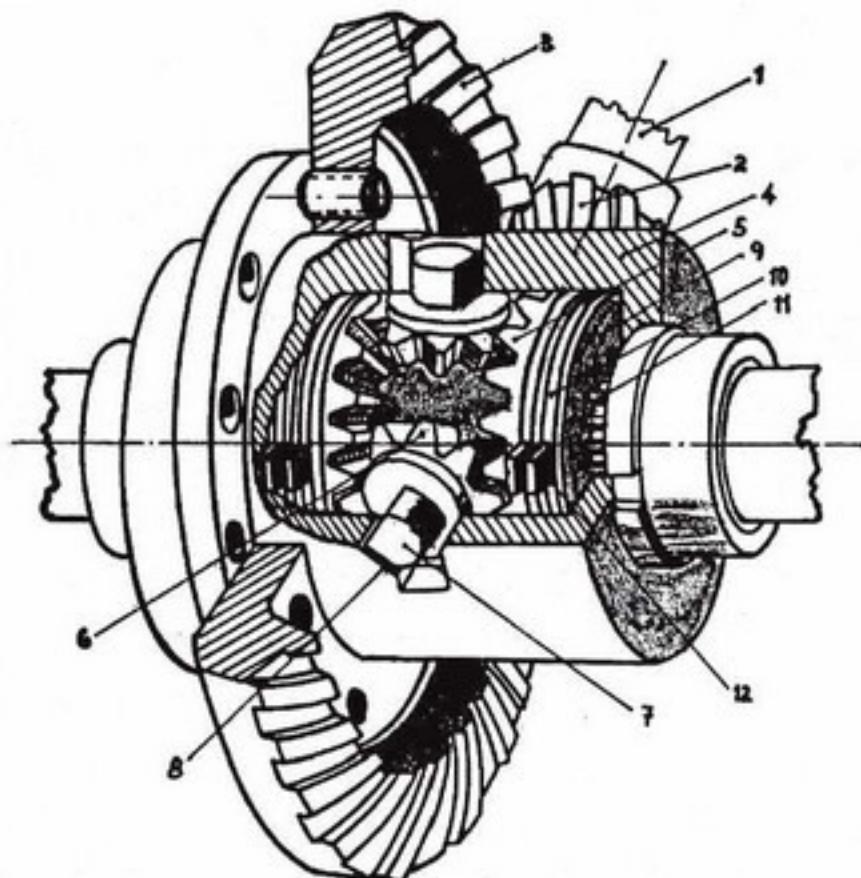
Сл. 10.23

Како што се гледа од сликата, за задната страна на секој од четирите сателитски запченици (1) е прицврстена тријна облошка (ламела-2). Овие облошки при вртењето на сателитските запченици околу сопствената оска, се тријат со тријните елементи (3) што се прицврстени за кукиштето (носачот) од диференцијалот. Во конкретниот случај, силата на триенјето ја обезбедуваат четири посебни пружини (4), кои ги притискаат аксијално сателитските запчаници по оските од крстот и остваруваат триенje меѓу елементите (2) и (3) со константен отпор на триенје.

Дополнителното триенje може да биде и со активни елементи, што овозможува промена и на интензитетот на силата на триенje во диференцијалот, во зависност од условите (отпорите) и пролизгувanje на тркалата. Таков пример е прикажан на сл. 10.24 кој, според изгледот, претставува стандарден диференцијал со конусни запци кај кои, помеѓу бочните запченици (5) и кукиштето од диференцијалот (4), се поставени повеќесламелести спојки (9 и 10).

Како што се гледа од сликата, фрикционите ламели се делат на внатрешни (9) и надворешни (10). Оваа подделба е условена само со местото на нивното кругло прицврствување во преносникот. Како

што се гледа, ламелата (9), како внатрешна ламела, преку своите жлебови (11) е во зафат со жлебовите од полувратилото, додека надворешната ламела (10), за кукиштето (од диференцијалот) прицврстена преку жлебовите (испустите-12). Од сликата може да се види дека осовинките кои го сочинуваат крстот за сателитските запченици, на крајот (7), посебно се обработени со аголен раб кој навлегува во профилиран аголен жлеб (8) во кукиштето од диференцијалот.



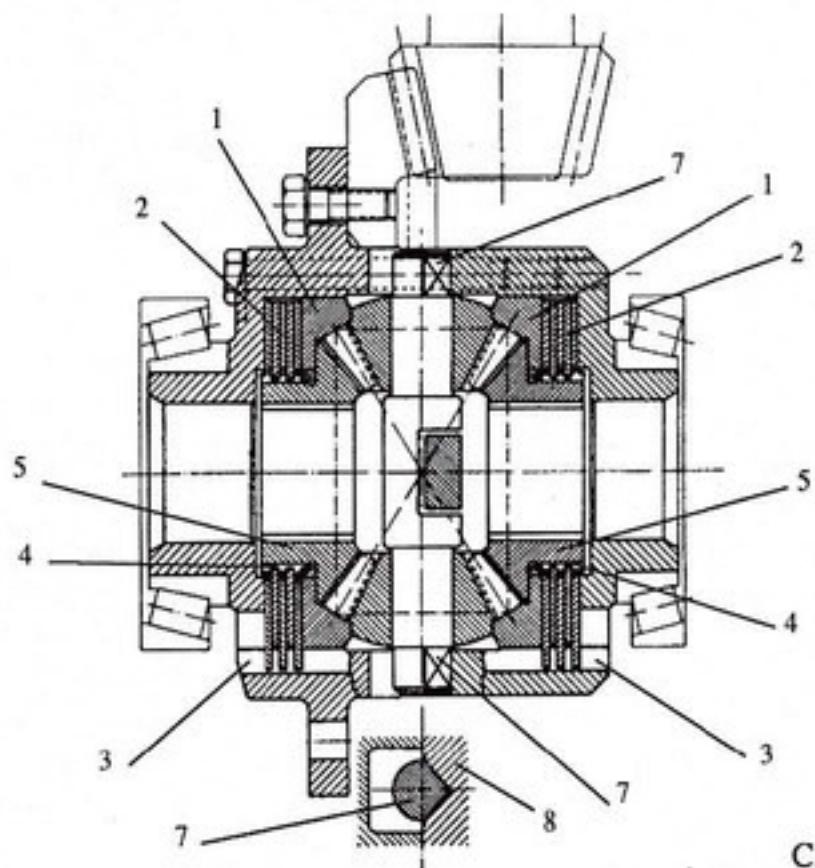
Сл. 10.24

Блокадата на диференцијалот започнува во моментот кога, од која и да било причина, почнува пролизгување на едната страна од погонските тркала. Во тој момент, поради разликата во бројот на вртежите помеѓу полувратилата, сателитските запченици почнуваат да се вртат и околу својата оска (на осичката од крстот). При вакво движење, во контактот помеѓу бочните и сателитските запченици се јавуваат радијални, односно аксијални сили, кои дејствуваат на следниов начин: аксијалната сила од допирот, која е насочена кон бочните запченици, ги бутка, односно ги раздвојува еден од друг, па тие почнуваат да се лизгаат по жлебовите од полувратилото и да притискаат врз ламелестите спојки (ги збиваат). Притоа се појавува триенje меѓу нив, поради што дел од силината до полувратилото се пренесува низ запчениците од диференцијалот, а дел од силината до полувратилото се пренесува директно од кукиштето на диференцијалот низ фрикционите спојки на полувратилото.

Поради аксијалното поместување на бочните запченици, всушност, значително може да се влоши допирот и, доколку сателитските запченици се со фиксни оски на крстот, системот не би можел да работи континуирано туку би пулсирали. За надминување на оваа состојба служи лабавиот призматичен облик на жлебовите (8) во кој влегуваат призматичните завршоци од оскичките на крстот (7). Имено, при ротација на сателитските запченици и при поместување на бочните запченици лево и десно кон ламелестите спојки, доаѓа до лизгање, односно поместување по призматичниот допир на крстот од сателитите, со што сателитските запченици имаат нов центар на ротација. Со тоа го обезбедуваат допирот и аксијалната сила кон бочните запченици, која пак е основа за појава на триење во ламелите.

Во моментот кога двете тркала имаат исти отпори, процесот на блокирање престанува.

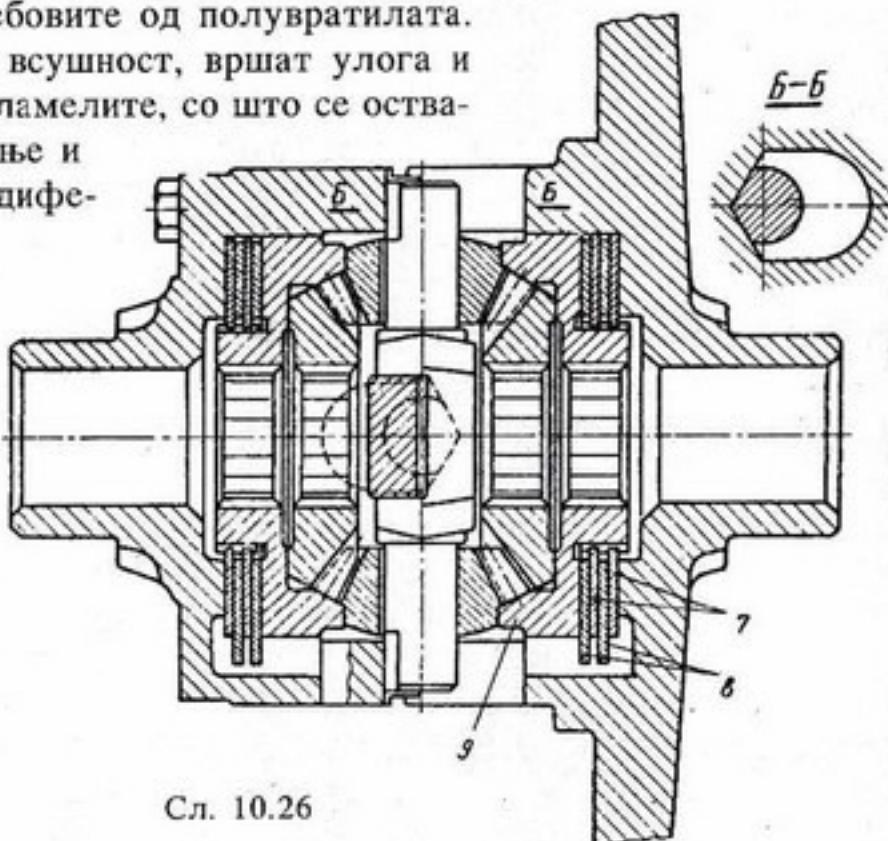
На сл. 10.25 е прикажан пресек на самоблокирачки диференцијал, сличен на описаното на сл. 10.24. На овој пресек, пред ламелите, е поставен обликуван елемент (1) преку кој се врши рамномерно предавање на притисокот врз ламелите (2). Овде доста прегледно се прикажани жлебовите за надворешните (3) и внатрешните ламели (жлебови (4)) кои во овој случај се во телото на бочните запченици (5). Наедно, овде на многу јасен начин може да се види поставеноста на крајот од крстот (7) во призматичното лежиште (8).



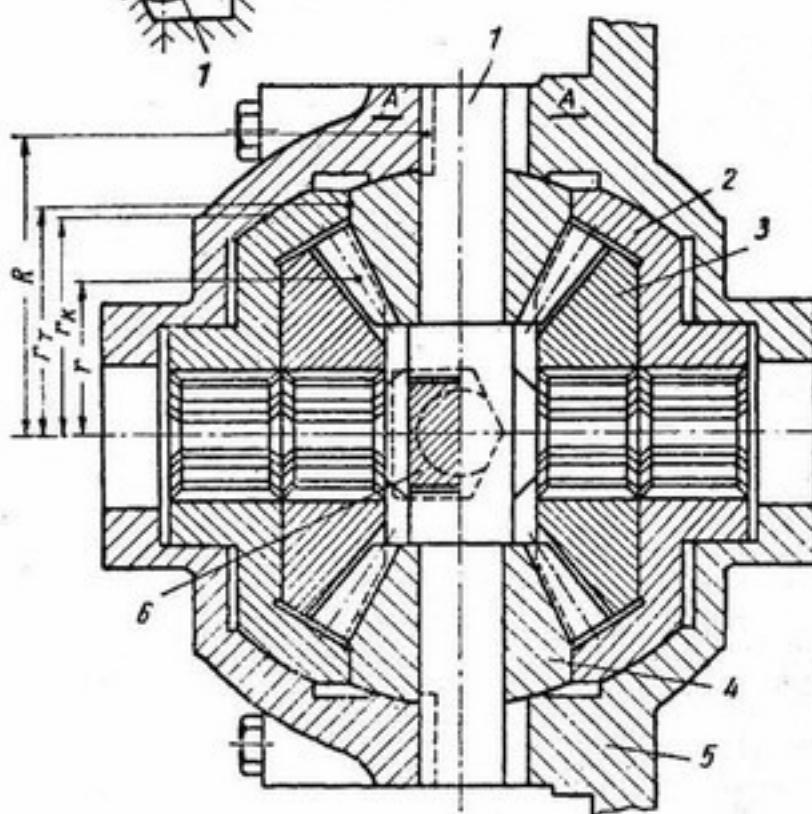
Сл. 10.25

Слично решение со претходното е прикажано и на сл. 10.26. Разликата се состои во тоа што жлебовите за внатрешните ламели (7) не се поставени во бочните запченици (како на сл. 10.25), туку се поставени во посебно обликувани елементи (9) кои со жлебови се прицврстени за жлебовите од полувратилата.

Овие елементи (9), всушност, вршат улога и на притиснуващи на ламелите, со што се остварува појава на триенje и самоблокирање на диференцијалот.



Сл. 10.26



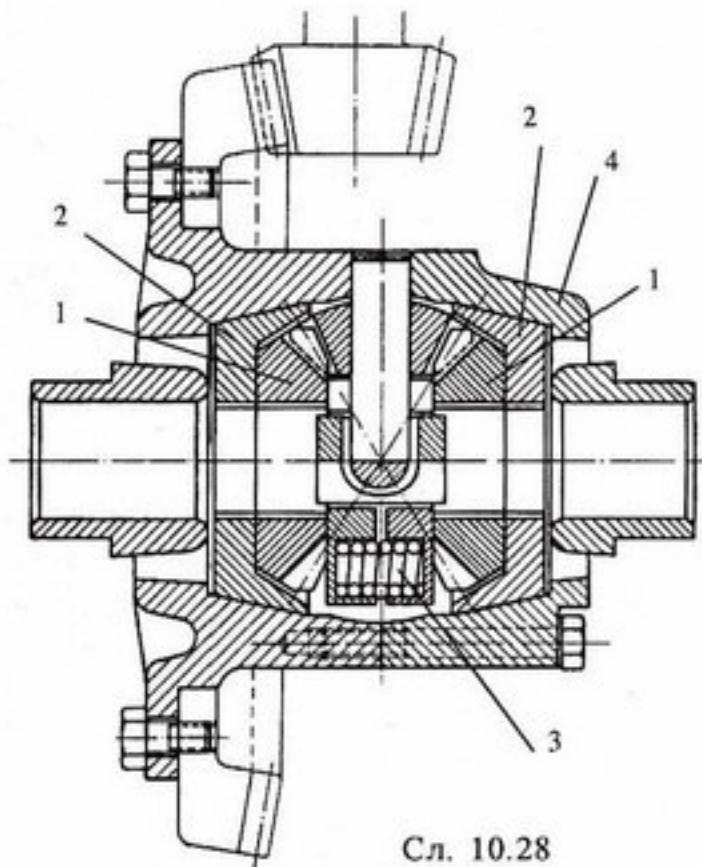
Сл. 10.27

На сл. 10.27 е приказан ист принцип на работа (активирање на самоблокирачки диференцијал како што беше прикажан на претходните две слики), само што кај него, место фрикциони ламели, вградена е и конусна фрикционна спојка (2) која се одликува со висока ефикасност во кусо време поради брзиот ефект на дејствување. Ефектот на поместувањето на оската може да се види во пресекот А-А, а работи на веќе описаните принципи.

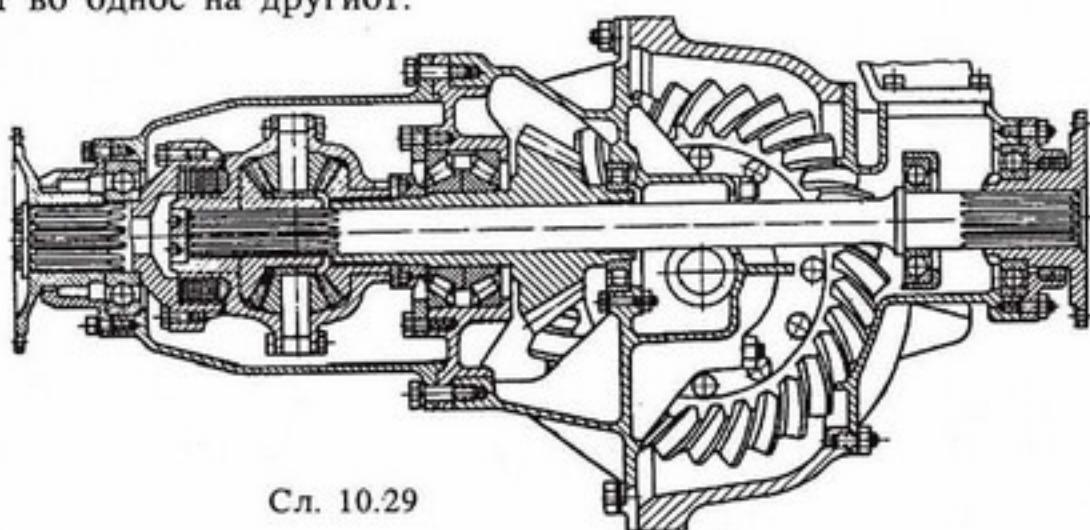
На сл. 10.28 е прикажан пресек на уште едно решение на самоблокирачки диференцијал од познатата фирма BORG-WARNER.

Прикажаното решение е поедноставно во однос на претходното решение (на фабриката ZF) бидејќи не ги содржи повеќеламелестите мокри спојки и поместувањата на оските од крстот по коси рамнини. Решението содржи фрикциони конусни спојки (2) како и на сл. 10.26, а поради потребата од мало поместување за целосен зафат на конусните површини, во спојката не е предвидено местење на осичките од крстот. На пресекот се гледа дека меѓу бочните запченици, се поставени пружински елементи (3) кои постојано се стремат да ги буткаат бочните запченици кон конусните фрикциони спојки, а тие со другата страна притискаат врз телото (носачот) од диференцијалот (4) од што се создава триење односно самоблокирање.

Како посебно конструктивно решение на сл. 10.29 е прикажан тандем на хипоиден главен преносник за погон на возила со три оски. Како што се гледа од сликата, прикажаниот меѓуоскин диференцијал е со конусни запченици и поседува можност за самоблокирање со систем на повеќеламелести спојки сместени зад диференцијалот, со што се спречува можноста на слободно (независно) лизгање на единиот мост во однос на другиот.



Сл. 10.28

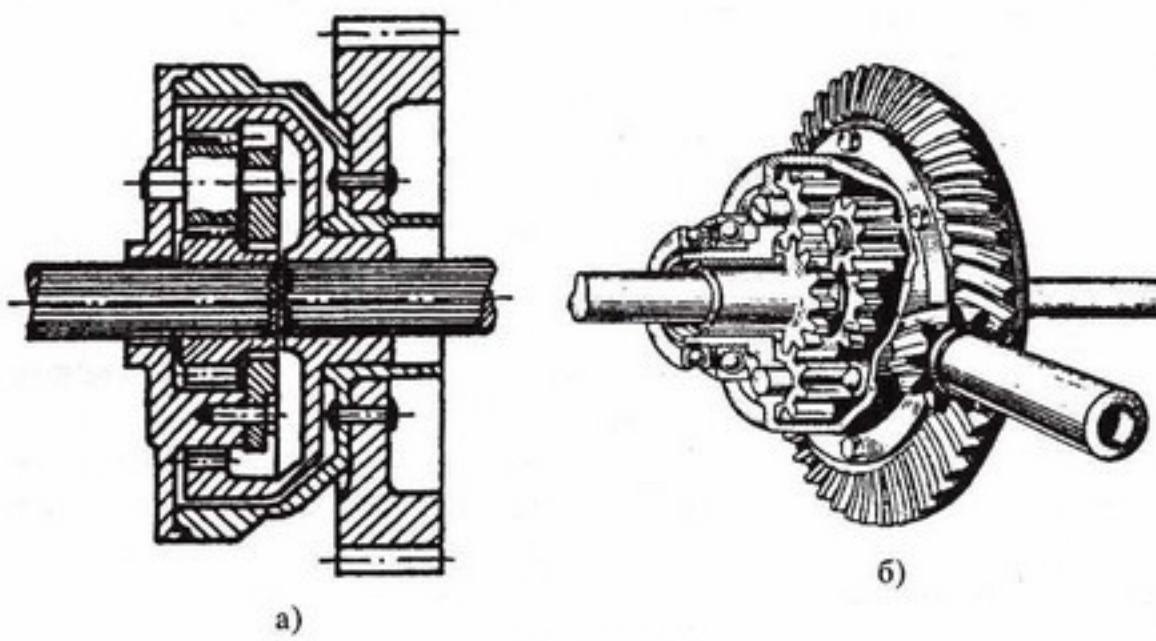


Сл. 10.29

10.3.2.2. Диференцијален преносник со цилиндрични запченици

Диференцијалниот преносник со цилиндрични запченици (сл. 10.30а и б) ретко се користи кај моторните возила и во практиката се применува како симетричен диференцијал.

Зголемениот број запченици (најчесто по запченик сонце за секое полувлатило и посебно за секој запченик сонце соодветен број сателитски запченици) условува ваквиот преносник да бара посебно зголемен простор во однос на диференцијалот со конусни запченици. Од друга страна, при пренос на ист вртежен момент во однос на конусните запченици, има помала широчина на поголем пречник, со што се смалува проодноста на возилото и тоа е главна причина за неговата ограничена примена. Од истата причина, во практиката, не е развиен самоблокирачки диференцијал со цилиндрични запченици.



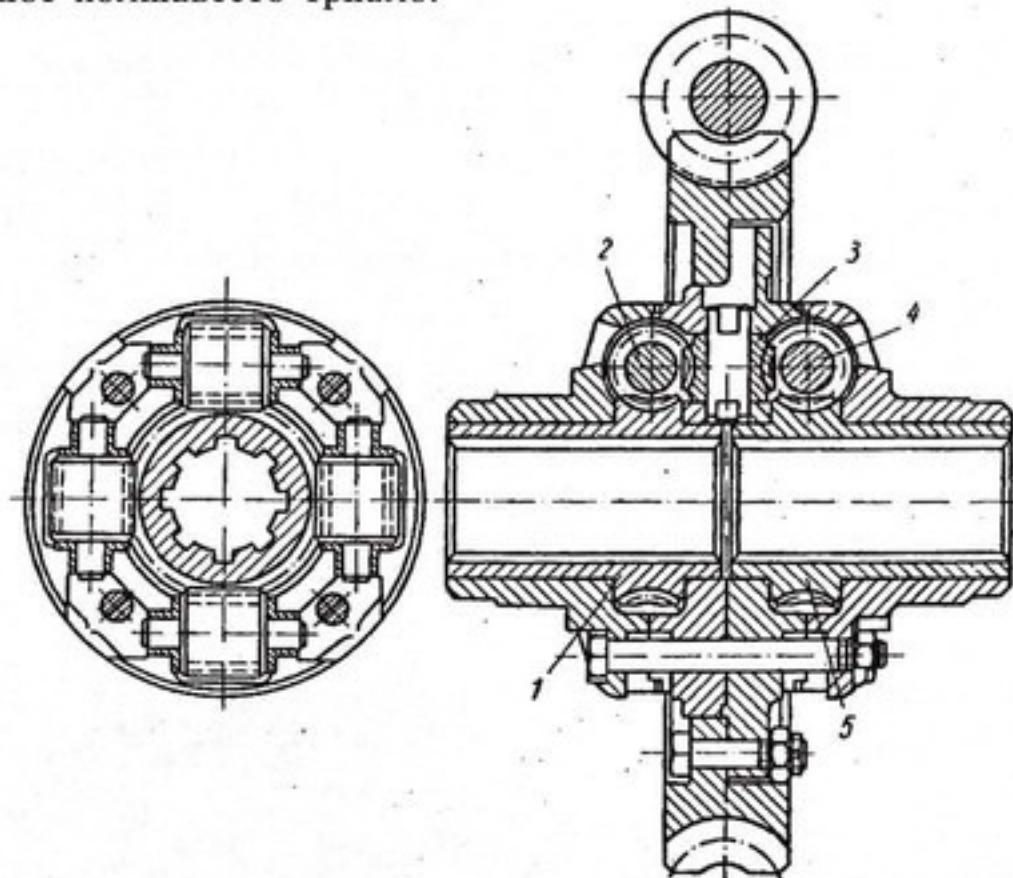
Сл. 10.30

10.3.2.3. Диференцијален преносник со полжавести запченици

Диференцијалниот преносник со полжавести запченици спаѓа во групата на диференцијали со зголемено внатрешно триење, односно тие се самоблокирачки диференцијали.

На сл. 10.31 е прикажан склоп на главен преносник (полжавест пар) со склоп на диференцијален преносник со полжавести запченици.

Од пресекот се гледа дека полжавестите тркала (1 и 5) се поставени симетрично и предаваат погон на полузвртилата. Тие се во постојана спрега по четири (најчесто со по три) полжавести запченици (2 и 4) за секое полжавесто тркало.



Сл. 10.31

Полжавестите запченици (2 и 4) се влештени во кукиштето (носачот) на диференцијалот. Помеѓу секој пар на полжавестите запченици (2 и 4) е спречнато уште по едно полжавесто тркало (3) кои, исто така, се влештени во кукиштето од диференцијалот.

При движење на возилото по прав пат, полжавестите тркала (1 и 5) се вртат со исти аголна брзина како и кукиштето, а полжавестите запченици (2 и 4), како и полжавестите тркала (3) во тој процес не се вртат околу своите оски.

При возење во кривина и во други услови, полжавестите запченици (2 и 4) и полжавестите тркала (3) почнуваат да се вртат околу своите оски, со што обезбедуваат разлика во аголните брзини помеѓу левите и десните тркала (полувратила).

Бидејќи по својата природа полжавестите преносници имаат доста неповолен коефициент на полезно дејство зашто во преносот постои високо триење, овие ефекти го прават овој диференцијал самоблокирачки.

10.3.2.4. Диференцијални преносници без запчести елементи

Диференцијалните преносници во кои не се вклучени запчести елементи спаѓаат во посебна група и по принципот на работа можат да се поделат на:

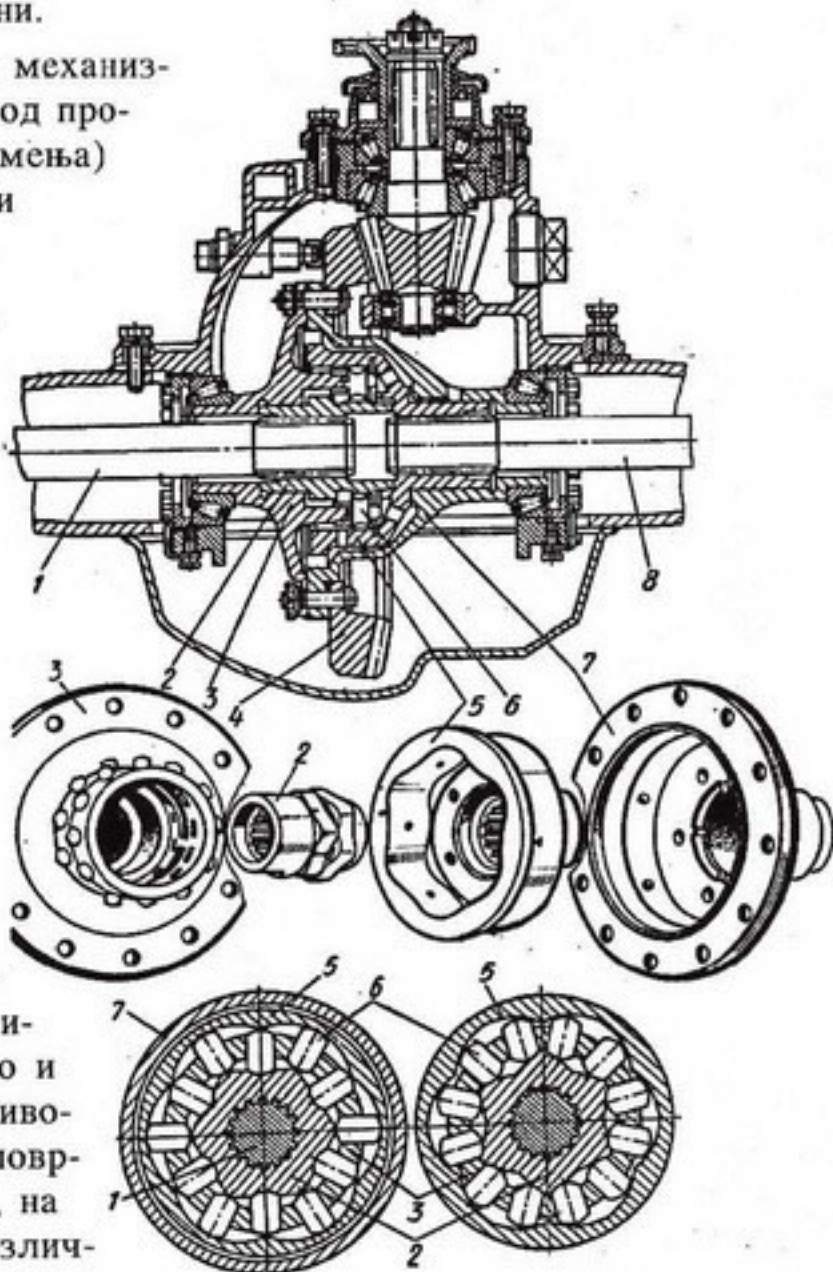
- диференцијални преносници со кулисни механизми (со криволиниски патеки),
- диференцијални преносници со слободен од,
- диференцијални вискозни преносници.

Диференцијалните преносници со кулиси, според начинот на поставеноста на кулисниот механизам за самоблокирање, можат да бидат радијални и аксијални.

Радијалните кулисни механизми (сл. 10.32) се состојат од профилирани тела (кулиси-камења) кои се радијално поставени во однос на оската на вртење на полувратилата.

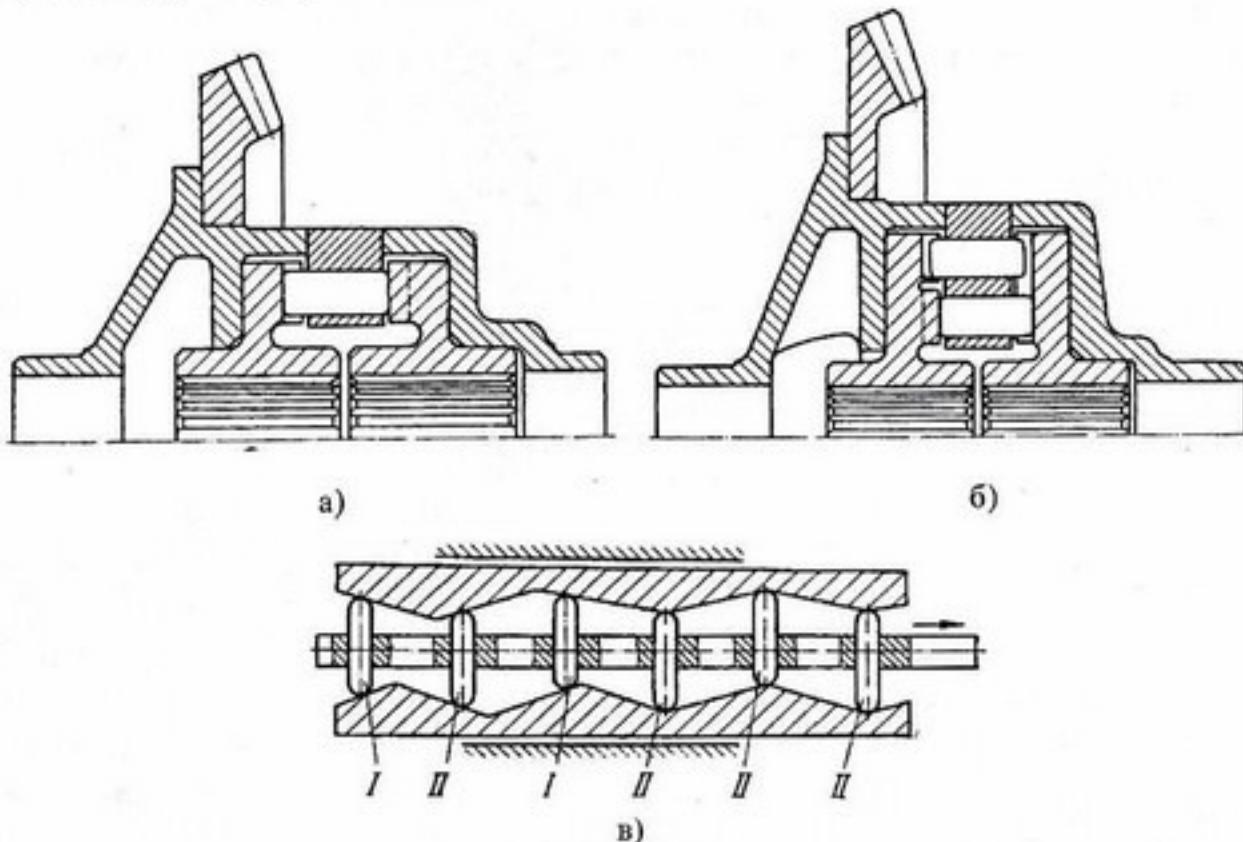
Вртежниот момент од чиниестиот запченик (4) се пренесува на кукиштето од диференцијалот (3) во чии прорези се сместени профилираните тела (кулиси-6), кои се во допир со внатрешната кулисно профилирана (криволиниска) патека од прирабницата (5) која, преку жлебови, е споена со десното полувратило (1).

При движење на возилото во кривина, профилираните тела (6) се движат радијално-осцилаторно и се лизгаат по кулисно (криволиниско) профилираната површина од елементите 2 и 5, на кој начин обезбедуваат различни аголни брзини меѓу полувратилата 1 и 8.



Сл. 10.32

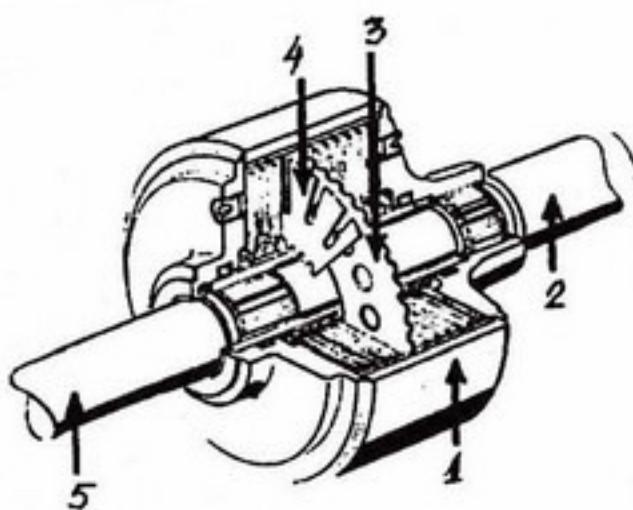
Диференцијалните кулисни механизми со аксијално поставени криволиниски патеки (сл. 10.33) работат на ист принцип како веќе претходно описаните, со тоа што патеките се аксијални, па движењето на профилираните тела е осцилаторно-аксијално во однос на оската од полувратилата.



Сл. 10.33

Примената на вискозните спојки како диференцијали е појава од поново време. Овие спојки, всушност, не се разликуваат од ламелестите спојки каде што постојат две групи ламели. Едната група ламели (3) е прицврстена за кукиштето (1), кое е спосено од влезното погонско вратило (2) (сл. 10.34).

Втората група ламели (4), кои се поставени наизменично во „сендвич“ со првата група ламели (3), е прицврстена со жлебови на излезното вратило (5). Просторот во кој се сместени ламелите е пополнет со силиконско масло во износ од 90% од слободниот волумен на кукиштето од спојката. Карактеристика на силиконското масло е тоа што не ја менува својата вискозност при промена на



Сл. 10.34

температурата, а до што во конкретната примена доаѓа поради работата од триење која се појавува при пролизгуваче на ламелите.

Ваквата спојка обично ја заменува функцијата на меѓуоски диференцијал (кај возила со формула 4 x 4), а својата функција за самоблокирање ја остварува во случај кога настапува значителна разлика во аголните брзини помеѓу вратилата (2 и 5), односно помеѓу погонските мостови. Во тој случај се јавува високо триење помеѓу ламелите и маслото, со што се зголемува отпорот на триење, односно диференцијалот блокира делумно или целосно.

10.3.2.5. Спојки со слободен од или еднонасочни спојки

10.3.2.5.1. Радијални еднонасочни спојки

Како што беше изнесено во точка 6.8, овие спојки овозможуваат пренос на силина само во една насока, поради што често се нарекуваат и еднонасочни, а во спротивна насока се вртат „слободно“ и не пренесуваат силина, односно ја „прекинуваат“ врската повратен пренос на силината.

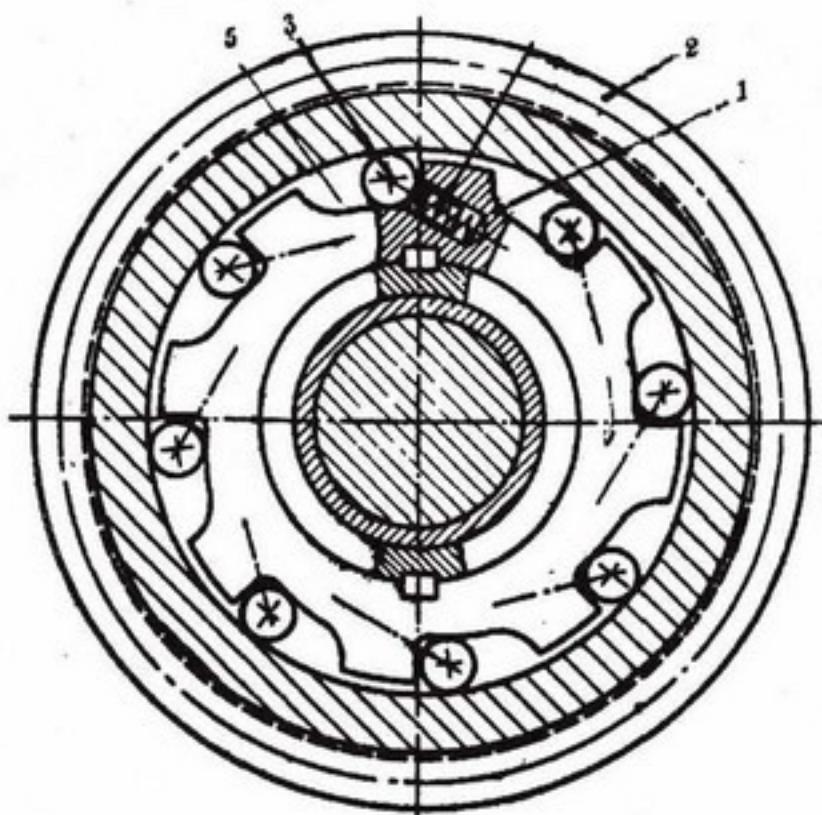
Овие спојки преносот на силината најчесто го вршат врз принципот на триење, со што се воспоставува цврст контакт и напонска врска меѓу одделни елементи во една насока.

Врз основа на описаните принципи се проектирани и изведени повеќе решенија од овој вид спојки кои, главно, се користат за елементи со кои се врши блокирање или ослободување на движења, што е чест случај кај турбопреносниците, кај менувачите или кај диференцијалните и распределителните преносници, кога се настојува да се избегне појава на циркулација на силина.

На сл. 10.35 е прикажана еднонасочна спојка (спојка со слободен од) со внатрешна сврзда.

Со вртење на вратилото (надесно) се врти и сврздата 1, а валјачињата 3, под дејство на пружините 4, се поместуваат во жлебовите 5 и се заклинуваат со гонетиот прстен 2 во најтесниот дел од жлебот. Во тој момент, спојката станува крута целина и целата се врти како крут дел.

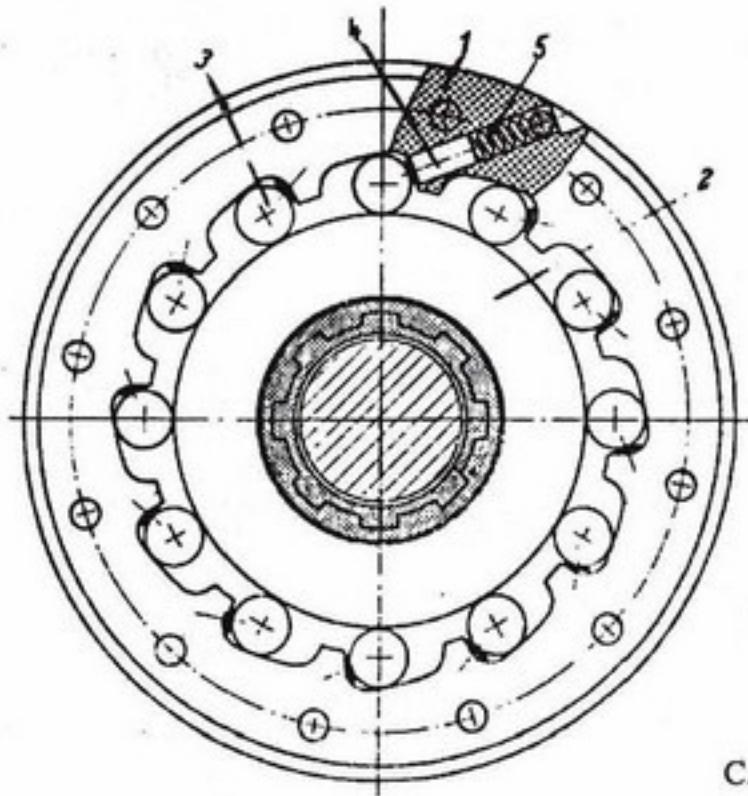
Во случај ако вратилото (сврздата) го намали бројот на вртежите, а надворешниот прстен, гонет од некои фактори (инерција од возилото, од погонските мостови, од тркалата и др.), се врти со поголем број на вртежи, поради триењето во контактот на валјачето 3 во спротивна насока тоа се враќа во проширените дел од жлебот и се прекинува врската во преносот. Врската е прекината сè до мо-



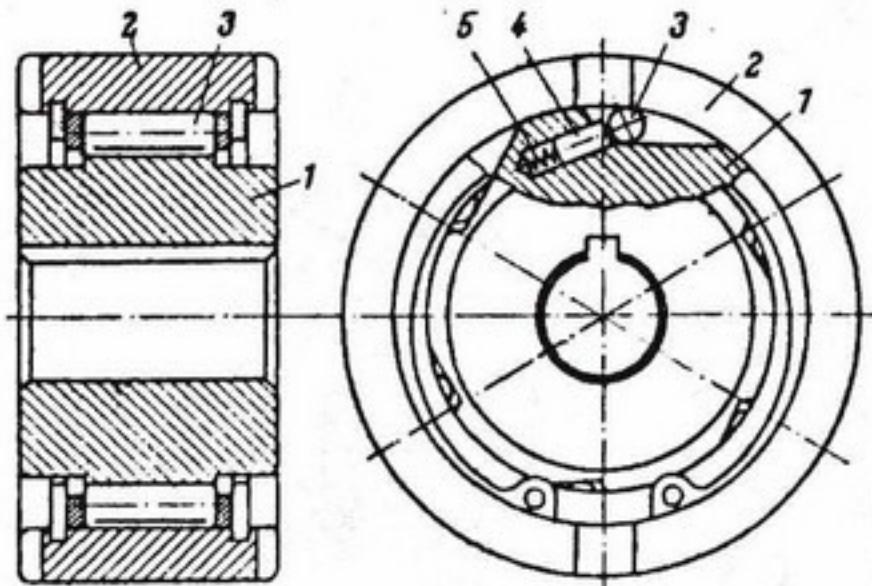
Сл. 10.35

ментот кога $\omega_1 < \omega_2$; кога $\omega_1 \geq \omega_2$, повторно се дистрибуира погон од свездата 1 кон прстенот 2.

На сл. 10.36 е прикажано решение на еднонасочна спојка со надворешна сврзда за која важи истиот опис на работа, а на сл. 10.37 е даден пресек на еднонасочна спојка со внатрешна сврзда.

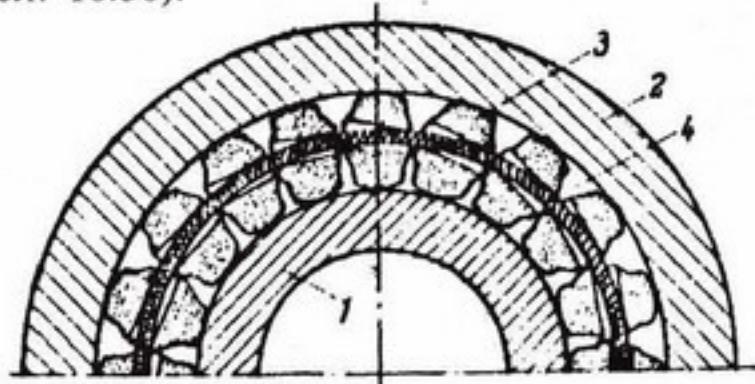


Сл. 10.36



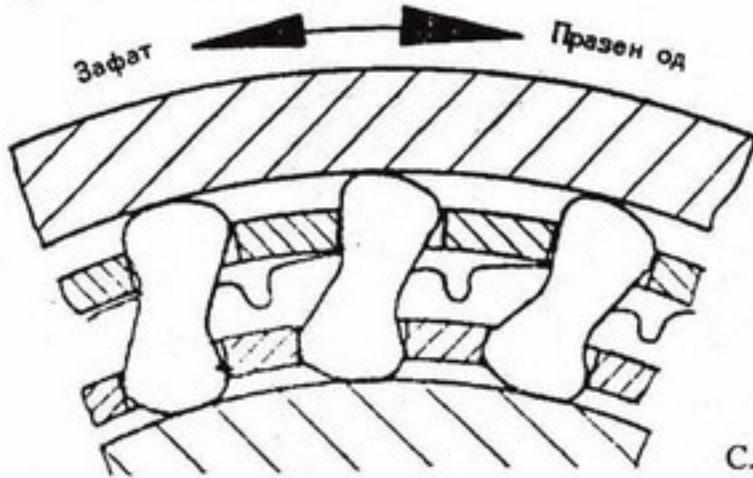
Сл. 10.37

Со развојот на технологијата на производството, многу често се вградуваат спојки со слободен од со обликувани тела (од синтерметал). Предноста на ваквото решение се состои во тоа што профилите на елементите се цилиндрични (не звездести) и се поставени како концентрични кругови, а телата што го остваруваат контактот се обликувани (сл. 10.38).



Сл. 10.38

Од сл. 10.39, на очигледен начин, може да се сфати принципот на функционирање на оваа спојка:

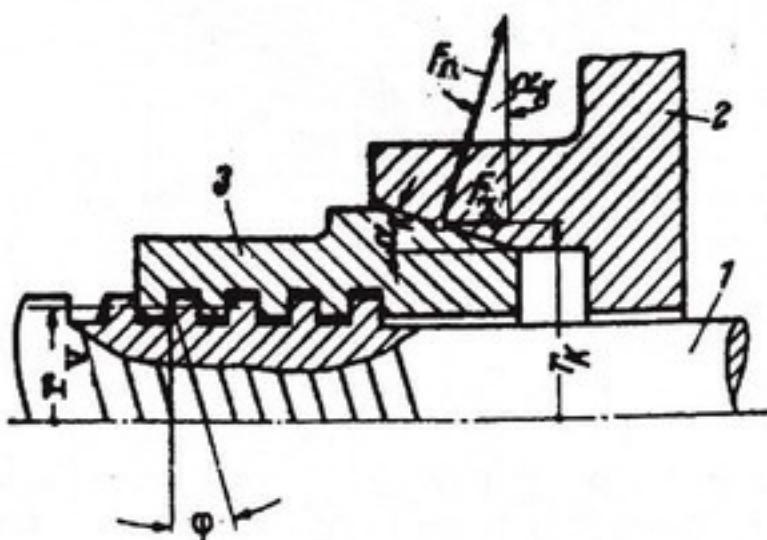


Сл. 10.39

10.3.2.5.2. Аксијални еднонасочни спојки

Ваквите спојки најчесто се користат кај стартерот од возилото, и тоа за зафаќање на запченикот од стартерот (електропокренувачот) со замавникот од моторот.

Принципот на дејство на ваквите аксијални еднонасочни спојки може да се согледа од сл. 10.40, каде на погонското вратило 1 се врежани навојни жлебови со голем од (чекор) со повеќе почетоци, со што се формира навојница. Со оваа навојница се зафаќа навртката 3 која е обликувана со конусен завршок, кој навлегува во конусот од гонетиот елемент 2.



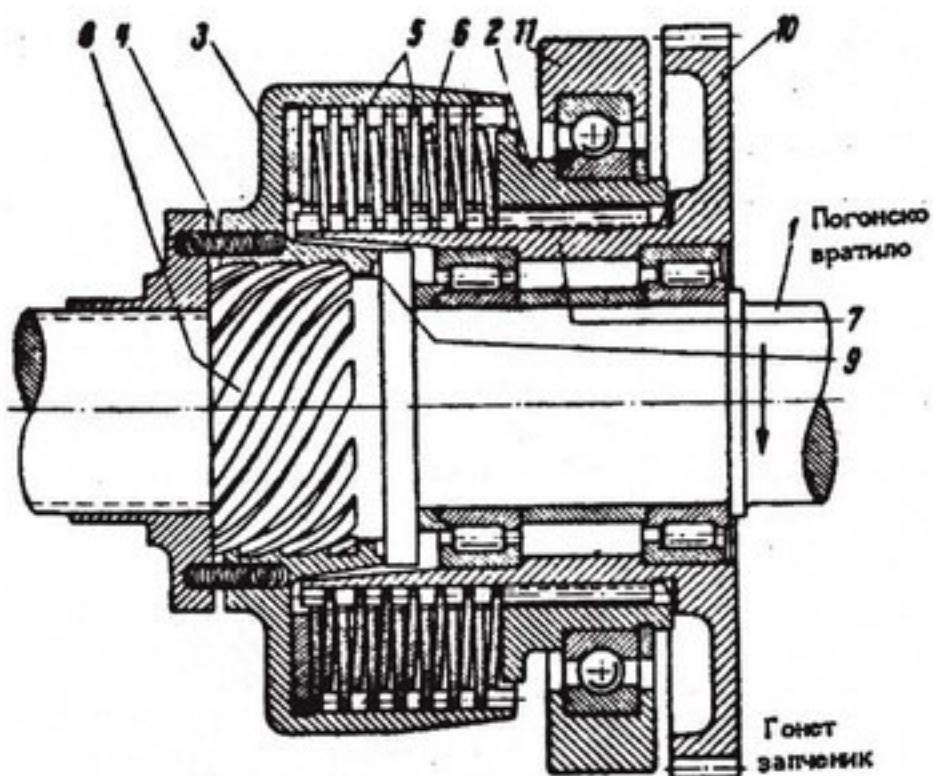
Сл. 10.40

При број на вртежи на вратилото 1, односно на навртката 3, поголем од бројот на вртежите на гонетиот елемент (2), се воспоставува цврста врска во преносот. Доколку бројот на вртежите на гонетиот елемент 2 е поголем од бројот вртежите на вратилото 1, доаѓа до автоматско развртување на навртката 3 по навојот од вратилото 1 и врската се прекинува.

На сличен принцип работи еднонасочната фрикционна ламелеста спојка со слободен од, што е прикажано на сл. 10.41.

Во кукиштето 3 се сместени надворешните ламели 5, а самото кукиште преку стрмен навој, е во зафат со погонското вратило и по него може да се поместува аксијално.

Со доведување погон на вратилото (8), кукиштето 3 се движи по жлебовите надесно и со своето тело ги притиска ламелите од кукиштето врз ламелите прицврстени за излезниот елемент (во конкретниот случај запченикот 10), со што почнува и тој да се врти а аксијалното поместување продолжува до целосно воспоставување на врски со конусната спојка, кога престанува лизгањето меѓу ламелите



Сл. 10.41

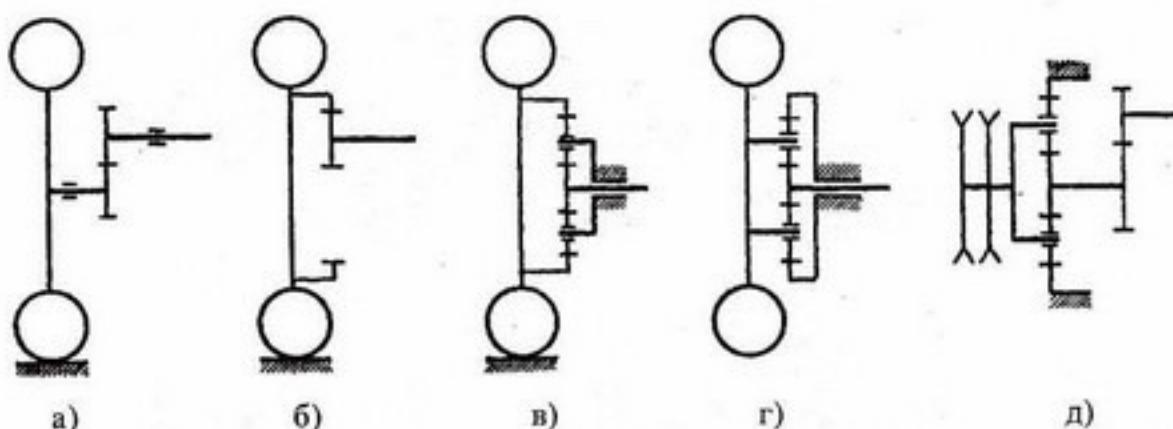
и спојката се врти како круто тело. Во моментот кога n_{10} е поголем од n_3 односно од вртежите на погонското вратило (8), настапува спротивно аксијално поместување на кукиштето 3, врската се раскинува, двета елемента се вртат со различни аголни брзини сè до моментот кога ќе се изедначи и n_1 порасне над n_{10} , од кој момент повторно се воспоставува преносна врска.

10.4. Страницни редуктори

Страницните редуктори најчесто се сметаат како елементи од погонскиот мост, а многу често се сместени и во самите тркала. Со својата положба, овие редуктори овозможуваат мултилицирање на вртежниот момент (редукција на бројот на вртежите), и тоа непосредно до или во самото погонско тркало. Со тоа, всушност, се постигнува сите елементи од трансмисијата до страницните редуктори да бидат оптоварени со помали вртежни моменти, што е значајно, бидејќи елементите имаат помали пресеци и тежини и помала цена на производството.

Според местоположбата на вратилата во страницните редуктори, тие можат да бидат несоосни и соосни. Несоосните страницни редуктори се изработуваат со цилиндрични запченици со коси запци, а се изведуваат со надворешно (сл. 10.42а) и со внатрешно (сл. 10.42б)

назабување. Со ваквите редуктори е можно, во конструктивна смисла, да се избираат варијанти за постигнување на проодноста според конструктивната намена на возилото, или да се добие возило со пониско тежиште, во кој случај погонскиот запченик се поставува од долната страна на центарот од оската на тркалото. Како недостаток на овој вид редуктори се смета нивната релативно голема тежина во однос на релативно малата вредност на преносниот однос кој вообично изнесува $i = 2,5 \div 4,5$.

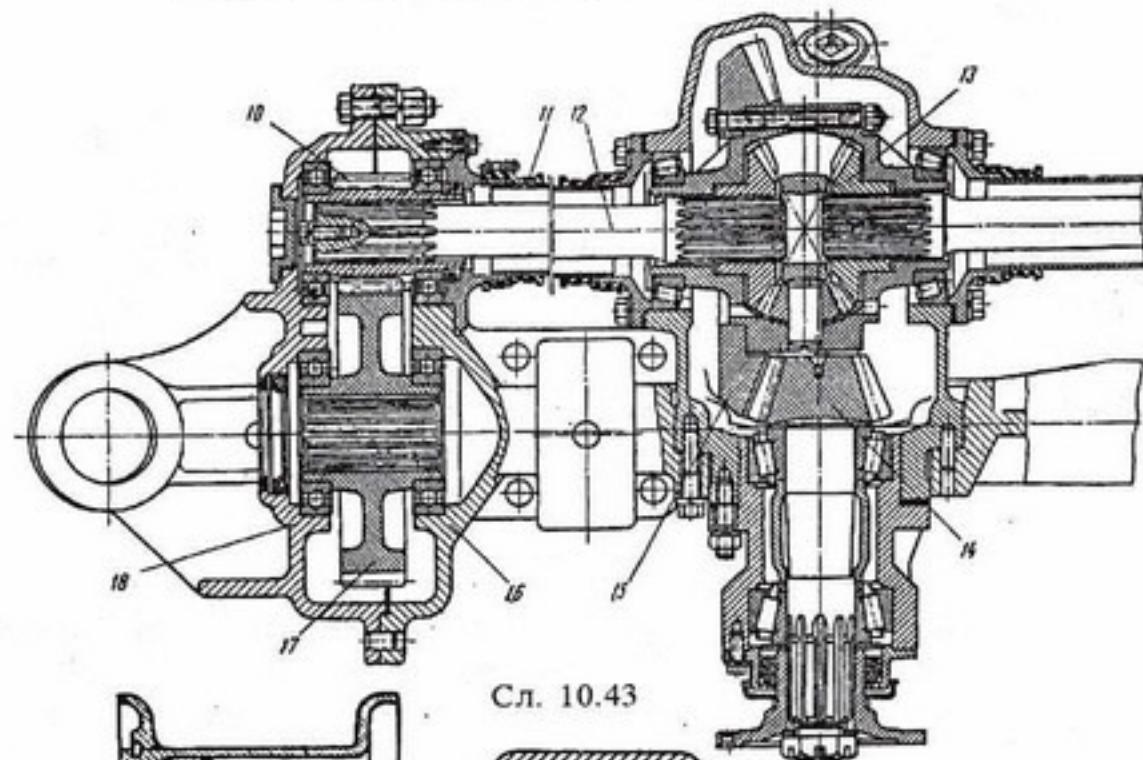
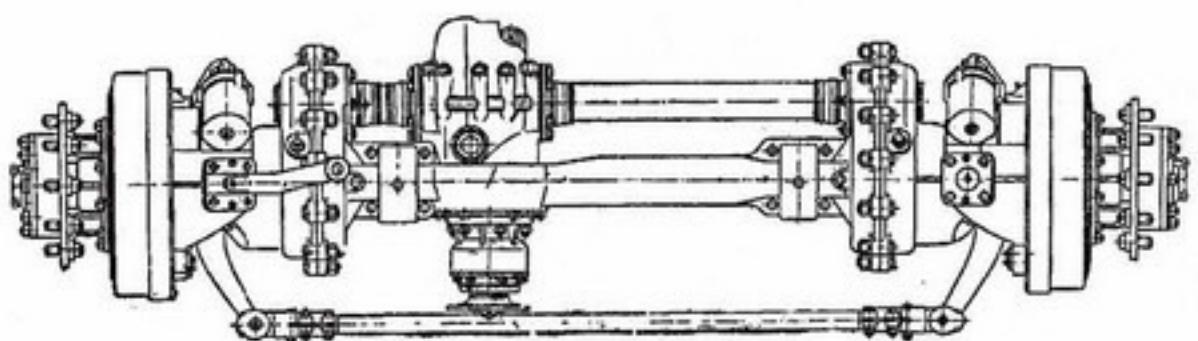


Сл. 10.42

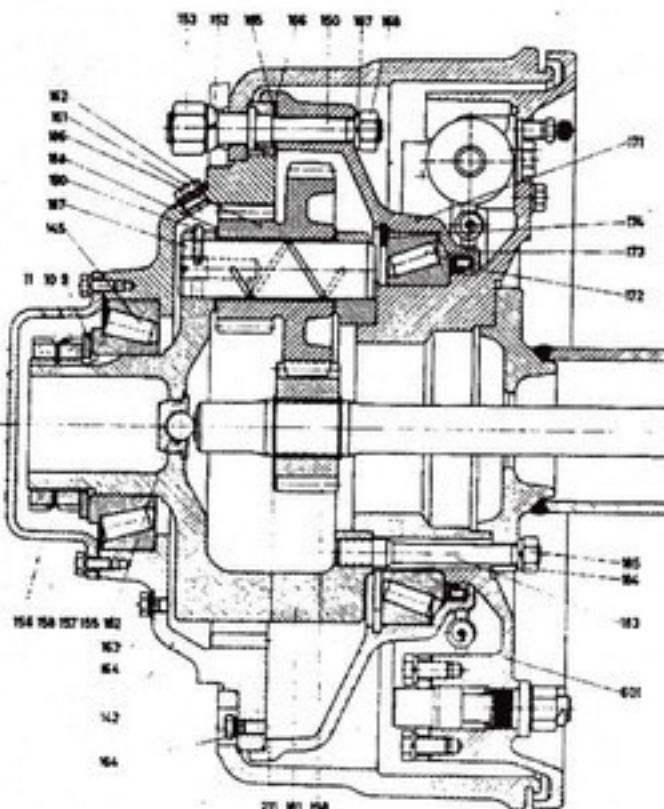
Страничните редуктори можат да се изведуваат со неподвижни оски на вратилата (сл. 10.42а, б и в) и со подвижни оски на вратилата, односно како планетарни странични редуктори (сл. 10.42г). На сл. 10.42д е претставено комбинирано решение на страничен редуктор кое се користи за најтешки услови на експлоатација (за трактори и за гасенични возила).

Како што е познато, планетарните преносници обезбедуваат значително помали габарити и значително повисок преносен однос ($i = 6 \div 8$). Во случаите кога овој преносен однос е недоволен, тогаш се применуваат решенијата од сл. 10.42д.

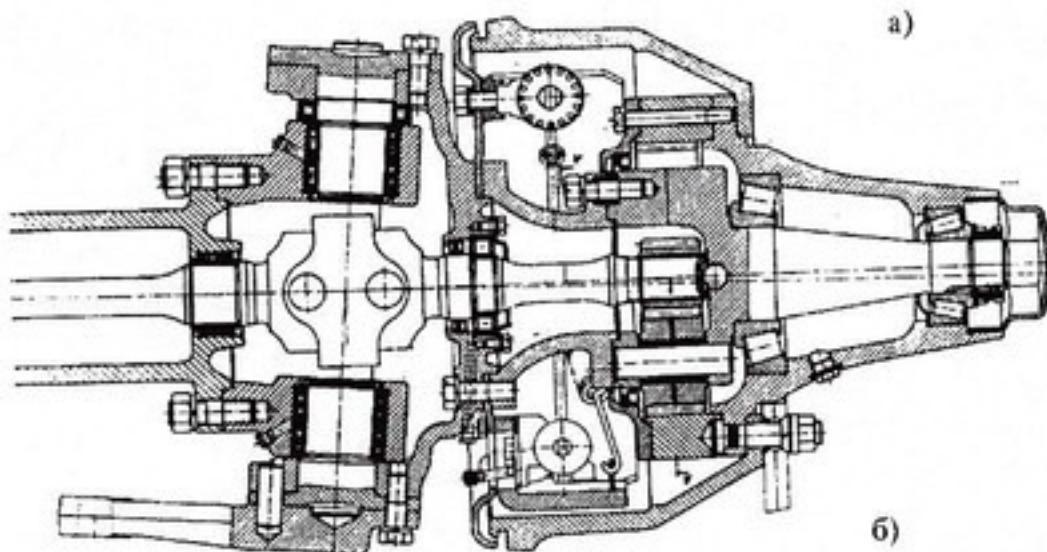
Тргнувајќи од ваквата поделба, во понатамошниот дел од ова поглавје се претставени определен број конструктивни изведби на странични редуктори кои се засноваат на прикажаните шеми од сл. 10.42. Така, на пример, на сл. 10.43 е приказан едностепен страничен редуктор каде што редукторите се поставени непосредно до погонските тркала, додека на сл. 10.44 е приказан едностепен страничен редуктор сместен во самиот кочен барабан.



На сл. 10.45а е претставен соосен страничен редуктор со неподвижни вратила, со двостепена редукција (кој е конципиран врз основа на шемата „в“ од сл.10.42). На истата слика под „б“ е прикажан едностепен соосен страничен редуктор со неподвижни вратила за погонски управувачки преден мост. Како забелешка може да се истакне дека ваквите преносници асоцираат како да се планетарни, со блокиран носач на сателитските запченици, за што ќе стане збор понатаму, кај следната слика.



а)

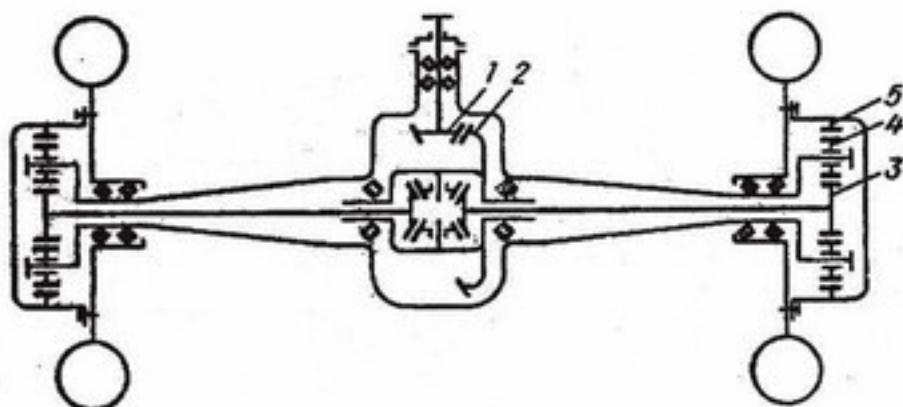


б)

Сл. 10.45

Од приказот, исто така се гледа и посебно зголемената конструктивна широчина на кочниот барабан во кој, во посебен простор, се сместени страничниот редуктор и системот за сопирање.

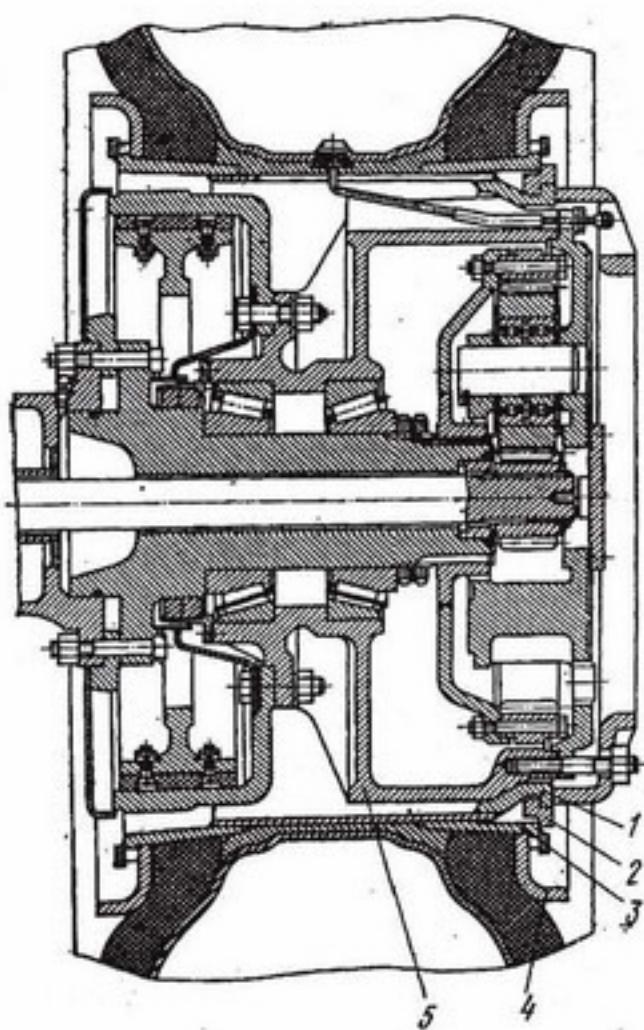
Кај тешките моторни возила и кај автобусите почесто се применува концептот страничните редуктори да бидат соосни, со неподвижни вратила (сл. 10.42в), кај кои орбитално се поставени повеќе запченици, па се добива претстава дека се работи со систем планетарни запченици (сл. 10.46).



Сл. 10.46

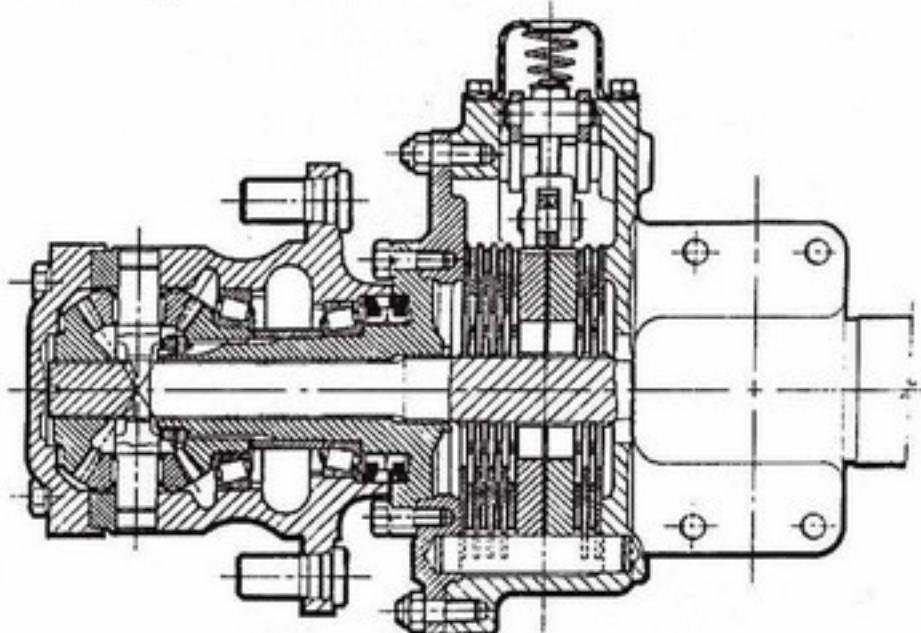
Од сликата се гледа дека запченикот (3) е на полузврatileто и преку меѓузапчениците (4) го предава моментот на внатрешно назабениот запченик (5). Оските на меѓузапченици (4) се цврсто влешитени со облогата, поради што сите оски се неподвижни (носачот на сателиските запченици е неподвижен, па нема планетарни движења). Меѓутоа, поради допирот во повеќе точки од запчениците, преносникот ги има сите добри повољности на планетарните преносници (мал габарит, мала тежина, мал модул, голем преносен однос и сл.), поради што широко се применува кај наведените возила.

На сл. 10.47 е прикажано типично решение на планетарен страничен редуктор применет за тешко возило (според концептот од сл. 10.42г). На сликата се гледа компактноста на преносникот за кој на предната страна се прицврстува наплатката (4) од тркалото, а на задната страна за телото (5) е прикачен кочниот барабан.



Сл. 10.47

На сл. 10.48 е прикажано карактеристично решение на примена на диференцијален преносник како страничен редуктор, со кој може да се постигне преносен однос 1 : 2.

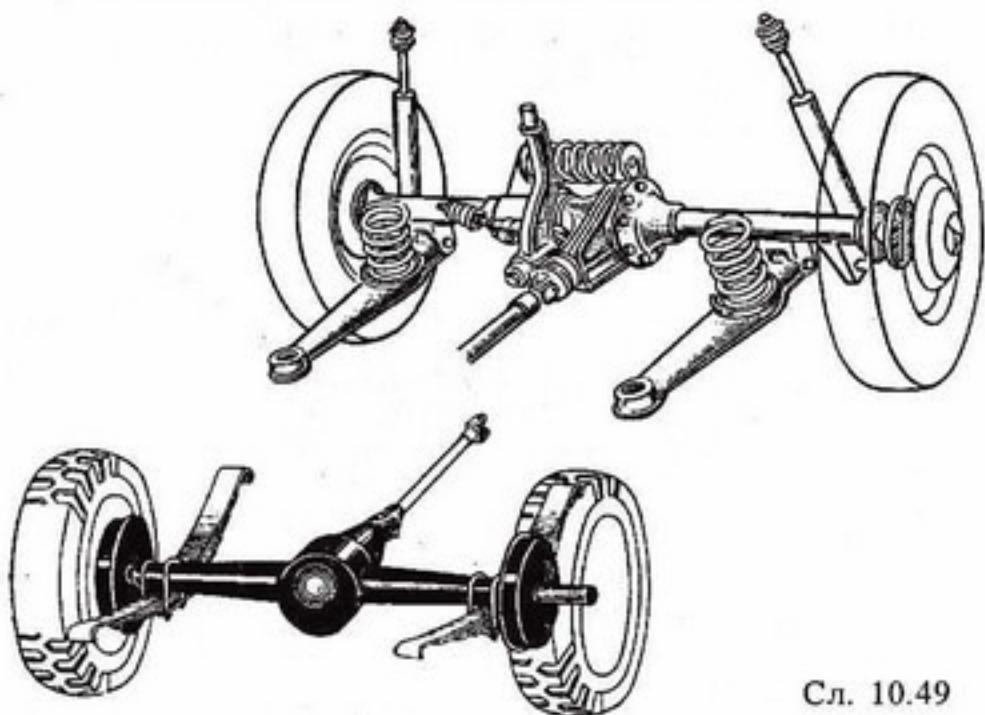


Сл. 10.48

10.5. Конструктивни изведби на погонските мостови

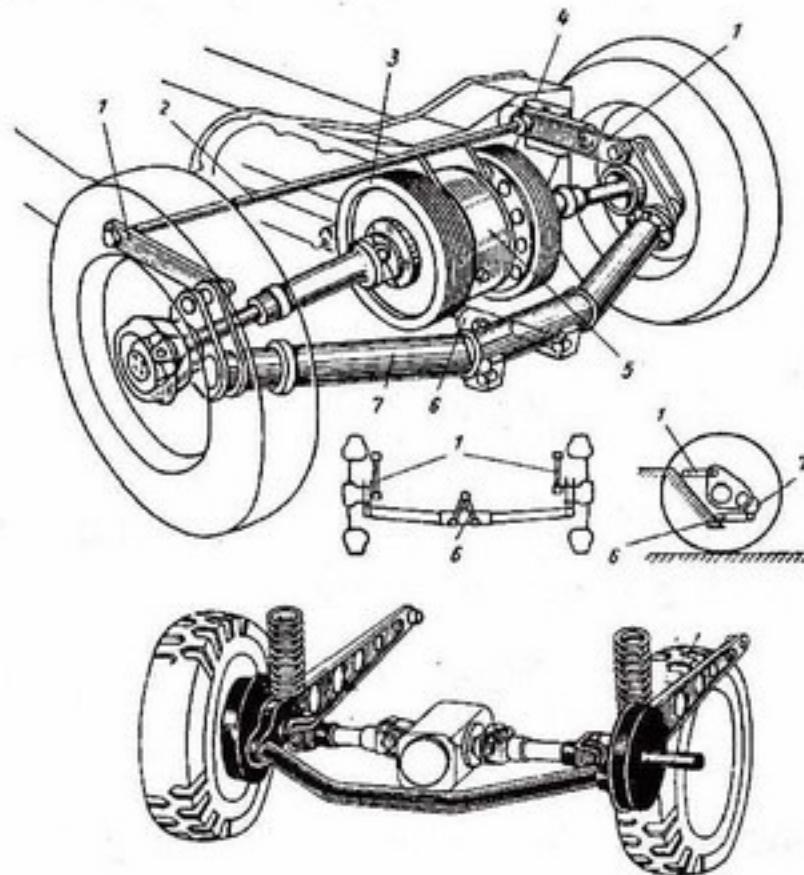
Конструктивната изведба на погонските мостови зависи од концептот на потпирање на возилото па, главно, се сретнуваат следниве изведби:

- крут погонски мост со облога (сл. 10.49),



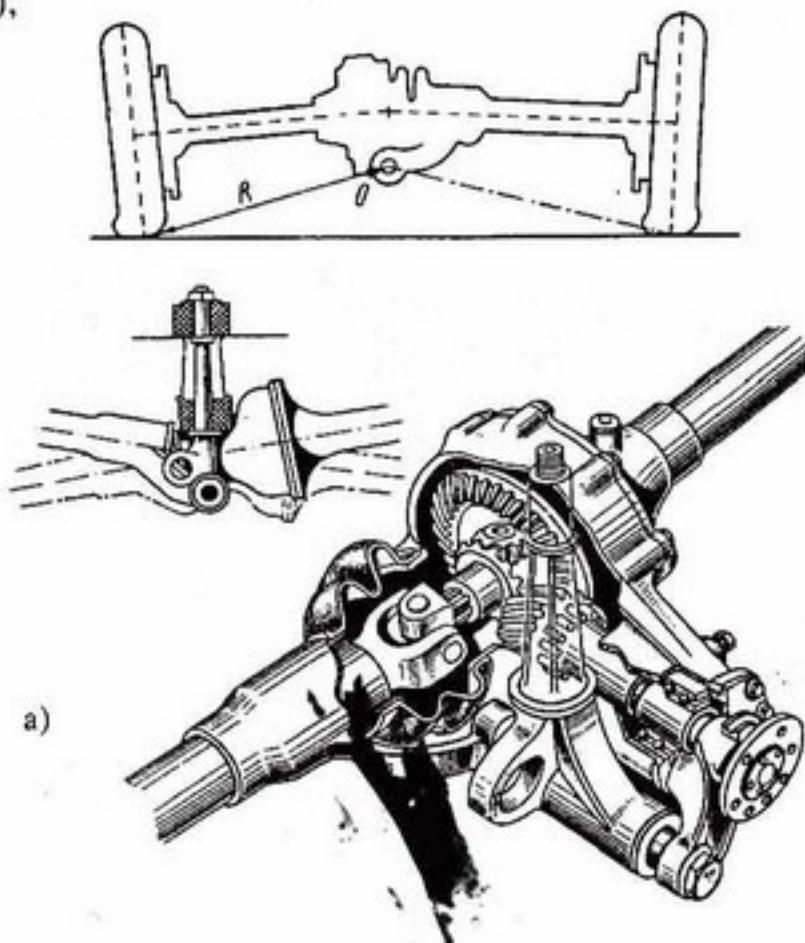
Сл. 10.49

– крут погонски мост со зглобно поврзани полувратила (сл. 10.50).

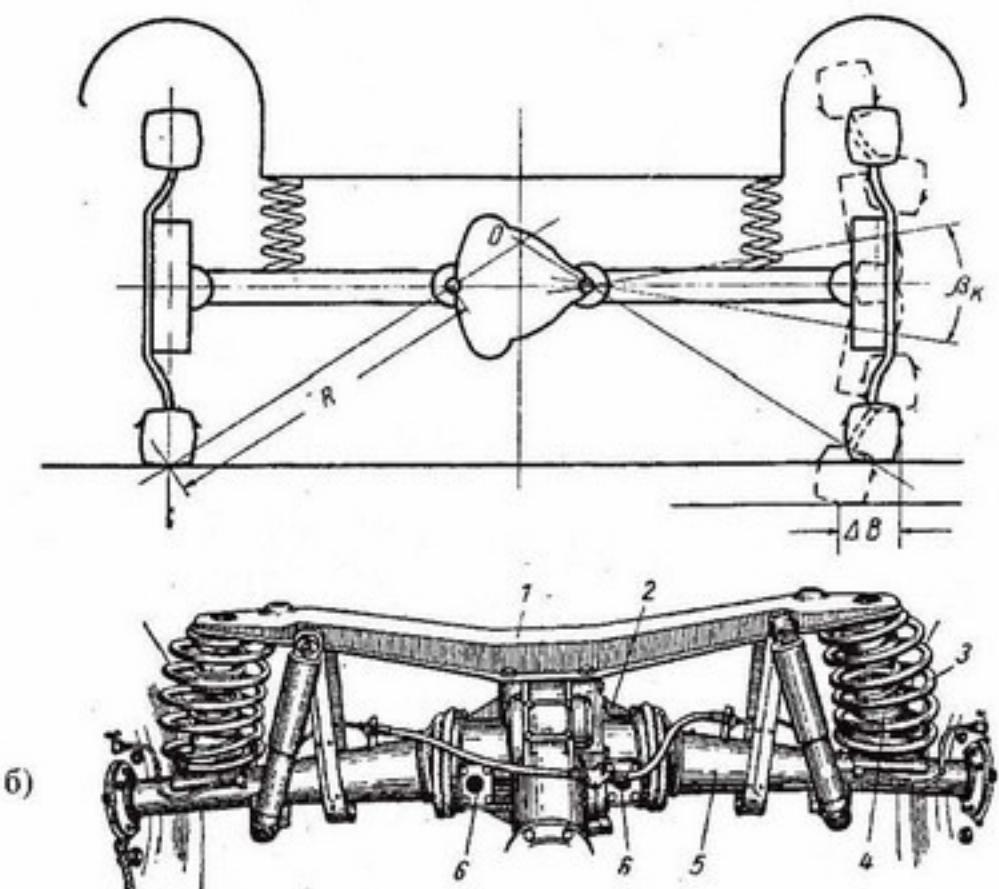


Сл. 10.50

– погонски мост со зглобно поврзани облоги и полувратила (сл. 10.51),

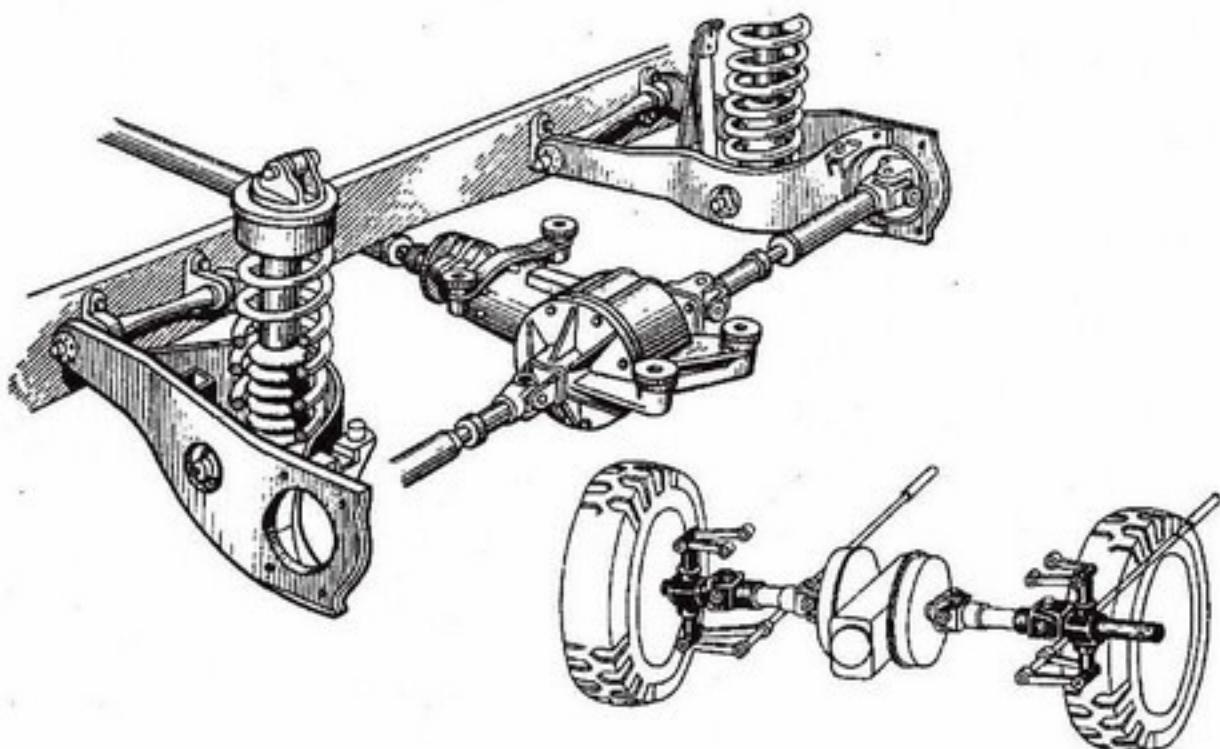


Сл. 10.51



Сл. 10.51

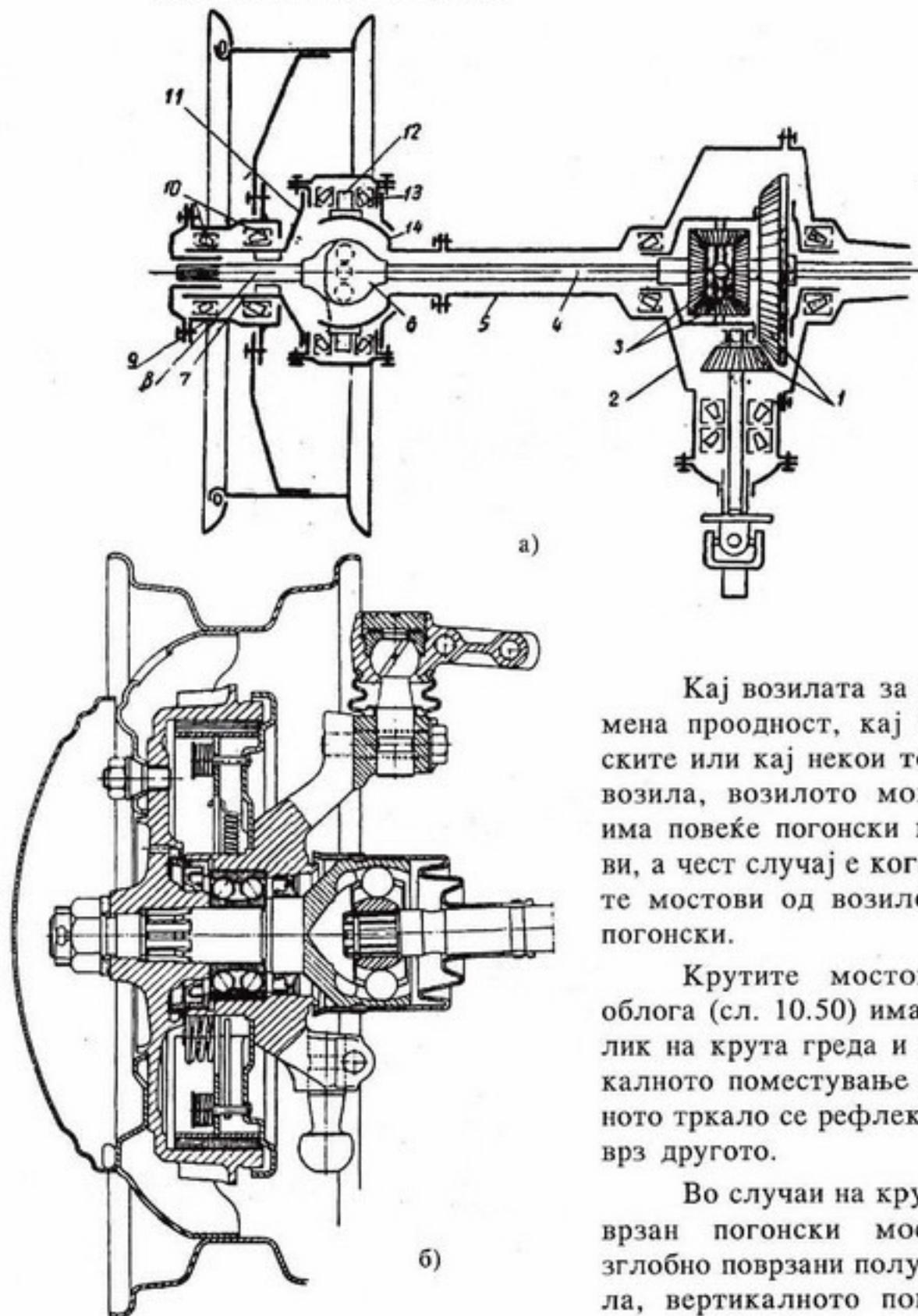
– погонски мост без облоги, со зглобно поврзани полувратила (сл. 10.52).



Сл. 10.52

Според местото на поставеноста на погонските мостови, тие можат да бидат:

- предни, управувачки погонски мостови (сл. 10.53)
- задни погонски мостови.



Сл. 10.53

Кај возилата за зголемена проодност, кај теренските или кај некои товарни возила, возилото може да има повеќе погонски мостови, а чест случај е кога и сите мостови од возилото се погонски.

Крутите мостови со облога (сл. 10.50) имаат облик на крата греда и вертикалното поместување на едното тркало се рефлектира и врз другото.

Во случаи на крuto поврзан погонски мост со зглобно поврзани полузвратници, вертикалното поместување на едното тркало не се

пренесува на другото, но ова решение денес поретко се сретнува во градбата на возилата.

Погонските мостови со зглобно поврзани полувратила (сл. 10.51) претставуваат компромисно решение во потпирањето, и тие вертикалното поместување на едното тркало не го пренесуваат врз другото поради што ова решение е застапено кај современите патнички возила со погон на задниот мост.

Конструкциите со независно потпрени (сл. 10.52) тркала не го пренесуваат вертикалното поместување од едното на другото тркало, што го прави возењето попријатно.

Од изнесените видови погонски мостови кај товарните возила, во најголема мера се користи крутиот мост со облога.

Подетални информации за предностите и недостатоците на поедини решенија од конструктивните изведби на погонските мостови се дадени во точка 12.2, 12.3 и 12.4

10.6. Полувратила

Улогата на полувратилата кај моторните возила е да го пренесуваат вртежниот момент од диференцијалот до погонските тркала.

Во зависност од конструктивното решение на погонскиот мост, полувратилата можат да бидат изведени од еден дел, кај зависно обесените тркала, или да бидат изведени зглобно, кај независно потпрените тркала. Во случај кога предниот мост од возилото е и погонски, полувратилата задолжително се изведуваат зглобно, за да се обезбеди управување со возилото.

Во ваквите конструкции исклучително се применува карданското вратило со два зглоба, или вратила со хомокинетички зглоб кои обезбедуваат рамномерно вртење на погонските управувачки тркала. Секако, вака поставените вратила го пренесуваат само вртежниот момент, а во никој случај не се оптоварени на свиткување.

Кај крутите погонски мостови, во зависност од конструктивната изведба, вратилата можат да се поделат на:

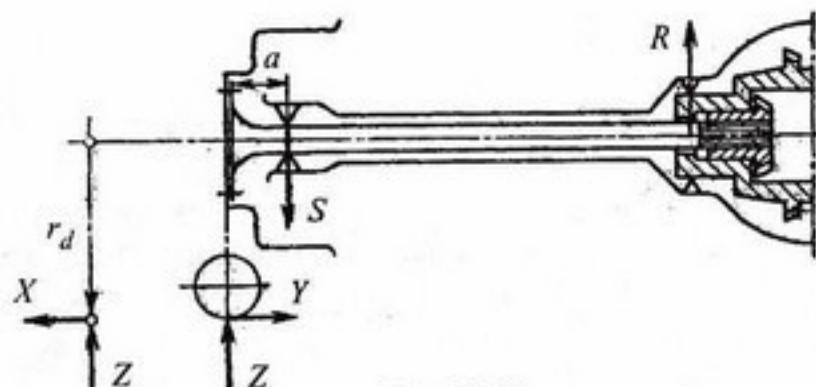
- полурастоварени полувратила,
- три четвртини растоварени полувратила,
- наполно растоварени полувратила.

Овие растоварувања се однесуваат на износот на моментот на свиткување што го оптоварува полувратилото. Секако, износот на моментот на свиткувањето не е соодветен на конвенционалните имиња на полувратилата и обично се мисли на значително растоварување

на полувратилото, поголемо растоварување на полувратилото и целосно растоварување на полувратилото од свиткување.

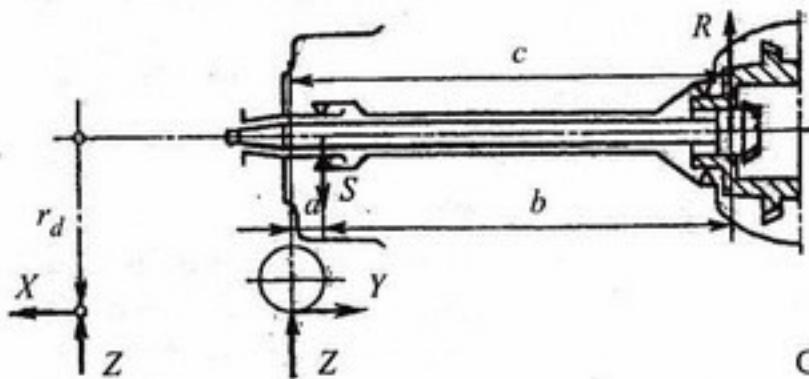
Полурастованите полувратила (сл. 10.54), со внатрешниот крај, преку жлебовите, се прицврстени за бочниот запченик од диференцијалот, а со надворешниот крај се потпираат на лежиште. Всушност, преку ова лежиште се врши оптоварување на полувратилото на свиткување, додека вратилото е оптоварено на торзија од бочниот запченик во диференцијалот.

Како што се гледа од сликата, растојанието „*a*“ помеѓу вертикалната оска на тркалото и вертикалната оска на лежиштето е значително, што условува и голем крак на свиткување. Поради ова, вакви полувратила се користат кај патничките и леснотоварните возила, кај кои се бара поевтина конструкција. Доколку, поради преоптоварување или замор, дојде до кршење на вратилото, во тој случај тркалото, заедно со скршениот дел од полувратилото, испаѓа од возилото. Оваа состојба, со скршениот дел од полувратилото да испаѓа од возилото, посебно треба да се анализира при димензионирањето на ваквите полувратила.



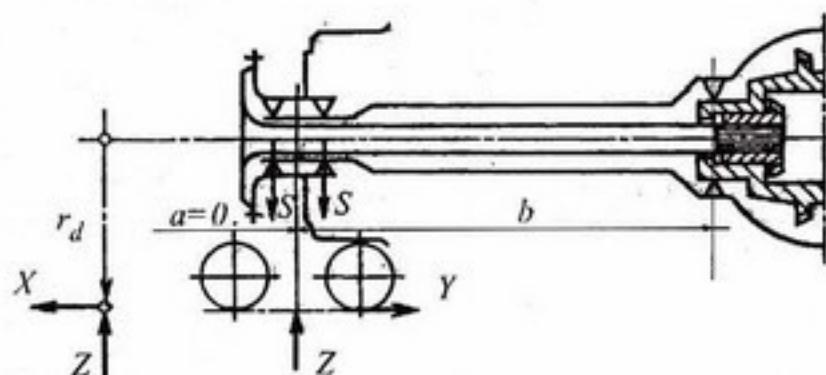
Сл. 10.54

Три четвртни растованите полувратила конструктивно се разликуваат од полурастованите по начинот на влежиштувањето на надворешното лежиште (сл. 10.55). Како што се гледа од сликата, растојанието помеѓу нормалата на тркалото и нормалата на лежиштето е намалено и полувратилото незначително трпи свиткување, а тркалото е влежиштено директно врз облогата на полувратилото.



Сл. 10.55

Наполно растоварените полузвратали конструктивно се разликуваат од претходните по тоа што растојанието помеѓу нормалната оска на тркалото и нормалата на надворешното влежиштување е еднакво на нула. Тоа значи дека овие оски се поклопуваат и не постои крак на силата на свиткување, па вратилото е оптоварено само на усукување. Вакво решение е постигнато со поставување на двојни лежишта од надворешната страна на облогата (сл. 10.56). Главната одлика на ова решение се состои во тоа што при, евентуално, кршење на полузвраталилото погонскиот мост останува комплетен, т.е. тркалото не испаднува од возилото.



Сл. 10.56

Полувратилата се изработуваат од јаглероден или од легиран челик за подобрување кој, по калењето и отпуштањето, досигнува површинска тврдост од 250 до 300 [HB]. Високооптоварените полузвратали се изработуваат од хроммолибденов челик со тврдост од 400÷440 [HB]. Краевите од полузвраталилото се нажлебени сволвентно, при што номиналниот пречник се зема за подножен пречник за жлебовите. Поради ваквата конструкција, краевите на полузвраталилото се задебелуваат, при што посебно се води сметка за радиусот на премин, за да се дојде до концентрација на напрегањето. Дозволеното напрегање на смолкнување изнесува $725 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$, а дозволеното напрегање на површински притисок не смее да биде поголемо од $2000 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$. Бројот на жлебовите се движи од 10 до 18, што зависи од видот на возилото.

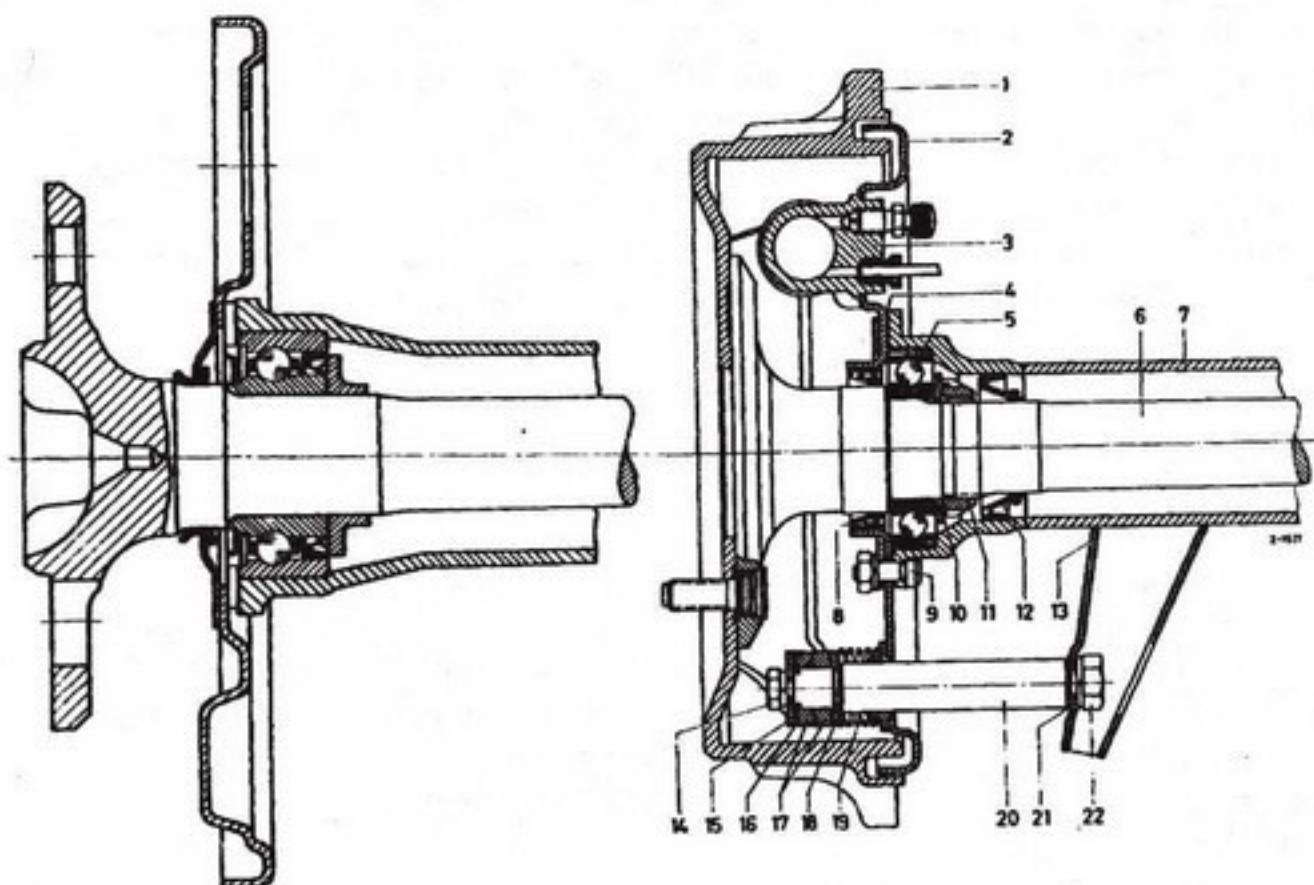
Пресметката на лежиштето во ваквите системи на полузвраталиата се врши според класичната пресметка за лежиштата, при што се води сметка за нивната функционалност и за условите на работа. Условите на работа на лежиштата се доста тешки, бидејќи постојано се изложени на динамички оптоварувања, а во нив може да навлезе влага, прашина и др. Затоа треба да се земат предвид и некои од особеностите на лежиштата.

Споредувајќи ги топчестите и валчестите лежишта се заклучува дека валчестите, при еднакви габаритни димензии, имаат поголема

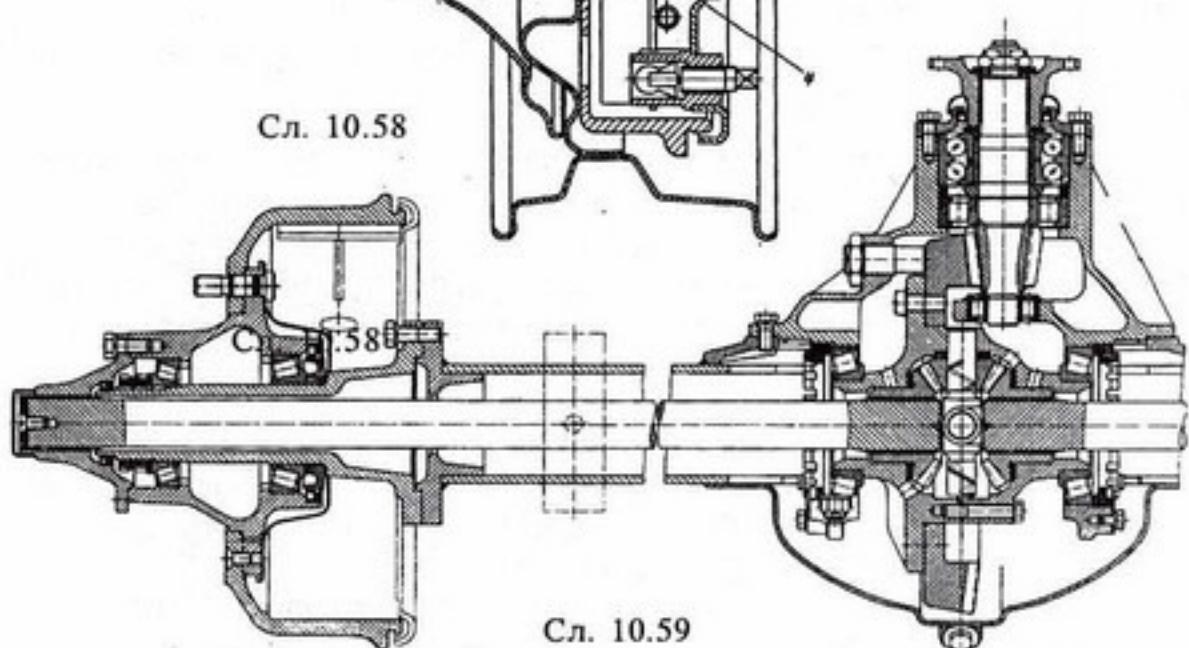
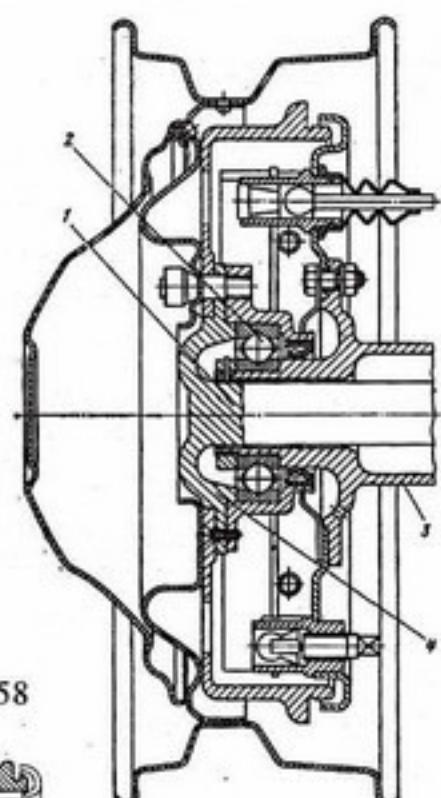
статичка и динамичка посивост и помалку се осетливи на влага и нечистотија. Меѓутоа, овие лежишта не се нагодливи и при појавување на поголеми моменти полесно се оштетуваат од топчестите. Исто така, на поголеми моменти, полесно се оштетуваат од топчестите. Валчестите лежишта во нормална изведба не прифаќаат аксијални сили, а при еднакви димензии со топчестите се посаки. Конусните лежишта даваат можност за регулирање на зјајот во тркалата.

Поаѓајќи од изнесените особености на лежиштата, во практиката можат да се сртнат низа различни конструктивни решенија кои, пред сè, зависат од видот на применетите лежишта. Во една конструкција најчесто се вградуваат комбинирани видови лежишта, со што се добива оптималност во проектирањето. При пресметките на лежиштата, како задоволителен век се смета 2000–3000 часа, при што се зема предвид дејството на X и Z реакциите, Y се занемарува поради краткотрајното дејство, а бројот на вртежите се зема од средната брзина на движењето на возилото.

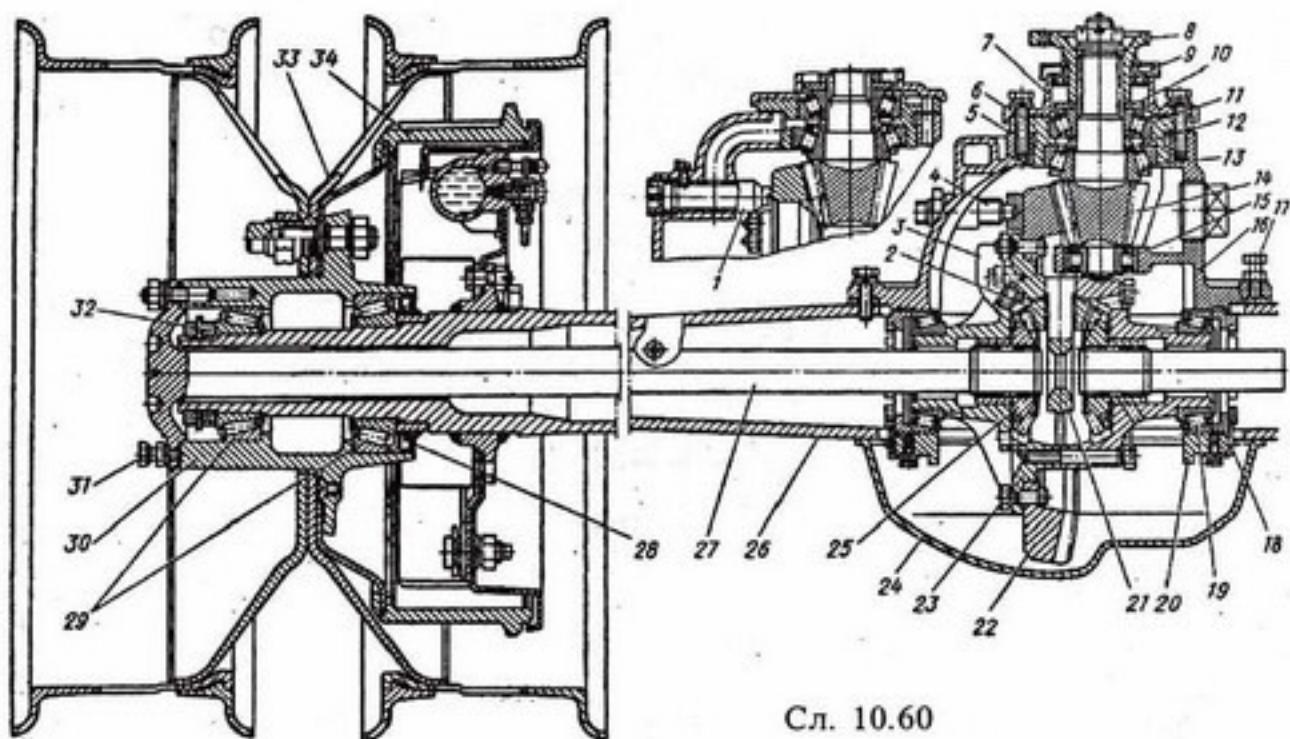
На сликите од 10.57 до 10.60 се прикажани изведби на задни мостови, од кои на сл. 10.57 е прикажано полурастоварено полувратило, на сл. 10.58 три четвртини растоварено, додека на сл. 10.59 и 10.60 наполно растоварено полувратило.



Сл. 10.57



Сл. 10.59



Сл. 10.60