

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Друмски саобраћај

Предмет: Возила повећане проходности

Број индекса: 367/2015

Мијовић Д. Александар

Системи управљања возила са гусеницама

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Јованка Лукић, проф. -ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- да преглед конструктивних решења система за управљање возила са гусеницама
- да кинематско-динамичку анализу процеса заокретања
- да анализира ток снаге за различите типове система за управљање возила са гусеницама
- да трендове развоја система за управљање возила са гусеницама

Препоручена литература:

- [1] Wong J. Y.: Theory of the ground vehicles, John Wiley and sons, 2001
- [2] Merhof E. W., Hackbarth, (Hersg.) M.: Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge 2003
- [3] Демид М.: Основи теорије гусеничних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 1992
- [4] Јаношевић Д.: Пројектовање мобилних машина, Машински факултет у Нишу, 2006.

Крагујевац, 08.05.2017

Ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Резиме

Тема овог мастер рада је врло комплексна и захтева детаљну анализу великог броја појмова везаних за њу. Њом је обухваћено више целина које су узајамно повезане а дате засебно кроз поглавља истог. У њему су на самом почетку, кроз прва 3 поглавља, приказана већ постојећа конструктивна решења гусеничара, као и извршни елементи скретања, односно ослоно-кретни механизми и њихова структура како би се боље разумео даљи ток рада као и процес заокретања. Кинематика и динамика процеса заокретања су основе за разумевање сврхе механизма трансмисије и начина њиховог функционисања те су зато објашњени основни појмови везани за њих у поглављима 4 и 5. Поред њих, анализа биланса и тока снаге, обрађена у глави 6 представља везу између врсте система трансмисије, кинематике, динамике и перформанси возила. Тачније, биланс снаге гусеничног возила у заокрету показује однос снаге потребне за савладавање спољашњих отпора, снаге мотора потребне за извођење заокрета и расположиве снаге у функцији полупречника заокрета. На крају рада је су приказане смернице даљег развоја система за управљање.

Кључне речи: Систем за управљање, гусенична возила, гусеница, механизми трансмисије...

Abstract

The subject of this master's thesis is very complex and requires a detailed analysis of a large number of concepts related to it. It encompasses several elements that are interlinked but given separately through chapters of this paper. Through the first three chapters, the already existing constructive solutions of the crawler, as well as the executive elements of the turning, or the moving mechanisms and their structure, are presented in order to better understand th of this paperwork and the turning process. The kinematics and the dynamics of the turning process are the basis for understanding the purpose of the steering mechanisms and the ways of their functioning and therefore the basic concepts related to them are explained in chapters 4 and 5. In addition, the Balance and Power Flow Analysis, discussed in Chapter 6, shows the link between the type of transmission system, kinematics, dynamics and performance of the vehicle. More precisely, the power balance of a crawler vehicle in the steering process shows the power ratio required to overcome the external resistance, the power of the engine required to vehicle turn and the available power in the function of the turn radius. At the end of this paper, the guidelines for further development of the steering system are presented.

Keywords: Steering system, crawler vehicles, caterpillar, transmission mechanisms...

САДРЖАЈ

1. Увод.....	7
2. Ослоно-кретни механизми гусеничних возила и њихова структура	9
3. Преглед конструктивних решења система за управљање возила са гусеницама	12
3.1 Бочне вишедискосне спојнице и планетарни механизми.....	16
3.2 Систем заокретања преко зупчаника.....	20
3.3 Систем контролисаног заокретања са диференцијалом	20
3.4 Систем заокретањаса дуплим диференцијалом - "Maybach"	21
3.5 Систем заокретања са „забрављивањем“ диференцијала	21
4. Кинематика процеса заокретања.....	22
4.1 Праволинијско кретање гусеничних возила.....	22
4.2 Заокретање гусеничних возила.....	23
4.3 Заокретања без проклизавања гусеница	23
4.4 Заокретање са проклизавањем гусеница.....	25
4.5 Кинематика кретања бежеће гусенице	26
4.6 Кинематика кретања заостајуће гусенице	27
4.7 Радијус зокретања возила.....	28
5. Динамика процеса заокретања возила.....	30
5.1 Заокретање гусеничних возила на равној подлози без проклизавања и са проклизавањем гусеница.....	30
6. Анализа биланса и тока снаге за различите типове система за управљање возила са гусеницама.....	34
6.1 Системи преноса снаге	34
6.1.1 Хидростатички пренос снаге.....	34
6.1.2 Трансмисија за погон гусеница са два отворена хидростатичка кола	35
6.1.3 Трансмисија са два затворена хидростатичка кола.....	36
6.1.4 Хидродинамички преносници снаге.....	37
6.2 Анализа биланса и тока снаге у заокрету возила са гусеницама	40
6.2.1 Биланс снаге у заокрету	43

6.2.2 Токови снаге у заокрету	47
6.2.3 Резултати прорачуна и дискусија	50
7. Трендови развоја система за управљање возила са гусеницама	53
8. Закључак	55
Литература	56

1. Увод

Савремена литература, зависно од циља, уводи више подела сувоземних возила. Једна од најчешће коришћених подела са обзиром на њихову проходност је:

- ✓ возила на ваздушном јастуку,
- ✓ вишеделна гусенична возила,
- ✓ гусенична возила,
- ✓ вишеделна моторна возила,
- ✓ вишеосовинска моторна возила и
- ✓ моторна возила.

Претходно набројане групе возила имају своје специфичности, посебно са становишта могућности кретања по теренима различите носивости. Тема овог мастер рада јесу гусенична возила и њихова конструкција, системи за заокретање и преносници снаге, који ће бити детаљније објашњени у даљем току рада.

Гусенична возила имају широк дијапазон примене, нарочито у лошијим путним условима. У односу на друга возила имају бољу проходност, продуктивност, вучне карактеристике, поузданост у раду итд. Гусенична возила из дана у дан све више добијају на значају у скоро свим сферама људске делатности. Недостатак им је мали степен искоришћења, кратак век, бука гусеница и оштећење саобраћајница [1].

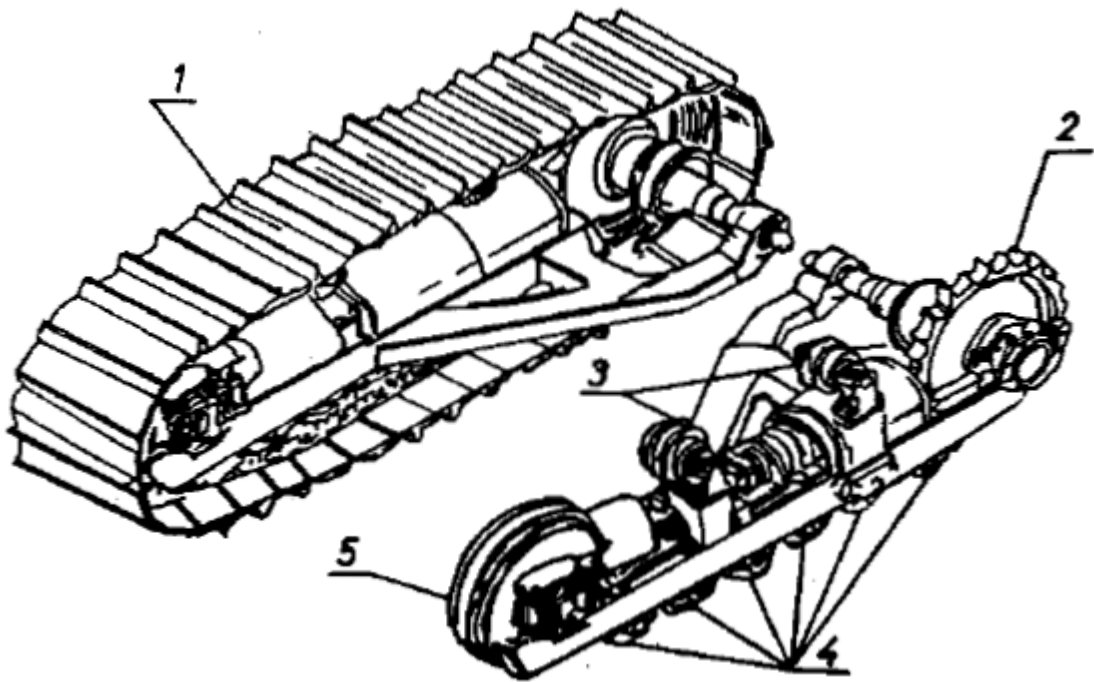
Гусенична возила су веома различита по конструкцији и намени. Производе се као пољопривредни трактори, борбена возила, грађевинске машине, вучна возила, возила за специјалне намене итд. Гусенична возила налазе широку примену на теренима мале носивости. Усавршавање конструкције гусеничног кретног механизма у значајној мери смањује неке предности које имају возила точкаши. Велика контактна површина и велика могућност искоришћења коефицијента приањања је предност возила на гусенични погон у односу на возила са точковима.

Кретање код возила са гусеничним погоном остварује се уз помоћ гусеничног кретног механизма, који им истовремено обезбеђује и високу проходност. Конструкција гусеничног кретног механизма зависи од врсте и од намене гусеничног возила, као и од специфичних експлоатационих захтева. На **слици 1.1** приказано је једно од могућих конструктивних решења гусеничног кретног механизма.

Ознаке на слици су следеће:

1. гусенице,
2. погонски ланчаник,
3. носач гусеница,
4. потпорни точкови,
5. водећи точак (лењивац).

Разликујемо гусеничне кретне механизме код којих се погонски ланчаник налази на предњем или на задњем крају возила, гусенице са краћим или дужим чланцима, гусенице намењене за коришћење по блату и снегу, гусенице са или без гумених лежишта, гусенице са игличастим лежајевима, конструктивно извођење са или без носача гусеница итд. У **глави 2** детаљније је обрађена концепција кретних механизма.

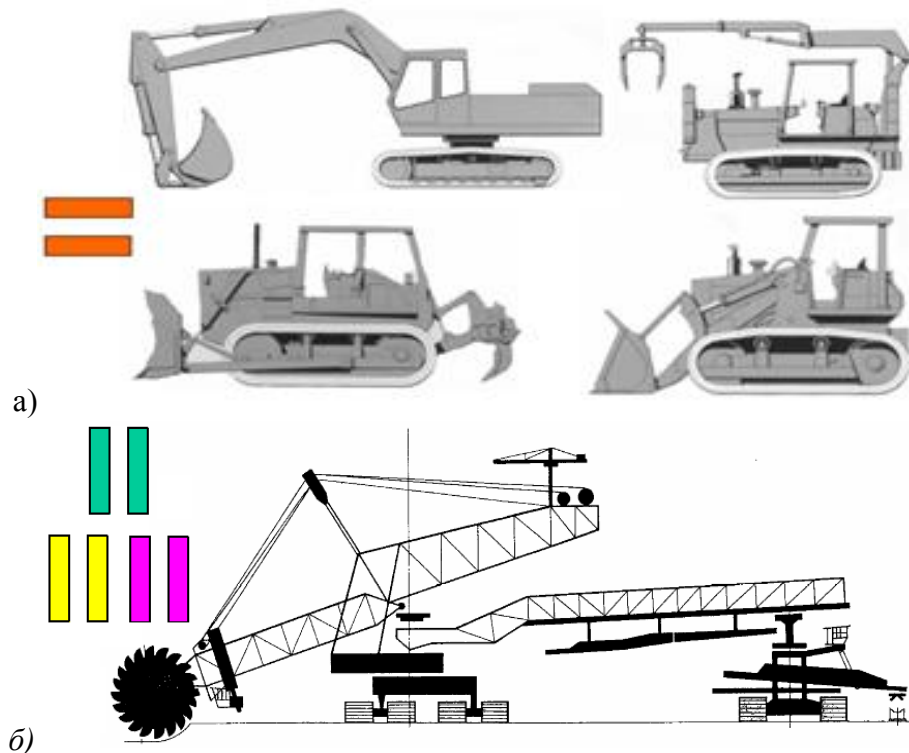


Слика 1.1 Изглед једног конструктивног решења гусеничног погона [1]

Код гусеничних возила, пренос снаге од погонског агрегата до кретних механизма може се извршити на два најзаступљенија начина, **хидродинамички** и **хидростатички** начин преноса. Код хидродинамичких преносника енергија се преноси коришћењем кинетичке енергије флуида, при сразмерно не тако високим притисцима, код ових преносника радни и моторни елементи су елементи турбо машине. Хидростатички системи за погон кретања гусеничних возила представљају трансмисије са два независна тока снаге. Код хидростатичких система, пренос енергије се остварује релативно спорим померањем флуида при повећаном притиску. У глави 6 ће бити више речи о преносу снаге.

2. Ослоно-кретни механизми гусеничних возила и њихова структура

Концепт гусеничних кретних механизма претежно зависи од сврхе употребе гусеничног возила, односно од намене гусеничног возила, као и од специфичних експлатационих захтева. Према концепцији, сама гусенична возила се могу поделити на гусенична возила са једним паром гусеница и на гусенична возила са више пари гусеница. На **слици 2.1** приказани супар примера таквих концепција.

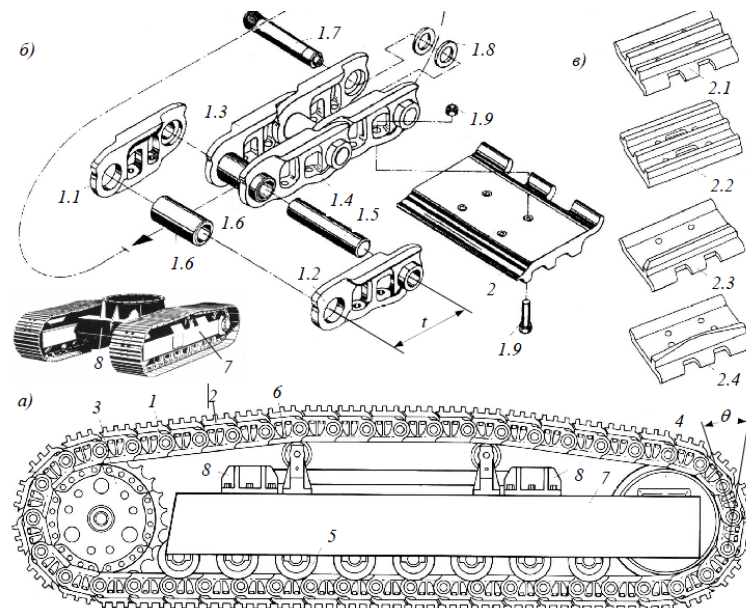


Слика 2.1 Примери концепција гусеничних возила: а) мобилне машине са гусеницама (1 пар), б) БТОсистем (Багер-Транспортер-Одлагач) (3 пара)

Врста гусеничног возила знатно утиче на разлике у системима за управљање али заједничко за све концепције гусеничних возила је **гусеница** као модул са основним елементима (нпр. код металних гусеница):

- 1 - ланац гусенице,
- 2 - папуче гусенице,
- 3 - погонски точак-ланчаник,
- 4 - затезни точак,
- 5 - носећи ваљци,
- 6 - водећи ваљци,
- 7 - подужни носач-котур гусенице,
- 8 - подужни носач-костур кретног механизма.

Сви наведени елементи металних гусеница (а) заједно са ланцем гусеница (б) и врстама папуча (в) приказани су на **слици 2.2**.



Слика 2.2 Елементи металних гусеница (а), ланаца гусенице (б) и врсте папуча (в)

На слици 2.2 означени су следећи елементи ланца (б) и врсте папуча (в):

б) ланац: 1.1- леви чланак сегмента, 1.2- десни чланак сегмента, 1.3, 1.4-чланци суседног сегмента, 1.5-осовинца, 1.6- чаура, 1.7- спојна осовиница, 1.8-зативни прстенови, 1.9-завртањи и навртке за везу папуче за чланке ланца,

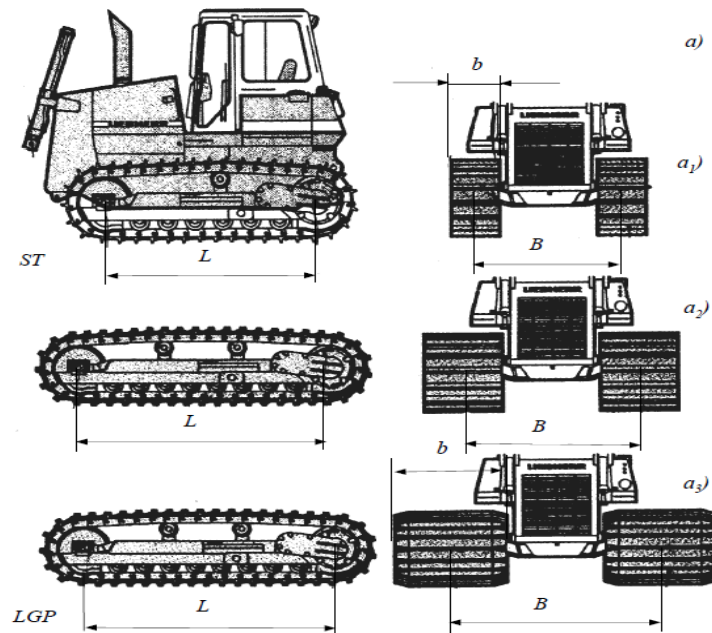
в) папуче: 2.1- са два ребра, 2.2- са три ребра, 2.3- са једним ребром, 2.4- са заокруженим ребром

Гусенични кретни механизми могу бити крути или еластични, такође могу бити са једним затезним и једним погонским точком као или са два затезна и једним погонским точком. Концепти гусеничних кретних механизма су приказани на слици 2.3.

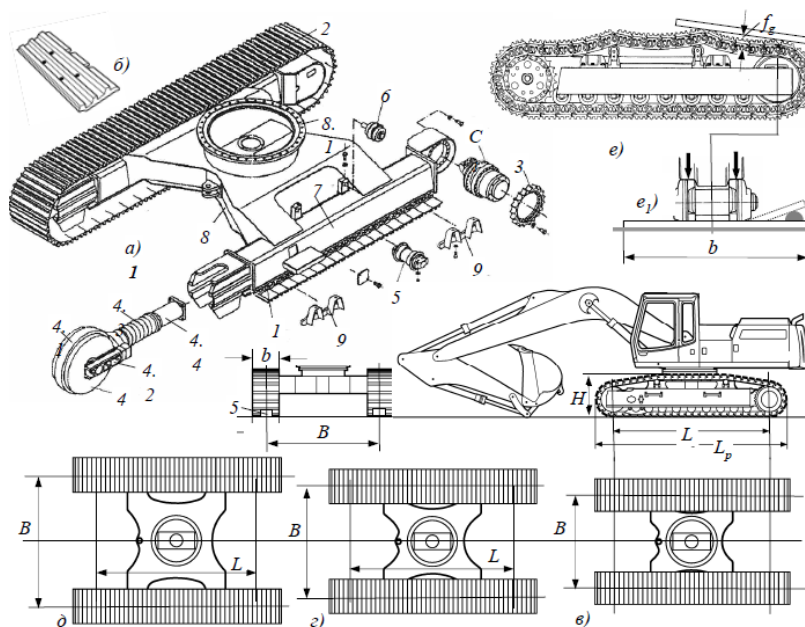


Слика 2.3 Концепти гусеничних кретних механизма

У наставку су приказана два карактеристична примера возила са гусеницама (трактори гусеничари и хидраулички багери) као и разне варијанте истих са различитим ширинама папуча b , дужинама налегања L и распоном гусеницама B .



Слика 2.4 Варијанте гусеница трактора гусеничара са различитим димензијама L , B , и b



Слика 2.5 Варијанте гусеница хидрауличких багера са различитим димензијама L , B , и b

а) склоп кретног механизма, б) папуче гусенице, в) стандардно извођене (ST) кретног механизма за опште услове рада, г) продужена варијанта (LC) кретног механизма за мочварне и меке подлоге, д) ојачана варијанта (HD) кретног механизма за тешке услове рада, е) дозвољени угиб гусенице: 1 - ланац гусенице, 2 - папуче, 3 - погонски ланчаник, 4 - затезни уређај, 5 - досећи ваљци, 6 - водећи ваљци, 7 - костур гусенице, 8 - попречни носач костура кретног механизма, 8.1 - венац за везу зглоба (лежња) кретног механизма и платформе багера, 9 - штитници ланца гусенице, C1 - погон кретања багера [2]

3. Преглед конструктивних решења система за управљање возила са гусеницама

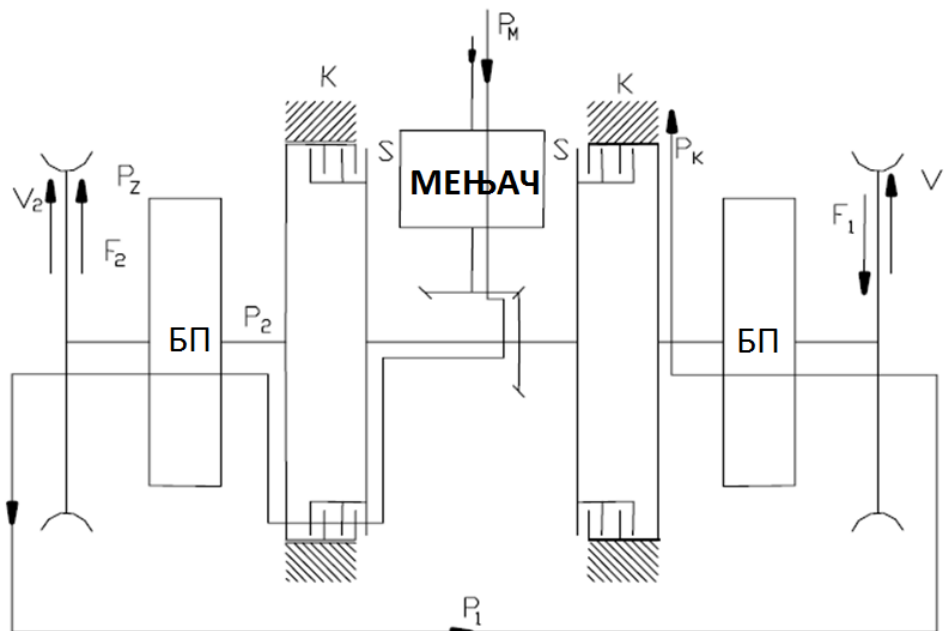
Механизам заокретања гусеничног возила треба да обезбеди равномерни прелаз са праволинијског на криволинијско кретање не изазивајући при томе допунска оптерећења погонског агрегата. У циљу остварења заокретања гусеничног возила на принципу остварења различитих брзина кретања гусеница, на гусеничним возилима у склопу погонског моста се користе:

- диференцијал,
- бочне вишедискосне спојнице и
- планетарни механизми.

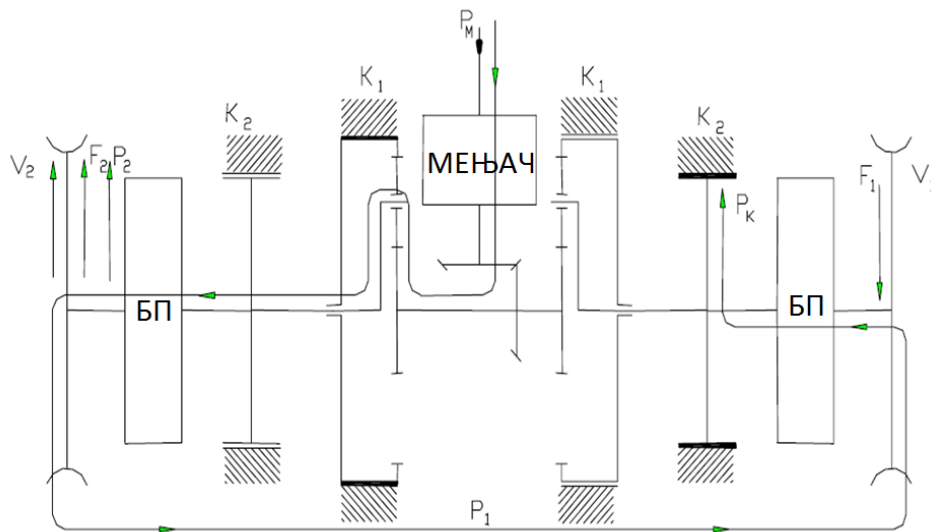
На највећем броју савремених гусеничних возила као механизми који остварују њихово заокретање користе се бочне вишедискосне спојнице и планетарни механизми [3].

Преглед развоја механизма за управљање

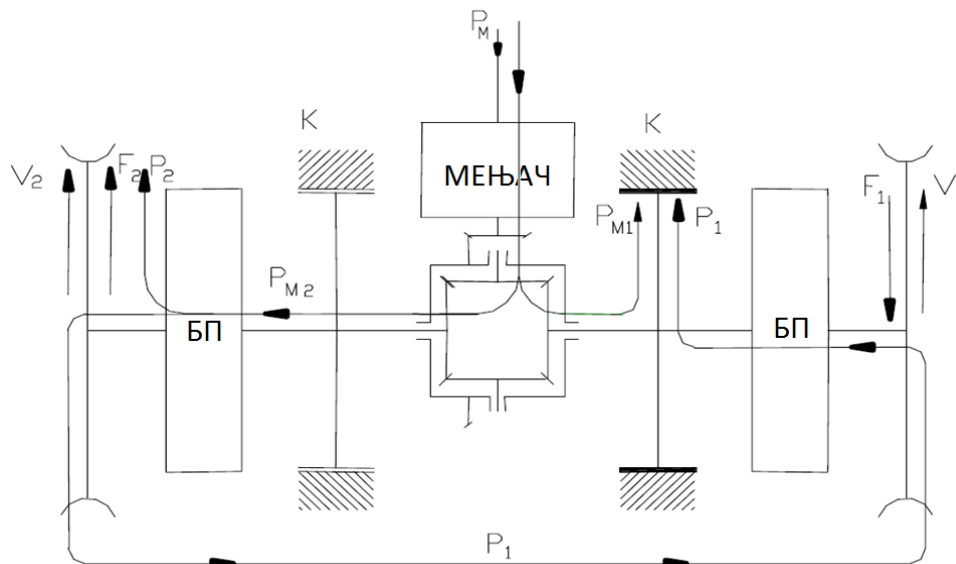
Да би се обезбедиле различите угаоне брзине погонских точкова (брзине премотавања гусеница), пројектовани су посебни механизми. Они су прошли кроз разне фазе развоја, од врло једноставних решења до скоро савршених, на високом техничком нивоу, што је имало за циљ да се побољшају биланс снаге при заокрету и кинематика заокрета. На **сликама 3.1-3.5** приказане су неке од кинематских шема механизма са токовима снаге при заокрету [4]. Рад и функција приказаних механизма је опште познат али ће о њима бити детаљнијих анализа у наредним главама.



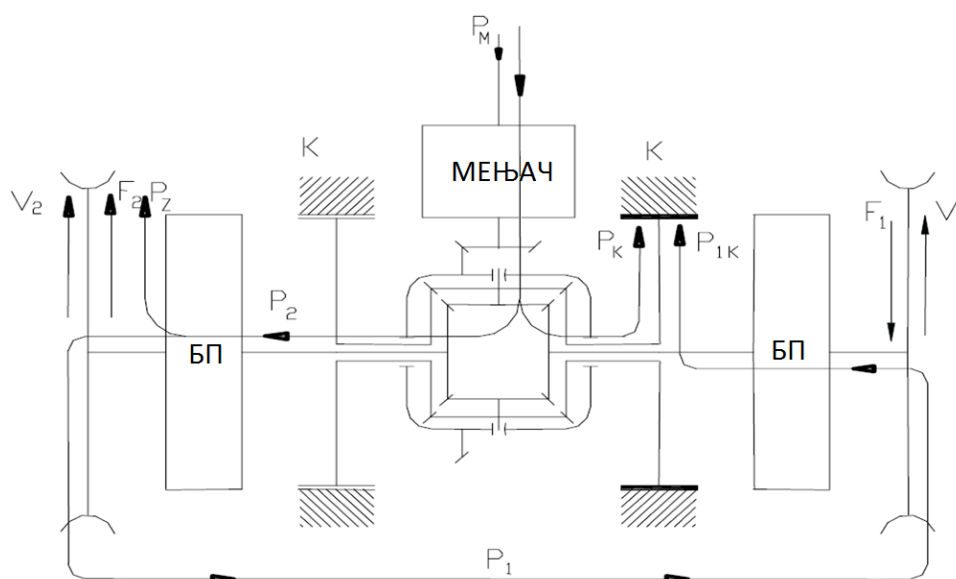
Слика 3.1 Бочне спојнице[4]



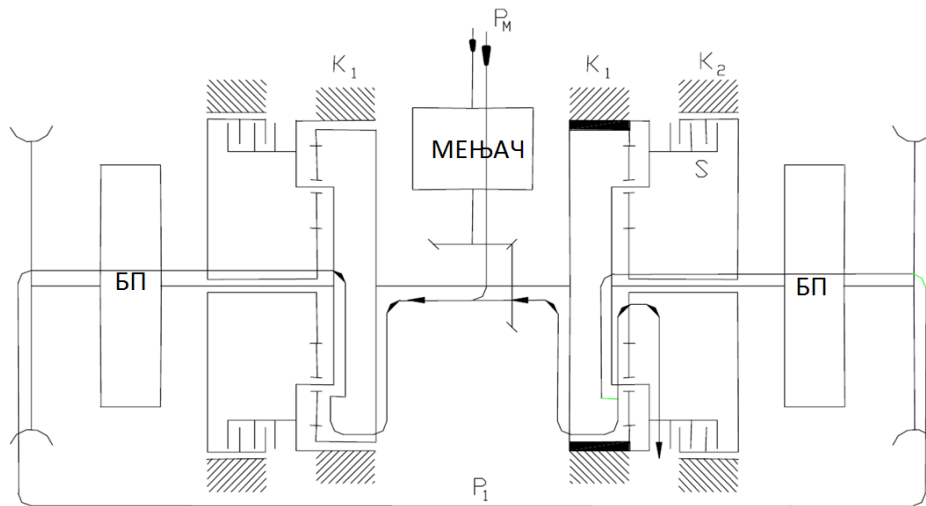
Слика 3.2 Једностепени планетарни преносник [4]



Слика 3.3 Прости диференцијал [4]



Слика 3.4 Двојни диференцијал [4]



Слика 3.5 Двостепени планетарни преносник [4]

Оно што треба нагласити је да механизми приказани на **сликама 3.1– 3.3** не обезбеђују рекулперицију снаге и нису рационални са аспекта биланса снаге, док решења на **сликама 3.4 и 3.5** обезбеђују рекулперицију снаге. Исто тако треба нагласити, да сва ова решења обезбеђују по један полупречник заокрета независно од укљученог степена преноса, а неки од њих још и заокрет око гусенице. Сви ови механизми у склопу преноса снаге јављају секао самостални склопови.

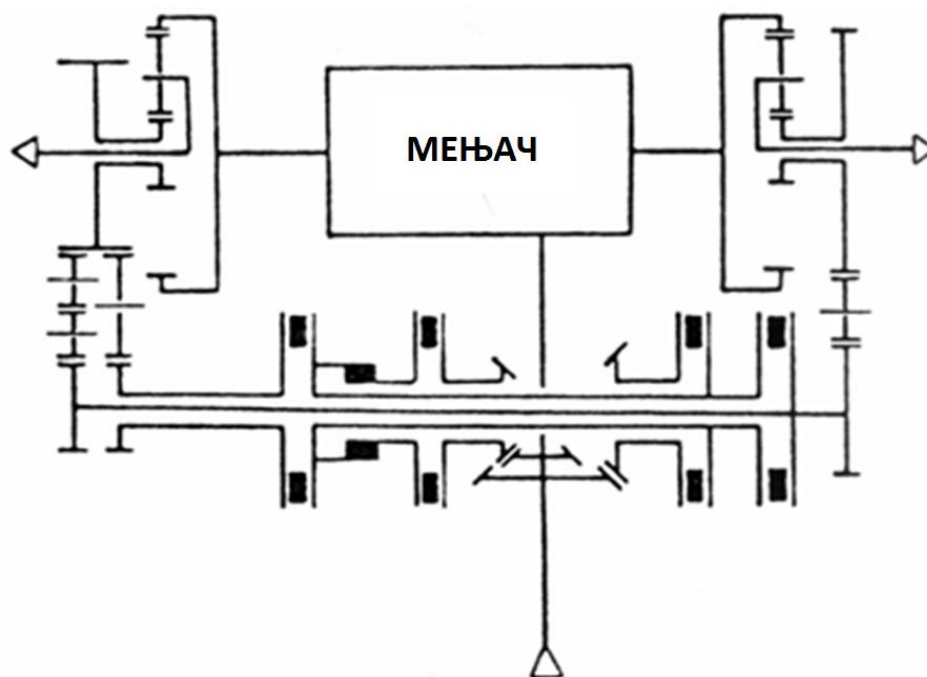
Да би се побољшао биланс снаге при заокрету, реализованису сложени преносници снаге, код којих мењач степена преноса и механизам за управљање представљају кинематску и конструкциону целину, који су названи трансмисије у блоку (ТУБ), у даљем тексту трансмисије. При реализацији ових трансмисија најчешће је примењена кинематика самосталних механизма, па чак и одређена конструкциона решења. На овај начин је добијена компактнија и рационалнија конструкција, јер се велики број елемената користи истовремено, како за праволинијско кретање тако и за заокрет. Ове трансмисије у сваком степену преноса обезбеђују најмање по један прорачунски полупречник заокрета и у нижим степенима преноса за окретоко гусенице. Кинематске шеме оваких трансмисија приказане су на **сликама 3.6 и 3.7**.

На **слици 3.6** приказана је шема трансмисије фирме ZF 4HP250, која се уграђује у тенк **ЛЕОПАРД 1**. То је трансмисија са симетричним погоном и “нултим вратилом”. Укључивањем малог и великог коничног зупчаника у сваком степену преноса остварују се по два полупречника заокрета (велики имали) и заокрет око гусенице.

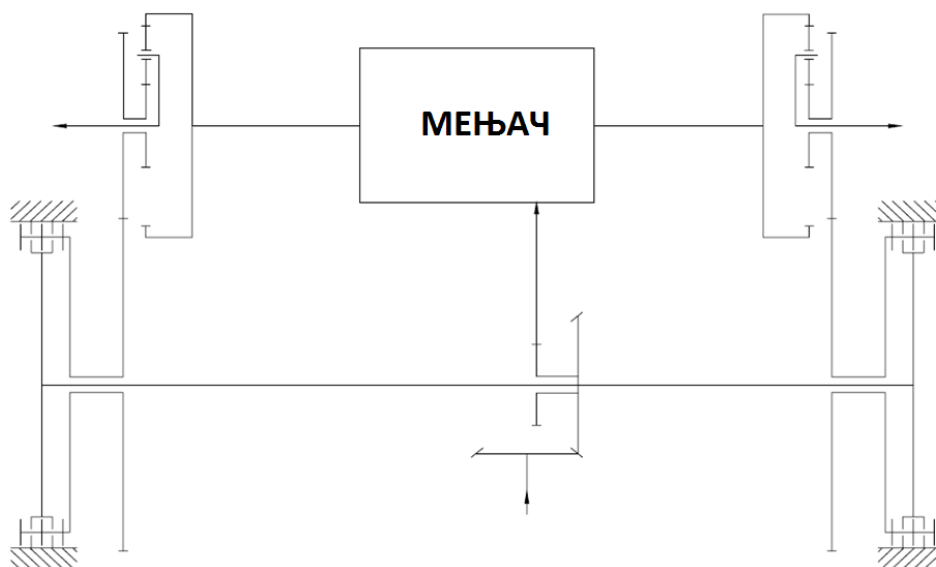
На **слици 3.7** приказана је кинематска шема трансмисије са бочним спојницама и кочницама, која у сваком степену преноса обезбеђује по један прорачунски полупречник заокрета, а у нижим степенима преноса и заокрет око гусенице.

Код оба решења при заокрету снага погонског мотора дели се на два тока, који се суперпонирају на излазним диференцијалима. Трансмисије са бочним мењачима, као и у случају трансмисије са **слици 3.7**, у сваком степену преноса обезбеђују по један полупречник заокрета и рекулперицију снаге при заокрету.

Посебну групу чине трансмисије са хидрауличким компонентама које обезбеђују континуалну промену полупречника заокрета.



Слика 3.6 Кинематска шема трансмисије ZF 4HP250 [4]

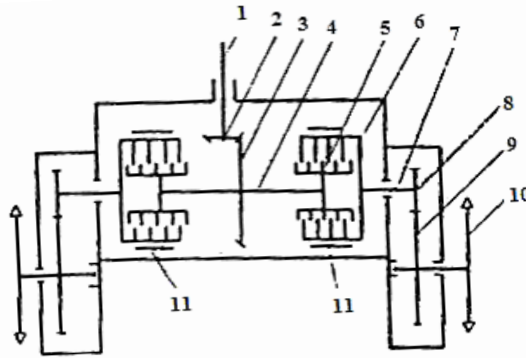


Слика 3.7 Кинематска шема трансмисије са управљањем помоћу бочних спојница и кочница [4]

Детаљнији опис рада и функција појединих приказаних механизма следи у даљем тексту.

3.1 Бочне вишедискосне спојнице и планетарни механизми

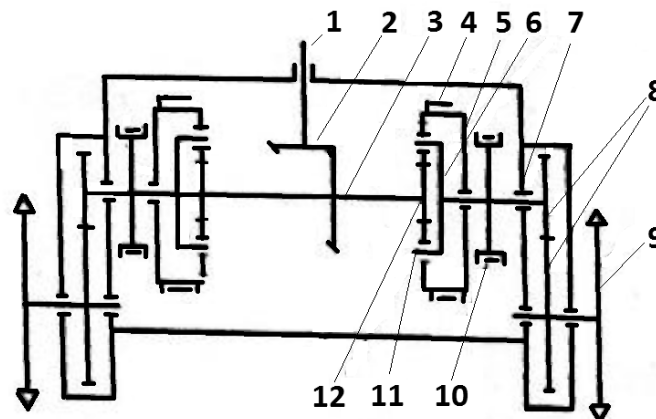
На слици 3.8, дат је шематски приказ бочне вишедискосне спојнице. Обртни момент преко улазног вратила (1) и главног преносника (2 и 3) предаје се на вратило (4). На крајевима вратила налазе се фриксионе вишедискосне спојнице (11). Водећи добош (5) са дисковима учвршћен је на вратило, док је вођени добош (6) са дисковима у споју са вратилом (7) на коме се налазе зупчаници (8) бочног редуктора, док спрегнути зупчаник (9) преко вратила покреће погонски ланчаник (10) [3].



Слика 3.8 Шематски приказ бочне вишедискосне спојнице [3]

Када се гусенично возило креће праволинијски обе вишедискосне спојнице су укључене, па се на оба погонска ланчаника преносе исти обртни momenti. У случају ако је потребно заокренути возило неопходно је искључити одговарајућу спојницу, па се обртни момент преноси само на један погонски ланчаник. Гусеница којој се погонски момент не доводи почиње да се креће успорено, па возило почиње да се заокреће. Уколико је неопходно остварити нагло заокретање возила, поред искључивања бочне вишедискосне спојнице зауставити свако кретање гусенице коришћењем кочнице (11) на вођеном добошу.

У циљу остварења заокретања гусеничних возила све више се користе планетарни механизми (слика 3.9). Обртни момент преко улазног вратила (1) и главног преносника (2 и 3) се преноси на сунчани зупчаник (12) планетарног механизма. У сталном захвату са сунчаним зупчаником налазе се сателити (11), који су преко носача (6) и вратила (7) у споју са зупчастим паром (8) бочног редуктора. У сталном захвату са сателитима се налази зупчаник (5) са унутрашњим озубљењем. Зупчаник се слободно обрће на вратилу, а његово обртање се зауставља кочницом (4).



Слика 3.9 Шематски приказ планетарног механизма [3]

При праволинијском кретању возила обе кочнице су укључене, услед чега се зупчаници не обрћу, а сателити се обрћу једнаким угаоним брзинама, услед чега је угаона брзина погонског ланчаника (9) иста. У случају заокретања возила отпушта се кочница левог или десног механизма кретања, услед чега зупчаник почиње слободно да се обрће, па преноси обртни момент на одговарајући погонски ланчаник возила. У циљу наглих заокретања, активира се кочница (10) која је постављена на вратилу.

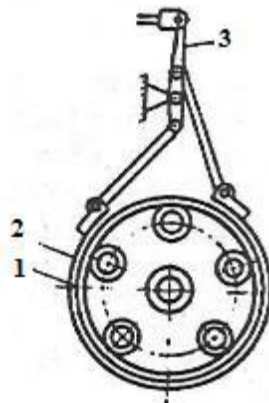
Радна возила на точковима и гусеницама у свом склопу поседују кочнице које обезбеђују заокретање истих са малим радијусом, заустављање на успону или нагибу и смањење брзине кретања. У зависности од тарућих површина користе се:

- тракасте,
- папучасте и
- дискосне кочнице.

Кочнице су врло су једноставне конструкције, погодне за монтажу у склопу трансмисије обично задњег погонског моста. У зависности од начина остваривања везе краја траке кочнице се деле на:

- просте,
- двојне и
- пливајуће.

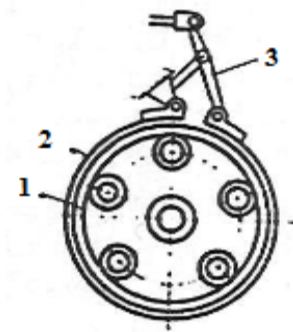
На **слици 3.10** приказана је проста тракаста кочница, без серво дејства. Кочни добош (1) обавијен је траком (2), чији су крајеви учвршћени на полугу (3). Деловањем на полугу крајеви траке се затежу, па се траке чврсто приљубљују уз добош. Сила трења, која се јавља између добоша и траке остварује кочење добоша.



Слика 3.10 Шематски приказ просте тракасте кочнице без серво дејства [3]

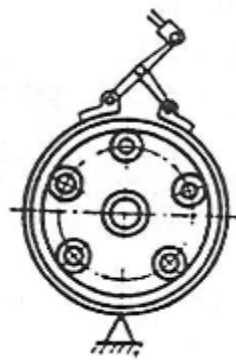
Шематски приказ просте тракасте кочнице са серво дејством приказан је на **слици 3.11**. Кочни добош (1) обавијен је траком (2), при чему је један крај траке непокретно причвршћен за тело возила, а други је спојен са полугом (3) која је у вези са командом кочнице. Главни недостатак ове тракасте кочнице се огледа у једностраном дејству, тј. Оњен кочни ефекат при другим условима зависи од смера обртања кочног добоша. У случају обртања кочног добоша у супротном смеру од кретања казальке на сату, тада је трака наилазећа и у том случају је момент кочења максималан. У случају обртања добоша у смеру кретања казальке на сату остварује се момент кочења који је неколико пута мањи, па је за остваривање истог максималног момента кочења потребно на полугу деловати већом силом.

Други недостатак ове врсте кочница је појава самокочења, тј при укљученој кочници сила трења тежи да оствари потпуно затезање траке, што спречава могућност равномерног кочења.



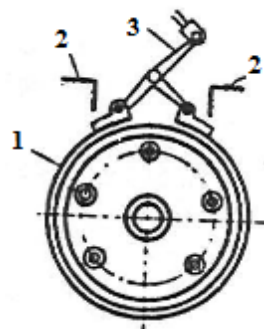
Слика 3.11 Шематски приказ прости тракасте кочнице са серво дејством [3]

Двострука тракаста кочница приказана је на **слици 3.12**, код које кочни ефекат не зависи од смера обртања добоша. Недостатак ове кочнице огледа се у томе што је кочни ефекат мањи него код прости.



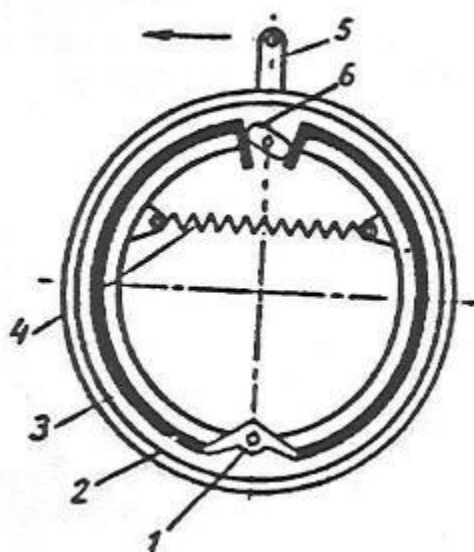
Слика 3.12 Шематски приказ двоструке тракасте кочнице [3]

На **слици 3.13** приказана је пливајућа тракаста кочница, код које је елиминисан недостатак прости и двојне кочнице. Крајеви траке (1) су причвршћени за слободну полуугу (3). При деловању на полуугу, трака се супротставља обртању добоша силом трења и бива померена у правцу обртања добоша. Како су крајеви траке слободно причвршћени, могу се слободно померати за неки угао у лево или десно у зависности од смера обртања. Ово померање је ограничено граничницима (2).



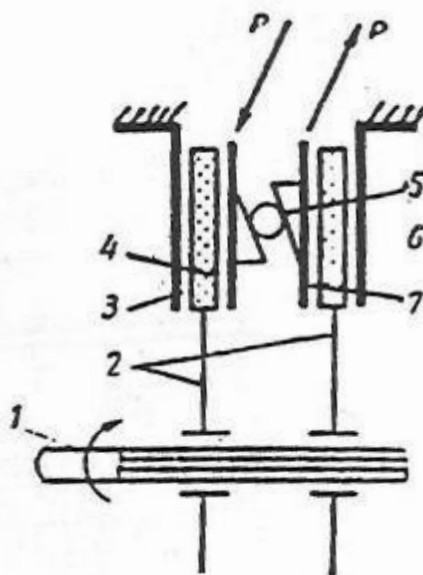
Слика 3.13. Шематски приказ пливајуће тракасте кочнице [3]

На слици 3.14 приказана је једна од конструкција кочница са унутрашњим папучама. Папуче (3) су зглобно (1) везане, које у искљученом положају одржава опруга (4). При кочењу преко полуге (5) делује се на кључ (6) кочница који размиче папуче и исте притискује уз добош (2).



Слика 3.14 Конструкција кочнице са унутрашњим папучама [3]

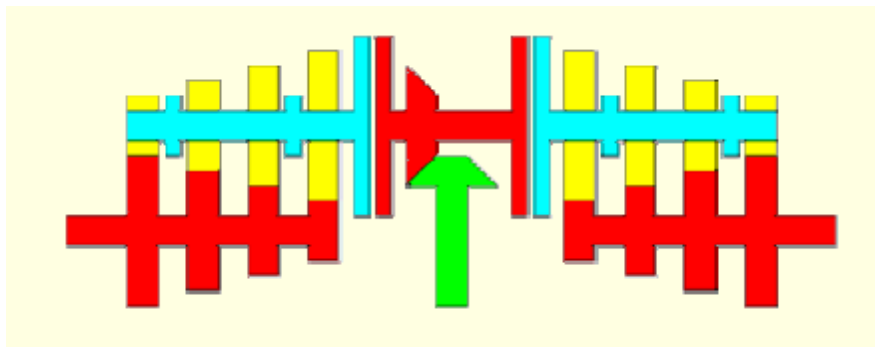
На слици 3.15 приказан је шематски приказ дискосне кочнице. На ожљебљеном вратилу (1) налазе се два фрикциона диска (2), између којих се налазе два аксијално померљива диска (4 и 7). Размицање ових дискова остварује се помоћу куглица (5) које се налазе у жљебовима у облику сузе. Размицање дискова остварује се помоћу полужног система и куглице која клизи у завојном жљебу у облику сузе.



Слика 3.15 Шематски приказ дискосне кочнице [3]

3.2 Систем заокретања преко зупчаника

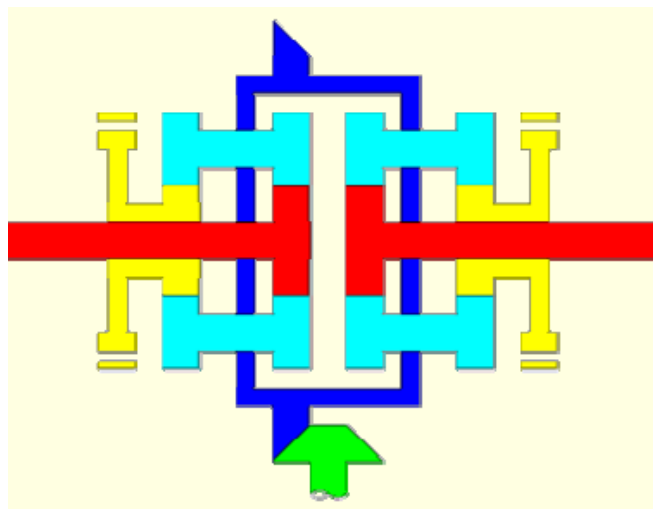
Код овог решења мотор је повезан са гусеницама преко одвојених мењача и возило заокреће избором различитих преносних односа за сваку гусеницу. Нпр. ако је мењач за леву гусеницу у 1. степену преноса, а за десну у 2. степену преноса, лева гусеница се окреће спорије и возило скреће лево. На овај начин се могу постићи различити радијуси заокретања. Овај систем захтева велику вештину возача, али је ефикасан и не нарочито комплексан [6]. На **слици 3.16** приказано је конструктивно решење заокретања помоћу зупчаника.



Слика 3.16 Конструктивно решење заокретања возила помоћу зупчаника [5]

3.3 Систем контролисаног заокретања са диференцијалом

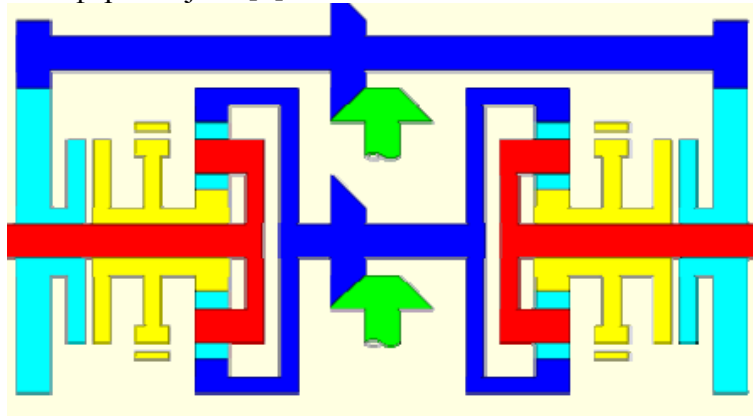
Код овог система класичан диференцијал је дограђен кочницама које заустављају међузупчанике који су унутар диференцијала. При кретању право цео диференцијал ротира истом брзином и међузупчаници не ротирају релативно у односу на кућиште. Да би возило заокренуло један међузупчаник је натеран да ротира релативно у односу на кућиште применом кочнице. Тако да та погонска осовина ротира спорије. Овде се возило заокреће константним радијусом, али веома ефикасно. Проклизавањем кочница може се постићи већи радијус, али се губи ефикасност [6]. На **слици 3.17** приказано је контролисано заокретање са диференцијалом.



Слика 3.17 Контролисано заокретање са диференцијалом [5]

3.4 Систем заокретања дуплим диференцијалом - "Maybach"

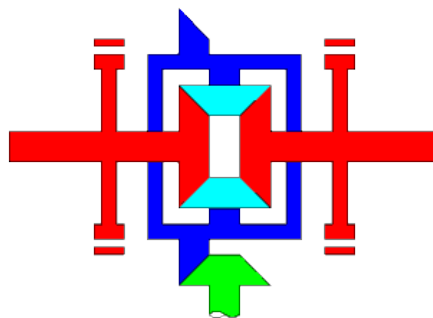
Систем заокретања "Maybach" са дуплим диференцијалом приказан је на слици 3.18. Снага се доводи са улаза у мењач и обично са излазног вратила мењача. Улаз у главни мењач се користи да би се добила константна брзина, независно који степен преноса је изабран. За кретање право примењују се две кочнице и како оба кућишта епицикличних зупчаника мирују обртни момент пролази право преко ових зупчаника и ка гусеницама. За заокретање једно кућиште се доводи да ротира константном брзином, преко укључене спојнице (са улаза мењача). Та гусеница се окреће спорије од друге због дејства диференцијала [5].



Слика 3.18 Заокретање "Maybach" са дуплим диференцијалом [5]

3.5 Систем заокретања са „забрављивањем“ диференцијала

Систем заокретања са „забрављивањем“ диференцијала функционише без квачила, односно спојница. Резултат таквог система је „забрављен диференцијал“ где се у случају успорења једне гусенице, уз помоћ диференцијала друга гусеница убрзава.



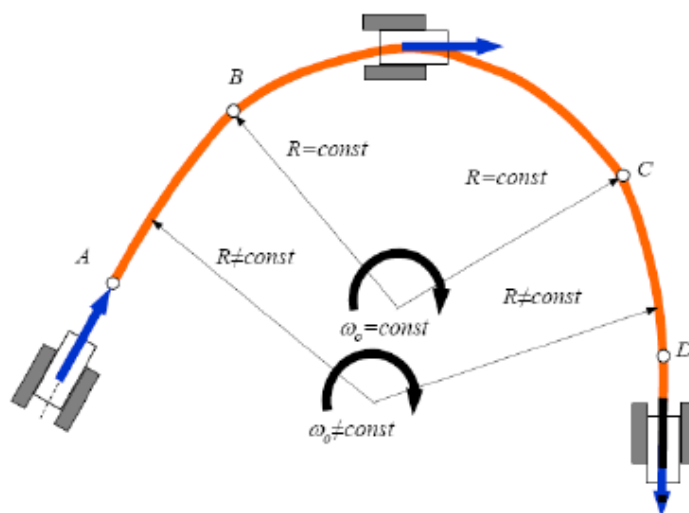
Слика 3.19 Заокретање „брављењем“ диференцијала [6]

Овакав систем је мање ефикасан од система са спојницама, јер у њему кочнице не само да расипају енергију успорене гусенице, већ такође узимају део енергије погонског агрегата. То такође доводи до проблема предвидљивости система при скретању [6].

4. Кинематика процеса заокретања

Путања при окретању возила може поделити у четири етапе приказане на **слици 4.1**:

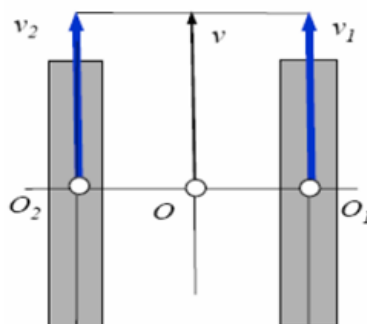
- праволинијско кретање, бесконачни радијус кривине ($R=\infty$) и без угаоне брзине заокретања ($\omega_0=0$),
- улаз у окретање по неком луку АВ, са променљивим радијусом ($R\neq\text{const.}$) и променљивом угаоном брзином ($\omega_0\neq\text{const.}$),
- равномерно окретање по луку ВС са константним радијусом ($R=\text{const.}$) и константном угаоном брзином ($\omega_0=\text{const.}$),
- излаз из окретања по неком луку CD са променљивим радијусом ($R\neq\text{const.}$) и променљивом угаоном брзином ($\omega_0\neq\text{const.}$).



Слика 4.1 Путања заокретања гусеничних возила [7]

4.1 Праволинијско кретање гусеничних возила

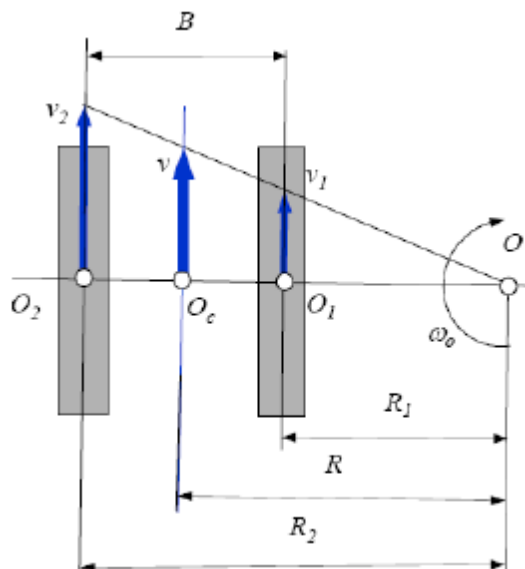
Праволинијско кретање гусеничних возила остварује се при истим смеровима и брзинама гусеница ($V_1=V_2$), (слика 4.2).



Слика 4.2 Праволинијско кретање гусеничних возила [7]

4.2 Заокретање гусеничних возила

Заокретање гусеничних возила, постиже се при различитим брзинама гусеница ($V_1 \neq V_2$) (слика 4.3). Гусеница са мањом брзином V_1 назива се **заостајућа**, а са већом V_2 **бежећа**.



Слика 4.3 Заокретање гусеничних возила [7]

4.3 Заокретања без проклизавања гусеница

При теоријском разматрању заокретања возила на идеалној подлози без проклизавања гусеница (слика 4.4), посматрају се кретања средишта O_1 и O_2 ослоних површина гусеница. При чему, ослону површину гусенице фигурише ширина папуче b и дужина налегања гусенице на подлогу L . Заокретање гусенице се постиже на тај начин што се прво средиште O_1 ослоне површине бесконачно мало праволинијски помери за du у положај O_2 , а затим се ослона површина заокрене око свог средишта за елементарни угао da . Исто елементарно заокретање гусенице се може постићи окретањем средишта O_1 ослоне површине око замишљеног пола окретања O . На тај начин, при окретању возила се може узети да се бежећа гусеница креће константном брзином V_2 уз окретање угаоном брзином ω_0 око вертикалне осе која пролази кроз средиште O_2 њене ослоне површине. Аналогно, и заостајућа гусеница се креће константном брзином V_1 уз окретање угаоном брзином ω_0 око вертикалне осе која пролази кроз средиште O_1 њене ослоне површине. Односно, може се узети да се возило окреће око замишљеног пола O при чему обе гусенице имају обртно кретање око тог пола угаоном брзином ω_0 , тако да је:

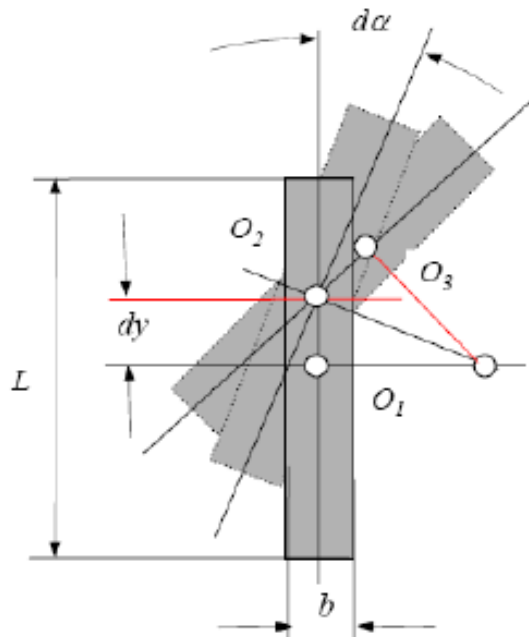
$$V_1 = R_1 \omega_0 = (R - 0,5B) \omega_0 \quad (4.1)$$

$$V_2 = R_2 \omega_0 = (R + 0,5B) \omega_0 \quad (4.2)$$

где су:

V_2, V_1 - брзине кретања бежеће и заостајуће гусенице,

R_2, R_1 - радијуси окретања бежеће и заостајуће гусенице.



Слика 4.4 Заокретања без проклизавања гусеница [7]

Угаона брзина окретања возила ω_0 може се одредити помоћу једначине:

$$\omega_0 = \frac{V_2 - V_1}{B} \quad (4.3)$$

Из односа брзина:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B} \quad (4.4)$$

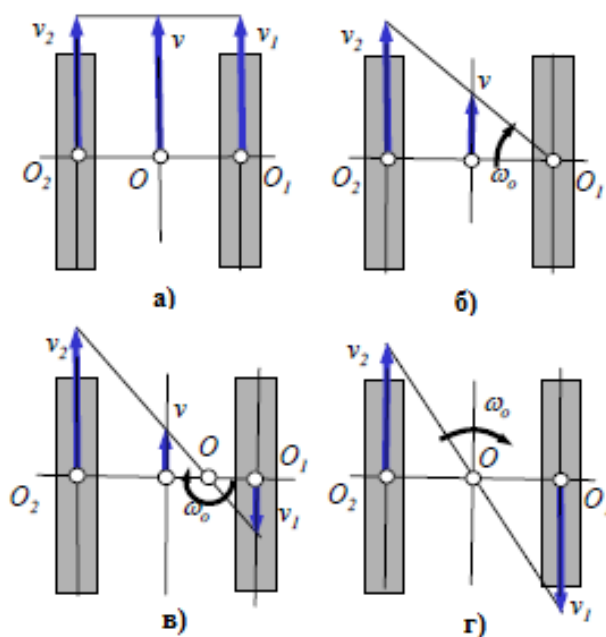
добиа се радијус R заокретања центра возила:

$$R = \frac{(V_2 + V_1) \cdot 0,5B}{V_2 - V_1} \quad (4.5)$$

где је:

B - распон (колотраг) гусеница.

Израз (4.5) показује да је при истим смеровима и истој величини брзина гусеница, радијус окретања бесконачан (слика 4.5а), односно возило се креће праволинијски. Са порастом разлика истосмерних брзина радијус окретања се смањује (слика 4.5б). Ако су брзине гусеница различитих смерова и интезитета (слика 4.5в) радијус окретања је $R < B/2$. За исте брзине супротних смерова (слика 4.5г), радијус окретања је $R=0$, при чему се машина окреће у месту.



Слика 4.5 Заокретање гусенице [7]

4.4 Заокретање са проклизавањем гусеница

При стварном заокретању машине, ослоне површине гусеница са подлогом образују фрикциони пар између којих се јавља проклизавање или клизање (слика 4.6). Међутим, у фрикционим равнима постоје јединствене тачке C_1 и C_2 у којима нема клизања ни проклизавања. Ове тачке се називају *полом заокретања гусеница* и у случају проклизавања и клизања, не поклапају се са геометријским центрима O_1 и O_2 ослоних површина гусеница.

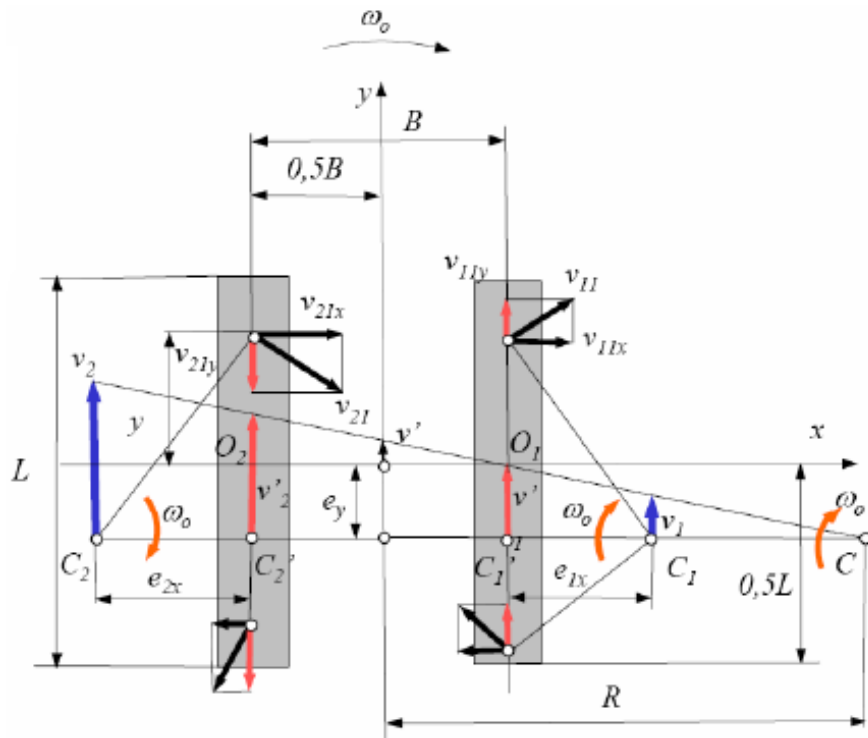
Машина се окреће око тачке C , која се назива *центром заокретања* или *тренутним полом заокретања машине*. Тачке C , C_1 и C_2 увек леже на једној правој која се назива *линија центара заокретања*. Ова права лежи у вертикалној попречној равни машине померена од x осе на растојање e_y . Координате положаја полова заокретања гусеница у односу на осе x и y су: e_{1x} , e_{1y} и e_{2x} , e_{2y} , и називају се *екцентрицитети полова окретања*, при чему је: $e_{1y} = e_{2y} = e_y$.

Положај полова заокретања зависи од:

- параметара погона гусеница,
- расподеле притиска по ослоним површинама гусеница,
- отпора кретања и
- проклизавања или клизања гусеница.

Ако бежећа гусеница при заокретању проклизава, при томе њен пол окретања C_2 увек лежи на спољној страни ослоне површине у односу на уздужну осу симетрије гусенице. Под унутрашњом страном ослоне површине се подразумева међугусенична површина са подужним осама обе гусенице.

Заостајућа гусеница при заокретању машине може да проклизава (при учесталом кочењу и сталном радијусу окретања) и да клиза (услед потпуног кочења). При проклизавању заостајуће гусенице пол окретања C_1 лежи са унутрашње стране, а при клизању на спољашњој страни ослоне површине. На слици 4.6 је приказан положај пола C_2 при проклизању бежеће гусенице и положај пола C_1 при клизању заостајуће гусенице.



Слика 4.6 Заокретање са проклизавањем гусеница [7]

Угаона брзина окретања машине ω_0 може се одредити помоћу једначине:

$$\omega_0 = \frac{V_2 - V_1}{e_{1x} + B + e_{2x}} \quad (4.6)$$

где је:

V_1 и V_2 - преносне брзине костура машина у тачкама које се поклапају са половима окретања бежуће и заостајуће гусенице,

e_{1x} , e_{2x} - ексцентрицитети полова окретања бежеће и заостајуће гусенице,

B - распон гусеница.

4.5 Кинематика кретања бежеће гусенице

Брзина V_{21} било које тачке бежеће гусенице на произвољном растојању у од x осе, може се изразити преко радијуса и угаоне брзине те тачке у односу на пол C_2 :

$$V_{21} = \omega_0 \sqrt{e_{2x}^2 + (y + e_y)^2} \quad (4.7)$$

Брзина проклизавања V_{21y} бежеће гусенице дуж у осе је константна и има смер супротан кретању машине:

$$V_{21y} = V_{21y} \cdot \delta_2 = \omega_2 \cdot r \cdot \delta_2 \quad (4.8)$$

где је:

δ_2 - проклизавање бежеће гусенице,

ω_2 - угаона брзина ланчаника погонског тачке бежеће гусенице,

r - подеони полупречник ланчаника бежеће гусенице.

Брзина проклизања V_{21y} бежеће гусенице у тачки C_2' која лежи на пресеку уздужне осе симетрије бежеће гусенице и линије центара окретања, може се изразити преко ексцентрицитета пола обртања C_2 и угаоне брзине окретања једначином:

$$V_{21y} = \omega_0 \cdot e_{2x} \quad (4.9)$$

Коришћењем једначина (4.8) и (4.9) може се одредити ексцентрицитет пола бежеће гусенице:

$$e_{2x} = r\delta_2 \frac{\omega_2}{\omega_0} \quad (4.10)$$

Пројекција брзине V_{21} на осу x има различите смерове у односу на линију центара окретања. У тачки C_2' она је једнака нули ($V_{21x}=0$).

Из плана брзина при заокретању возила, брзина пола окретања C_2 бежеће гусенице је:

$$V_{21y} = \omega_0(R + e_{2x} + 0,5B) \quad (4.11)$$

С друге стране, брзина машине у тачки која се поклапа са полом окретања бежеће гусенице C_2 , једнака је теоријској брзини кретања машине при праволинијском једноликом кретању:

$$V_2 = \omega_2 \cdot r \quad (4.12)$$

Брзина костура машине V_2' , односно подлоге у тачки C_2' може се одредити, с једне стране, из плана брзина:

$$V_2' = \omega_0 \cdot (R + 0,5B) \quad (4.13)$$

и са друге стране, умањењем теоријске брзине кретања возила V_2 при праволинијском једноликом кретању за одговарајућу брзину V_{21y} бежеће гусенице:

$$V_2' = V_2 - V_{21y} = V_2 - V_{2\delta 2} = V_2(1 - \delta_2) \quad (4.14)$$

4.6 Кинематика кретања заостајуће гусенице

Кинематика заостајуће гусенице при клизању аналогна је кинематици бежеће гусенице. Брзина V_{11} било које тачке заостајуће гусенице на произвољном растојању у од x осе, може се изразити преко радијуса и угаоне брзине те тачке у односу на пол C_1 :

$$V_{11} = \omega_0 \sqrt{e_{1x}^2 + (y + e_y)^2} \quad (4.15)$$

Брзина клизања V_{11y} заостајуће гусенице дуж y осе је константна и има смер кретања возила, а одређена је једначином:

$$V_{11y} = V_1 \cdot \delta_1 = \omega_1 \cdot r \cdot \delta_2 \quad (4.16)$$

где је:

δ_1 -клизање заостајуће гусенице,

ω_1 - угаона брзина ланчаника заостајуће гусенице,

r - подеони полупречник ланчаника заостајуће гусенице.

Брзина клизања V_{11y} заостајуће гусенице у тачки C_1' која лежи на пресеку уздужне осе симетрије заостајуће гусенице и линије центара окретања, може се изразити преко ексцентрицитета пола обртања C_1 и угаоне брзине окретања возила:

$$V_{11y} = \omega_0 \cdot e_{1x} \quad (4.17)$$

Коришћењем једначина (4.16) и (4.17), може се одредити ексцентрицитет пола C_1 заостајуће гусенице:

$$e_{1x} = r \cdot \delta_1 \frac{\omega_1}{\omega_0} \quad (4.18)$$

Брзина клизања заостајуће гусенице може се изразити разликом брзина:

$$V_{11y} = V_1' - V_1 \quad (4.19)$$

Коришћењем једначина (4.17) и (4.19) ексцентрицитет пола окретања заостајуће гусенице може се одредити изразом:

$$e_{1x} = \frac{V_1' - V_1}{\omega_0} \quad (4.20)$$

Анализом једначине (20) долазимо до следећих закључака:

- уз услов да је $V_1 < V_1'$, и тежњу приближавања величина брзина: $V_1 \rightarrow V_1'$, пол обртања C_1 који се налази на спољашњој страни ослоне површине, приближава се ка тачки C_1' заостајуће гусенице која при заокретању возила има клизање,
- за исте вредности брзина $V_1 = V_1'$ пол C_1 и тачка C_1' се потпуно поклапају,
- при услову да је $V_1 > V_1'$, пол обртања C_1 би се налазио на унутрашњој страни ослоне површине унутрашње гусенице која би у том случају проклизавала.

Пројекција брзине V_{11} на осу x при клизању има различите смерове у односу на линију центара окретања. У тачки C_1' она је једнака нули ($V_{11x} = 0$). Из плана брзина при заокретању возила следи да је брзина пола заокретања заостајуће гусенице при њеном клизању једнака:

$$V_1 = \omega_0 \cdot (R - e_{1x} - 0,5B) \quad (4.21)$$

4.7 Радијус зокретања возила

Из односа брзина тачака машине које се поклапају са половима окретања гусеница:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R + e_{2x} + 0,5B}{R - e_{1x} - 0,5B} \quad (4.22)$$

добива се радијус окретања R средишта машине у случају проклизавања бежеће и клизања заостајуће гусенице кретног механизма који зависи од трансмисије кретања ослоно-кретног механизма возила:

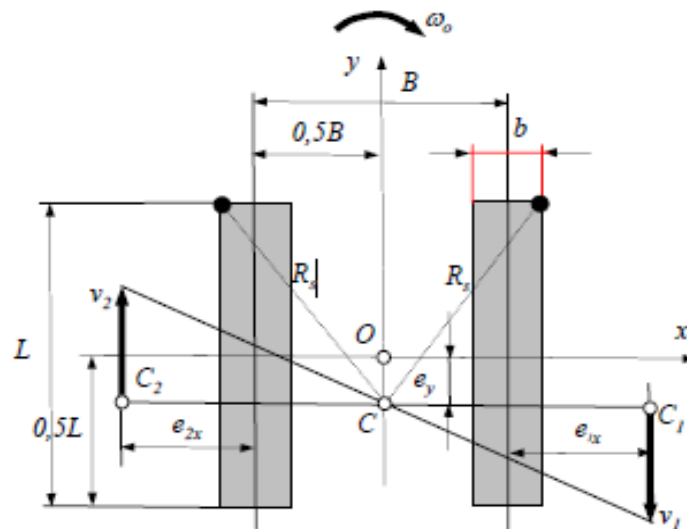
$$R = \frac{V_1(e_{2x} + 0,5B) + V_2(e_{1x} + 0,5B)}{V_2 - V_1} \quad (4.23)$$

Код трансмисија чија кинематика омогућује само истосмерне брзине гусеница минимални радијус окретања возила се постиже када је заостајућа гусеница укочена ($V_1=0$):

$$R_{min} = e_{1x} + 0,5B \quad (4.24)$$

Осно-кретни механизми са трансмисијама које омогућују супротносмерне брзине гусеница имају боље маневарске способности јер могу остварити радијус заокретања машине једнак нули ($R_{min}=0$). Тада су брзине гусеница исте али супротног смера ($V_2=-V_1$) (слика 4.7), при чему се возило окреће у месту и крајње ивице гусеница описују круг радијуса R_S :

$$R_S = \sqrt{(e_y + 0,5L)^2 + (0,5b + 0,5B)^2} \quad (4.25)$$



Слика 4.7 Шематски приказ заокретања возила са супротносмерним брзинама [7]

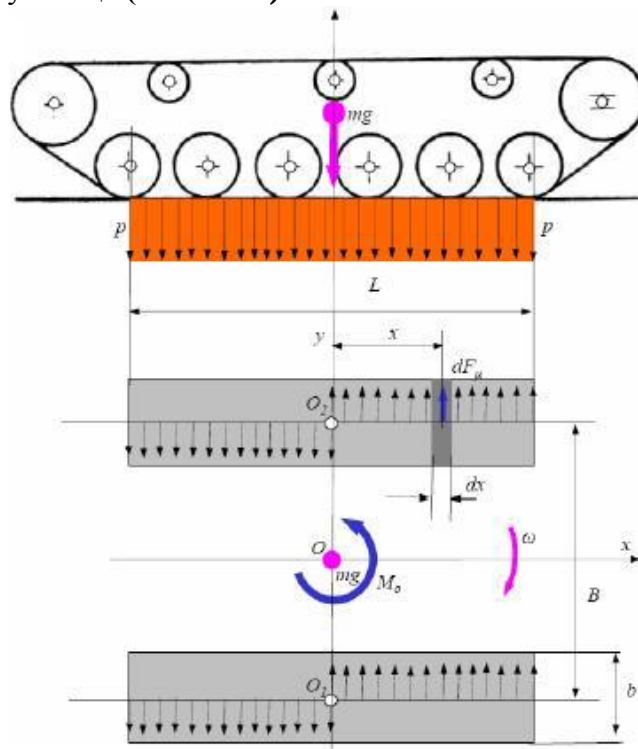
5. Динамика процеса заокретања возила

За дефинисање основних параметара мотора и агрегата трансмисије или утврђивање перформанси гусеничних возила неопходно је познавати величине отпора који се јављају току коришћења гусеничних возила.

5.1 Заокретање гусеничних возила на равној подлози без проклизавања и са проклизавањем гусеница

При овим случајевима уводе се следеће претпоставке:

- површински притисак на подлогу је подједнако распоређен по ослоној површини гусеница,
- отпор момента заокретања гусеница настаје услед сила трења које ствара притисак машине на подлогу и
- елементарне силе трења су нормалне и подједнако расподељење у односу на подужну осу гусеница (слика 5.1).



Слика 5.1 Отпори који се јављају при заокретању возила [7]

Елементарна сила трења једнака је:

$$dF_{\mu} = \mu_0 \cdot p \cdot b \cdot dx \quad (5.1)$$

при чему површински притисак има вредност :

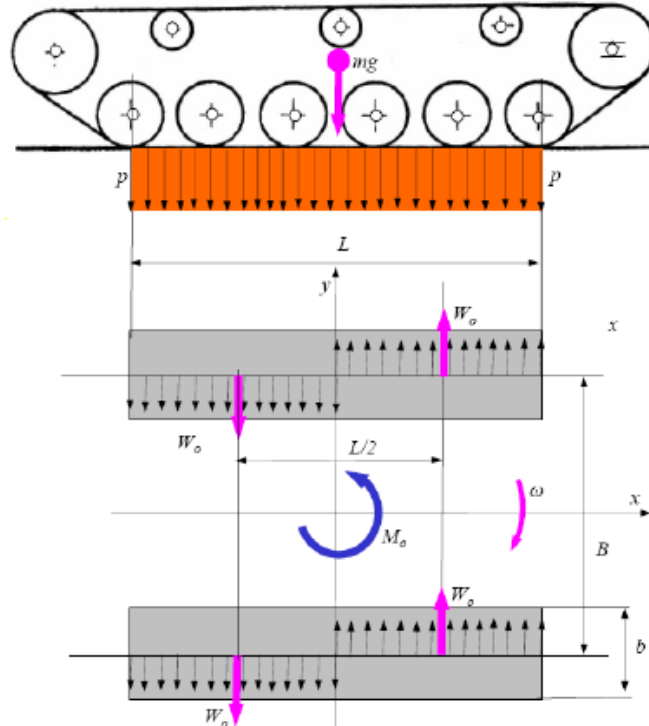
$$p = \frac{g \cdot m}{2L \cdot b} \quad (5.2)$$

Укупни момент отпора заокретања на равној подлози *без проклизавања гусеница* (слика 5.2) једнак је:

$$M_0 = 2 \cdot W_0 \frac{L}{2} = 2 \cdot p \cdot b \frac{L}{2} \cdot \mu_0 \frac{L}{2} = 2 \frac{g \cdot m}{2L \cdot b} \cdot b \frac{L}{2} \cdot \mu_0 \frac{L}{2} \quad (5.3)$$

Из једначине (5.3) следи :

$$M_0 = \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4} \quad (5.4)$$



Слика 5.2 Отпори који се јављају при заокретању возила [7]

Укупни момент отпора заокретања на равној подлози **са проклизавањем гусеница** једнак је:

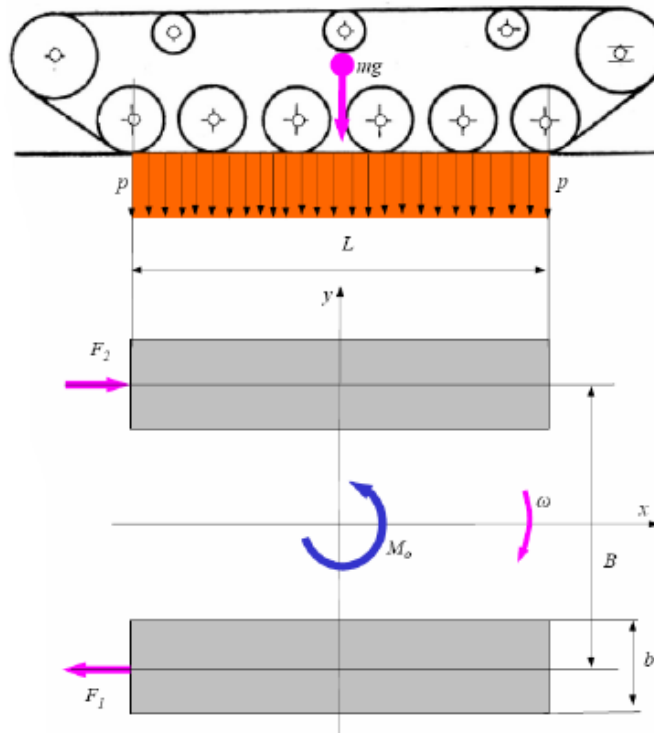
$$M_0 = \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4} k_0 \quad (5.5)$$

где је:

k_0 - фактор корекције момента отпора заокретања возила са проклизавањем (клизањем) гусеница.

Потребна сила вуче F_1 , F_2 , једне гусенице да би се савладао момент отпора при заокретању на равној подлози **без проклизавања** гусеница (слика 5.3) дефинисана је следећим изразом:

$$F_1 = |F_2| = \frac{M_0}{B} = \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4B} \quad (5.6)$$

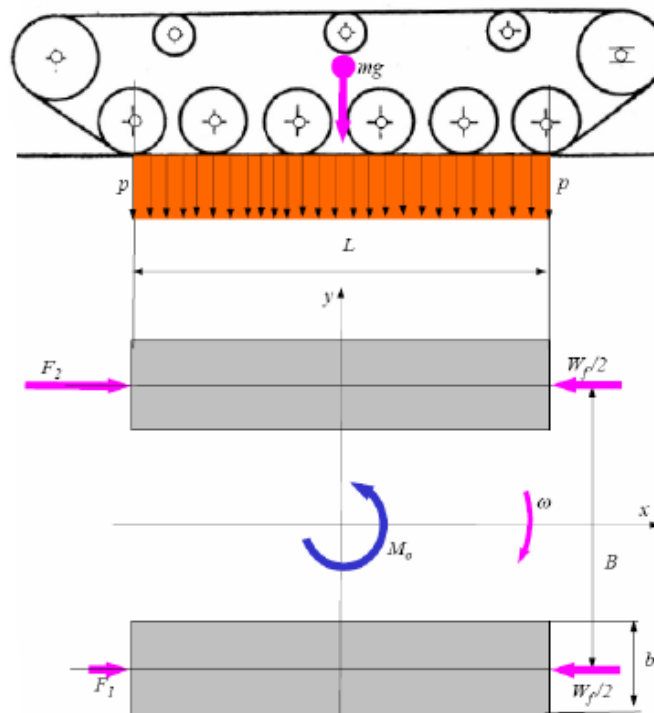


Слика 5.3 Отпори који се јављају при заокретању возила [7]

Да би се савладали укупни отпори кретања, вучне силе су дефинисане изразима (слика 5.4):

$$F_1 = \frac{W_f}{2} - \frac{M_0}{B} = f \frac{m \cdot g}{2} - \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4B} \quad (5.7)$$

$$F_2 = \frac{W_f}{2} + \frac{M_0}{B} = f \frac{m \cdot g}{2} + \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4B} \quad (5.8)$$



Слика 5.4 Отпори који се јављају при заокретању возила [7]

Услов кретања при праволинијском кретању и заокретању на равном путу без проклизавања гусеница је:

$$\mu_p \frac{m \cdot g}{2} \geq F_2 \quad (5.9)$$

одакле следи:

$$\mu_p \frac{m \cdot g}{2} \geq f \frac{m \cdot g}{2} + \mu_0 \frac{m \cdot g \cdot L}{4B} \quad (5.10)$$

$$\frac{L}{B} \geq \frac{2(\mu_p - f)}{\mu_0} \quad (5.11)$$

Детаљније обрађен проблем динамике при заокретању гусеничних возила на равној подлози биће приказан кроз прорачун биланса и тока снаге у заокрету у наставку (у глави 6.2).

6. Анализа биланса и тока снаге за различите типове система за управљање возила са гусеницама

6.1 Системи преноса снаге

Најједноставнији начин преноса енергије, који се може применити код разних погона и машина, је механички пренос преко полуга, вратила, спојница и зупчаника. Са развојем технике повећавају се захтеви при преносу енергије: захтева се променљивост брзине кретања, обртног момента, периодично прекидно кретање и др. Ове сложене захтеве у систему преноса снаге са успехом могу да реше хидраулички преносници снаге [8].

Хидраулички преносник представља уређај у коме се помоћу флуида преноси енергија са једног места на друго, али у овом уређају се обављају и друге функције: трансформација једног облика енергије у други, регулација протока, притиска и смера кретања флуида. Сваки хидраулички систем састоји се из три основне групе елемената:

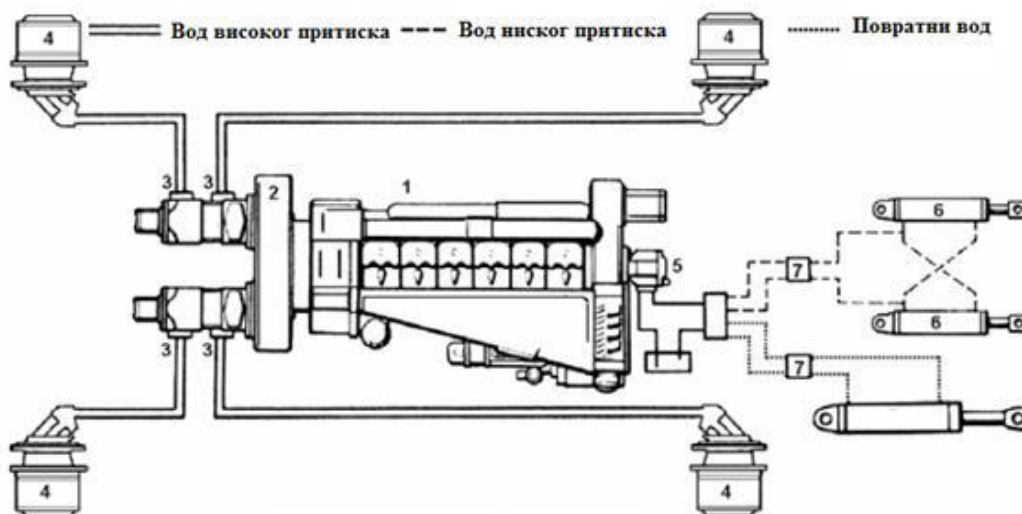
- погонског агрегата,
- управљачко регулационих елемената и
- извршног органа (једног или више).

6.1.1 Хидростатички пренос снаге

Хидростатички пренос остварује се преносом притиска у једном затвореном струјном колу, између пумпе, која механичку енергију трансформише у енергију притиска и мотора који енергију притиска трансформише у механички рад. При овом преносу флуид мора да буде нестишљив како у преносу не би наступила промена, из чега произилази коришћење хидрауличног уља одговарајућег вискозитета, као најповољнијег флуида за хидростатички пренос снаге.

На **слици 6.1** приказан је хидростатички пренос снаге. Ознаке на слици су следеће:

- | | |
|-----------------|--------------------------------------|
| 1. дизел мотор, | 5. хидропумпа за управљање системом, |
| 2. редуктор, | 6. хидроцилиндри за управљање и |
| 3. хидропумпе, | 7. вентили. |
| 4. хидромотори | |



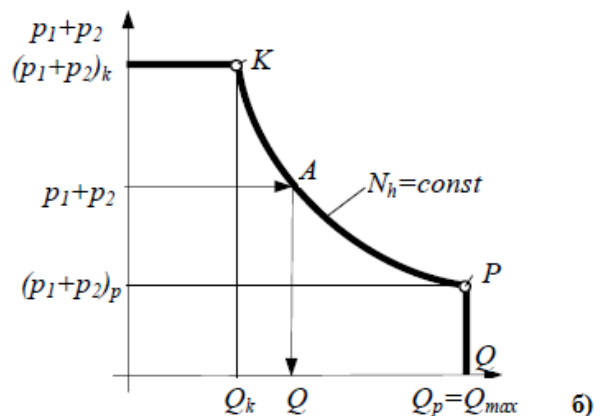
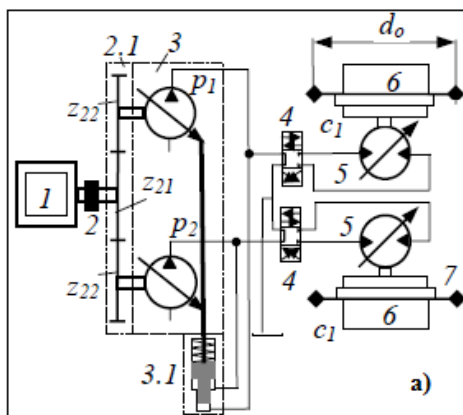
Слика 6.1 Хидростатички пренос снаге [8]

Хидростатички пренос снаге захтева затворено флуидно коло пумпа-мотор. Заптивање металних делова пумпе и висок квалитет обраде је услов да би се механичка енергија трансформисала у притисак. Ефикасност трансформације већих снага постиже се коришћењем високих притисака, што је и један од главних недостатака примене хидростатичког погона у пракси.

6.1.2 Трансмисија за погон гусеница са два отворена хидростатичка кола

Трансмисија са два отворена хидростатичка кола примењује се код гусеничних машина, код којих кретање нема велики значај при обављању задатака. Ту спадају хидраулички багери, бушилице итд., односно машине које стоје када им се одвија манипулациони задатак, а кретање им служи за кратка премештања на градилишту, из једног у други радни простор [9]. Опште концепцијско решење трансмисије са два отворена хидростатичка кола за погон кретања гусеничне машине (слика 6.2а) чине:

1. дизел мотор,
2. еластична спојница, 2.1- зупчасти разделник
3. хидропумпе су једносмерне са збирним регулятором, 3.1 заснованом на критеријуму константне хидрауличке снаге (слика 6.2б),
4. разводници,
5. модуларни преносник с1 погона кретања са интегрално спојеним хидромотором
6. планетарни редуктор и
7. погонски ланчаник гусенице који се везује за планетарни редуктор.



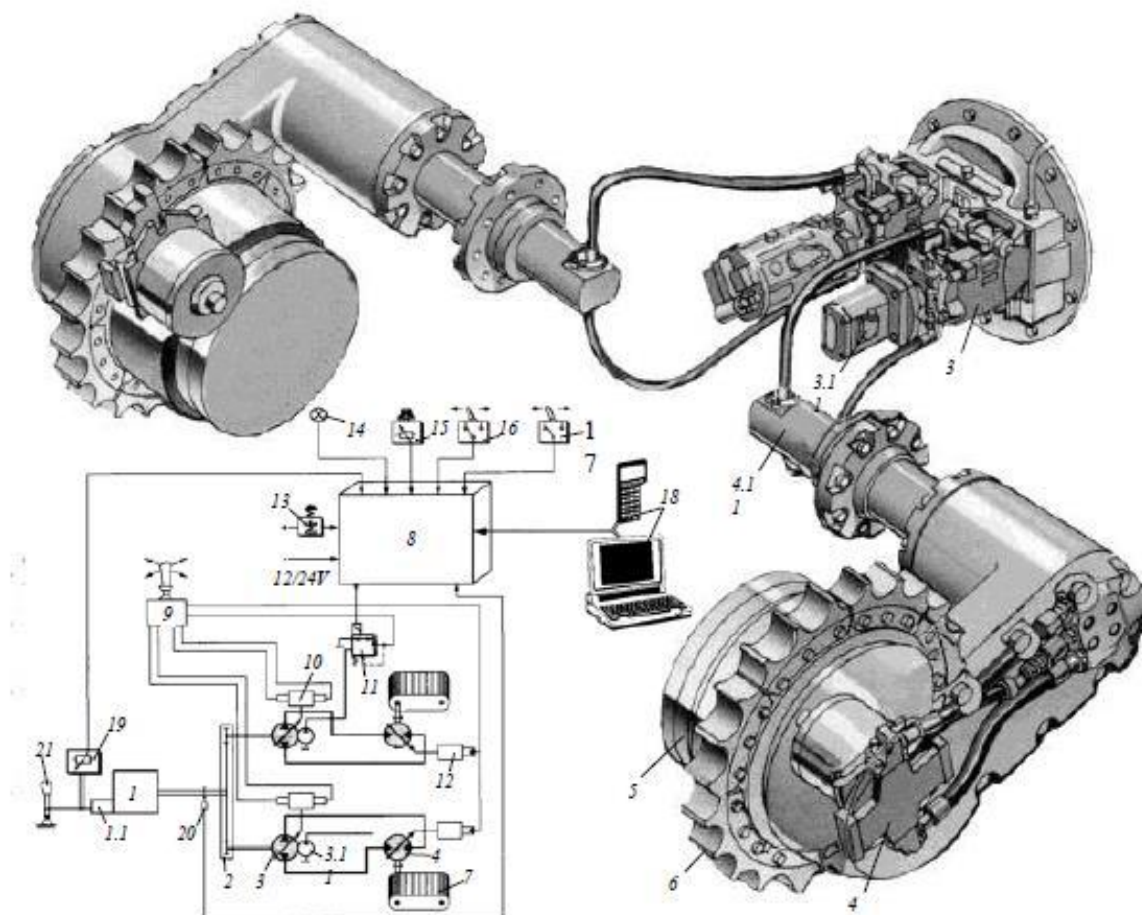
Слика 6.2 Хидростатичка трансмисија кретања гусеничних возила и мобилних машина: а) функционална шема, б) дијаграм регулације хидропумпе трансмисије [9]

Управљање машином врши се помоћу два троположајна разводника. Када су разводници у неутралном положају нема кретања машине, јер је проток хидропумпи усмерен према резервоару система. Када су разводници налазе у истом положају, помоћу ножних или ручних командних разводника, хидромотори погона имају исти смер кретања, и тада машина врши праволинијско кретање. Када су разводници супротних положаја, гусенице имају супротносмерне брзине и долази до заокретања машине у месту. У случају да је један разводник укључен, а други искључен, машина скреће у страну тада непокретне гусенице. Наизменичним укључивањем и искључивањем одговарајућег разводника, формира се жељена испрекидана криволинијска путања.

6.1.3 Трансмисија са два затворена хидростатичка кола

Трансмисија са два затворена хидростатичка кола користе гусеничне машине (трактори гусеничари, чистачи снега, итд.) које се крећу када обављају манипулациони задатак (максималним брзинама до 15 km/h) са учесталим захтевима за окретањем, мењањем правца кретања и убрзавањем и заустављањем [9].

Код општег решења трансмисије са два затворена хидростатичка кола за погон кретања гусеничних машина (слика 6.3), дизел мотор (1) предаје енергију преко, еластичне спојнице (2) и зупчастог разделника (2.1), двосмерним клипно-аксијалним хидропумпама (3). Хидропумпе преко два одвојена затворена кола напајају два клипно-аксијална хидромотора (5). Хидромотори су интегрално повезани са редукторима (6) за које се везују погонски ланчаници (7) гусеница (8). Управљање кретањем машине се остварује регулацијом специфичних протока хидропумпи и хидромотора. Регулација зависи од притиска регулације који приме регулатори (3.1 и 5.1) хидропумпе и хидромотора одпомоћне хидропумпе (3.3) преко електро-хидрауличног вентила (4.2) и командног разводника (4.1). Величина притиска регулације је пропорционална електро сигналу који електро-хидраулички вентил прими од микроконтролера (4.3). Електро сигнал зависи од сигнала стања система, регистрованих давачима броја обртаја (4.4) и команде гаса (4.5) дизел мотора и задатих сигнала преко командних тастера (4.6, 4.7 и 4.8) као и од софтвера микроконтролера чији се параметри могу мењати спољашњим рачунаром (4.9).

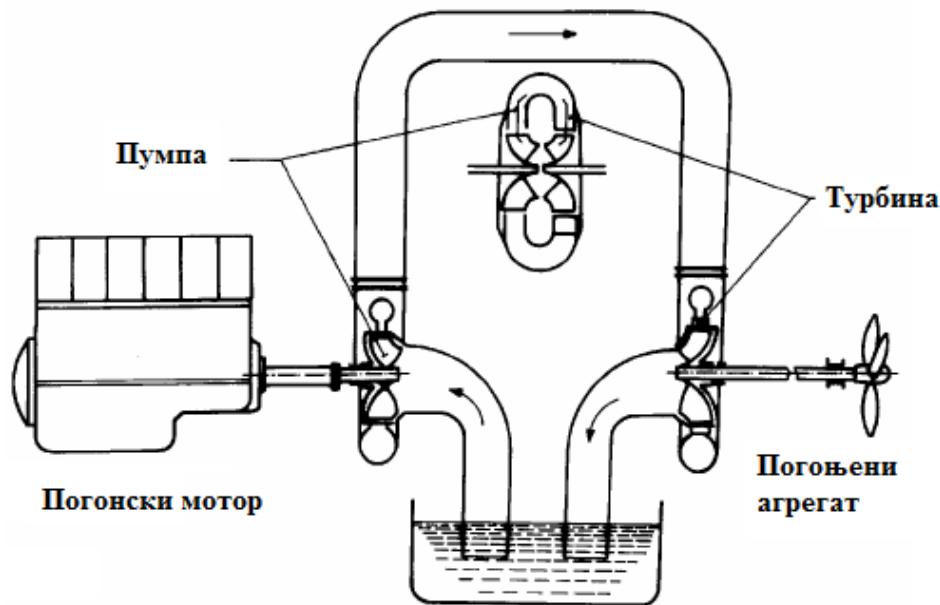


Слика 6.3 Шема и физички модел хидростатичке трансмисије са два затворена кола [9]

6.1.4 Хидродинамички преносници снаге

Хидродинамички преносници снаге спадају у групу хидрауличких преносника. За пренос енергије користи кинетичку енергију масе флуида у неком примарном радном колу - пумпа, која се успорава у секундарном радном колу - турбина. Механички рад у пумпи се трансформише (убрзавањем флуида) у кинетичку енергију која се (успоравањем флуида) у турбини поново претвара у механички рад. На **слици 6.4** приказан је принцип рада хидродинамичког преноса снаге.

Хидродинамички пренос снаге не захтева потпуно затворено флуидно коло, јер између пумпе и турбине постоји одређени процеп, па је и трење сведено на трење течности при протицању. За разлику од хидростатичког преноса снаге, за хидродинамички пренос није најважнији услов квалитет обраде. Снага која се може пренети је ограничена једино издржљивошћу материјала.

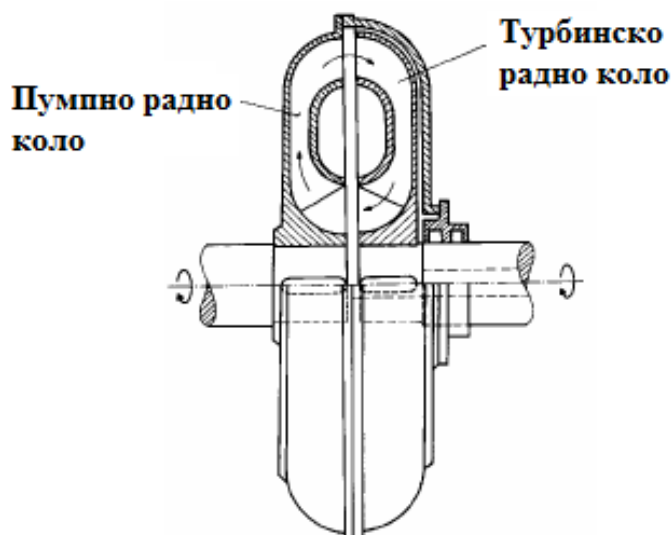


Слика 6.4 Принципу рада хидродинамичког преноса снаге [8]

Хидродинамичким преносницима припадају:

- хидродинамичке спојнице,
- хидродинамички претварачи и
- хидродинамичке кочнице (ретардери).

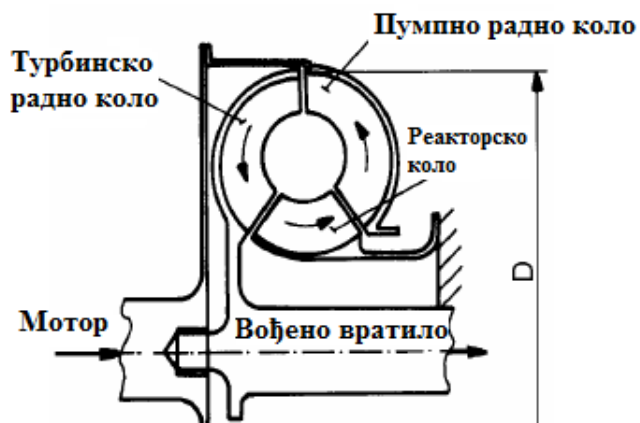
Хидродинамичка спојница преноси енергију између погонског мотора и погоњеног дела трансмисије посредством флуида-хидрауличког уља, без чврстемеханичке везе. Састоји се из два основна хидрауличка елемента: радног кола пумпе и радног кола турбине (**слика 6.5**).



Слика 6.5 Шема хидродинамичке спојнице [8]

Снага се са вратила радног кола пумпе, које је везано за погонски агрегат, преноси на вратило радног кола турбине које је везано за гоњени агрегат (машину), преко радног флуида који струји у радним колима. Облик радних кола је такав да омогућава затворени круг циркулације флуида из радног кола пумпе у радно коло турбине. То обезбеђује ефикасан начин "еластичног" преноса снаге са погонског на гоњени агрегат (машину).

Хидродинамички претварачи момента преносе и трансформишу енергију између погонског мотора и погоњеног дела трансмисије посредством флуида-хидрауличног уља без чврсте (механичке везе) вратила. Промена излазног момента и броја обрта врши се континуално и потпуно аутоматски, зависно од оптерећења излазног вратила. На **слици 6.6** дата је шема хидродинамичког претварача момента. Његови главни делови јесу лопатична радна кола: пумпно, турбинско и споредно (реакторско).

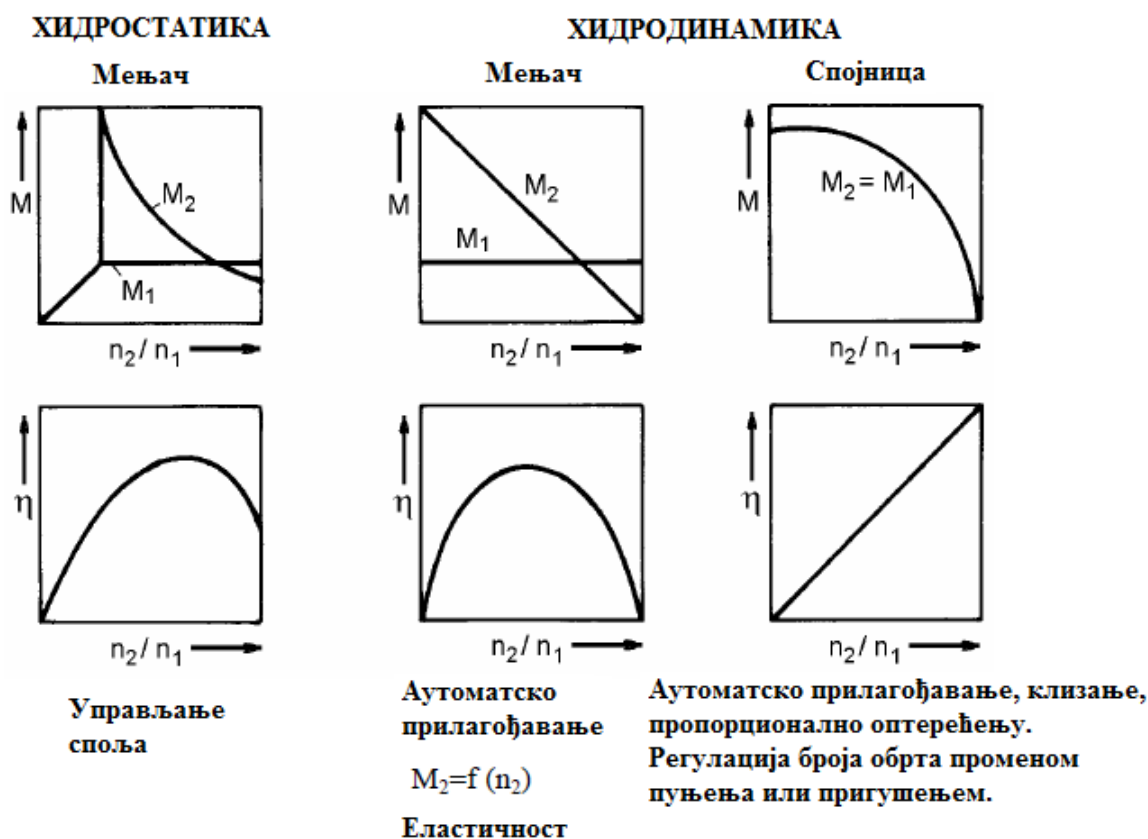


Слика 6.6 Принципијелна шема хидродинамичког претварача момента [8]

На **слици 6.7** приказано је упоређивање хидростатичког и хидродинамичког преноса снаге. На основу дијаграма се закључује да хидростатички пренос има повољнији облик криве степена корисности. Предност хидродинамичког преноса је у томе што се момент и број обрта аутоматски прилагођавају радним условима, док се код хидростатичког преноса регулација мора вршити спољним импулсима. Аутоматско

прилагођавање радним условима омогућава еластичност хидродинамичког преноса, што представља предност у примени, нарочито код честих промена радних услова.

Ако се упореде ова два система преноса снаге на бази габарита, може се закључити да при преносу малих снага предност има хидростатички пренос. Снага хидродинамичког преноса је, при одређеној специфичној тежини флуида и броју обрта, зависна од петог степена пречника ($M=c \cdot \rho \cdot D^5 \cdot n^2$), тако да је при преносу великих снага повећање пречника минимално. Из овог јасно произилази да је предност хидродинамичког преноса само при великим снагама, а да за мале снаге предност поседује хидростатички пренос.



Слика 6.7 Упоређивање хидростатичког и хидродинамичког преноса снаге [8]

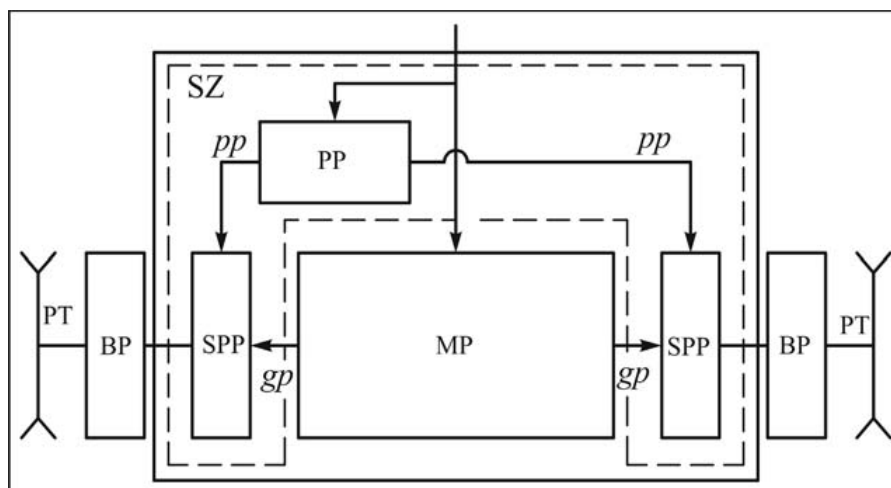
Општи закључак о предности једног или другог система може се донети када се узму у обзир приказани фактори, као и низ других: понашање у експлоатацији, век трајања, услови одржавања и руковања, начин израде и др. Што се тиче компликованости производње предност имају хидродинамички агрегати и елементи, јер не захтевају квалитетну обраду. Експлоатација и руковање су лакши са елементима хидродинамичког преноса, који не захтевају посебну негу и одржавање, што је код хидростатичког преноса од суштинске важности за век трајања.

Посматрано у најширим условима примене и на данашњем нивоу технике, хидродинамички пренос има минималну предност, над хидростатичким. Има случајева где је предност хидростатичког преноса изразита, а примена неминовна.

6.2 Анализа биланса и тока снаге у заокрету возила са гусеницама

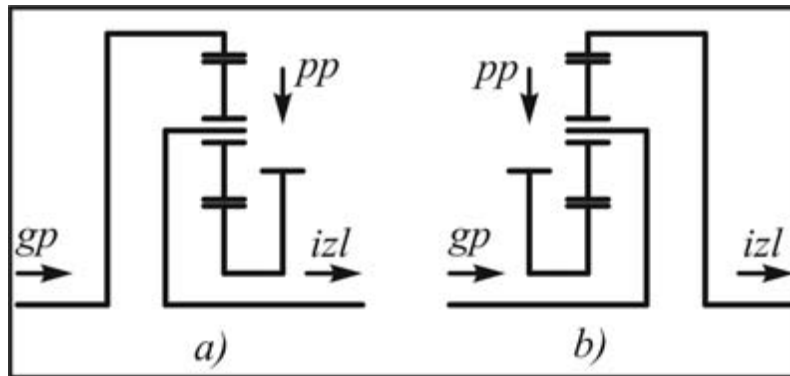
Пошто би обим рада био већи од предвиђеног мастер радом, у наставку ће бити спроведена анализа само за типичне представнике симетричних и несиметричних система за заокрет са два тока снаге. Аналогно са овом анализом, могла би бити спроведена иста за остале типове гусеничних возила.

Код брзоходних гусеничних возила (БГВ), поред вучних перформанси праволинијског кретања, интересантне су и вучне перформансе заокрета пошто се заокрет изводи обезбеђивањем различитих брзина премотавања гусеница. Кинематска шема система за заокрет има значајан утицај на остваривање жељених вучних перформанси заокрета. Код старијих реализација система за заокрет брзоходних гусеничних возила у примени су били системи са једним током снаге који су обезбеђивали скромне вучне перформансе, уз знатно клизање фрикционих елемената. Увођењем система за заокрет са два тока снаге долази до знатног побољшања вучних перформанси заокрета, а омогућава се и рационално увођење хидростатичких компонената. У раду ће се анализирати утицај кинематске шеме система за заокрет на биланс снаге у заокрету за најчешће реализације система са два тока снаге. Анализа ће се вршити за читав дијапазон полупречника заокрета, од заокрета око гусенице до праволинијског кретања. Кинематске конфигурације система за заокрет са два тока снаге На **слици 6.8** приказана је блок шема система за пренос снаге који има систем за заокрет са два тока снаге. Основне компоненте система за пренос снаге су мењачки преносник (MP), систем за заокрет (SZ) који се састоји од помоћног погона (PP) и сумирајућег планетарног преносника (SPP) и бочни преносник (BP). Снага се преноси на погонски точак (PT) гусеничног кретања. У општем случају, код праволинијског кретања снага се може преносити истовремено главним погоном (gp) и помоћним погоном (pp), али је то ретко, због проблема везаних за циркулацију снаге у затвореном колу PP-MP-SPP. Најчешћи случај је да се при праволинијском кретању снага преноси само главним погоном. Помоћни погон укључује се искључиво при заокрету. Присуство два тока снаге у заокрету - главног и помоћног обезбеђује различите брзине премотавања гусеница.



Слика 6.8 Блок шема система за заокрет са два тока снаге

Кинематска конфигурација сумирајућег планетарног преносника битно утиче на перформансе возила. Код савремених БГВ најчешће су у питању две кинематске конфигурације, као на **слици 6.9**. Кинематска конфигурација, приказана на **слици 6.9а**, чешће се примењује због тога што при праволинијском кретању обезбеђује редукцију, чиме се обезбеђује да мењачки преносник буде димензионисан према мањем моменту. Конфигурација приказана на **слици 6.9б** обезбеђује компактну конструкцију система за пренос снаге, тако да је нашла примену код успешних реализација система за пренос снаге БГВ [10].

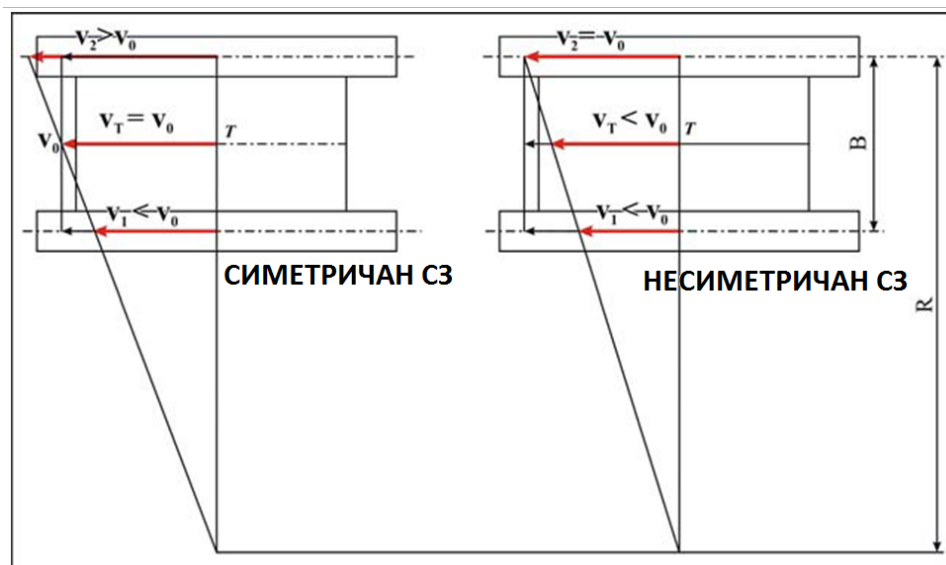


Слика 6.9 Најчешће кинематске конфигурације сумирајућег планетарног преносника [11]

Кинематска конфигурација помоћног погона може да обезбеди тзв. „симетричан“ или „несиметричан“ заокрет. Код симетричног заокрета брзина кретања тежишта возила приликом уласка у заокрет се не мења, док код несиметричног заокрета долази до њене промене – најчешће брзина спољашње гусенице остаје непромењена, тако да у заокрету долази до смањења брзине кретања возила. На **слици 6.10** приказане су брзине гусеница при праволинијском кретању и заокрету за симетричан и за несиметричан систем. Аналитички изрази за брзине премотавања гусеница у функцији брзине пре уласка у заокрет V_0 приказани су у **табели 6.1**. Код несиметричних система помоћни погон најчешће је реализован у виду једноступеног преносника са два фриксиона елемента за сваку гусеницу, док је код симетричних система помоћни погон најчешће реализован у виду тзв. „нултог“ вратила са једноступеним преносником у помоћном погону и по једним фриксионим елементом за заокрет у сваку страну [11].

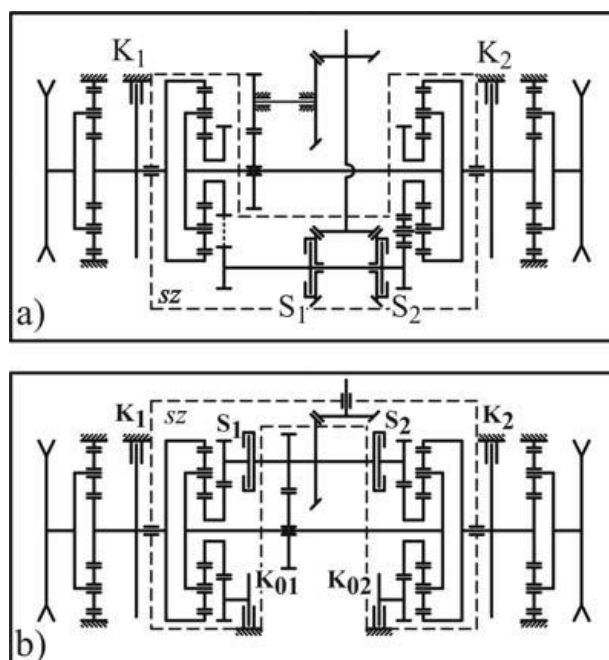
Табела 6.1 Брзина премотавања гусенице

Врста система	Несиметричан	Симетричан
Брзина премотавања унутрашње гусенице	$V_1 = \frac{R - B}{R} V_0$	$V_1 = \frac{2(R - B)}{2R - B} V_0$
Брзина премотавања спољашње гусенице	$V_2 = V_0$	$V_2 = \frac{2R}{2R - B} V_0$



Слика 6.10 Брзине кретања возила у заокрету [11]

У раду ће се разматрати две еквивалентне конфигурације система за пренос снаге које се разликују само у примењеном систему за заокрет. Као пример несиметричног система узет је систем за пренос снаге брзоходног гусеничног возила **БВП М80А** [11,12]. Кинематска конфигурација симетричног система добијена је тако што је разматраном несиметричном систему помоћни погон замењен нултим вратилом. На **слици 6.11** приказане су кинематске шеме разматраних система.



Слика 6.11 Кинематске конфигурације разматраних система за заокрет
а) симетричан систем; б) несиметричан систем [11]

6.2.1 Биланс снаге у заокрету

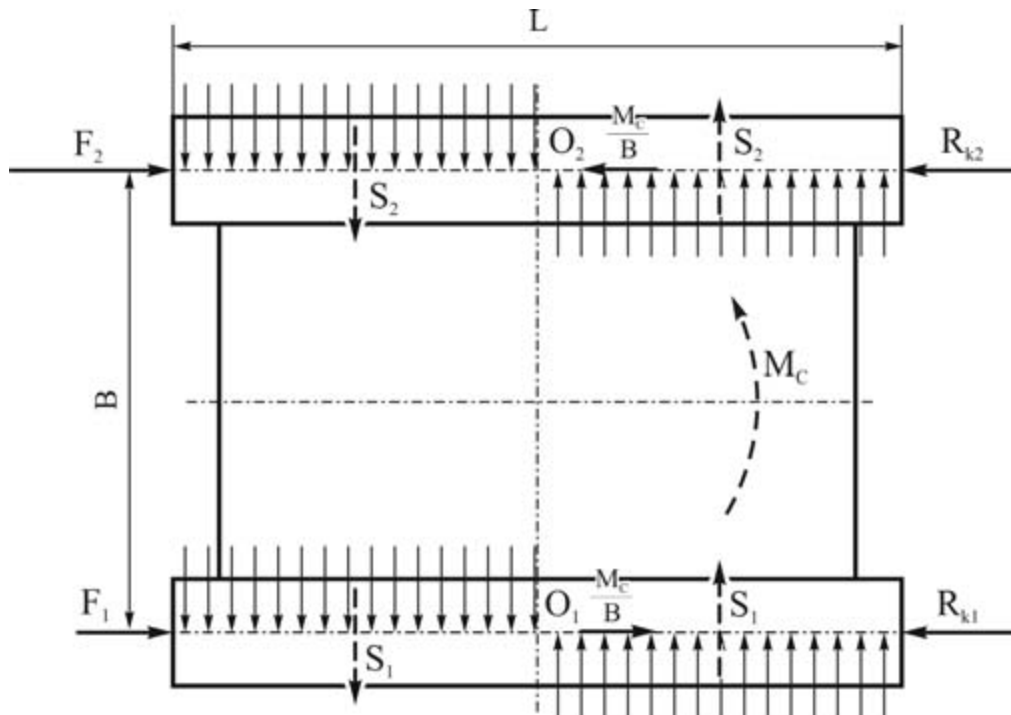
Биланс снаге гусеничног возила у заокрету показује однос снаге потребне за савладавање спољашњих отпора, снаге мотора потребне за извођење заокрета и расположиве снаге у функцији полупречника заокрета. Прорачунски услови за одређивање биланса снаге су [13,14]:

- заокрет возила је равномеран, без убрзавања и успоравања и изводи се на хоризонталној подлози;
- распоред специфичних притисака дуж контактне површине гусенице на равној подлози је правоугаони;
- разматрају се теоријске брзине и полупречници заокрета без узимања у обзир клизања и проклизавања гусеница;
- коефицијент пријањања и коефицијент отпора котрљања су константни, и
- отпор ваздуха се занемарује због релативно мале брзине кретања и величине осталих отпора.

Поред наведених претпоставки потребно је нагласити да брзина возила пре уласка у заокрет одговара максималној брзини кретања у датом степену преноса.

Да би се одредио биланс снаге у заокрету, поред брзина премотавања гусеница, потребно је познавати и силе које делују на гусенично возило при заокрету. Шема сила које делују на гусенично возило у заокрету за наведене услове приказана је на **слици 6.12**

На њој су приказане следеће силе и моменти: потребне силе на гусеницама за савладавање отпора (F_1, F_2), отпори праволинијског кретања (R_1, R_2), бочне силе отпора гусеница у заокрету (S_1, S_2) и момент отпора заокрету (M_c) који је последица бочних сила. У **поглављу 5** такође су приказане силе које делују на возило у заокрету.



Слика 6.12 Силе које делују на гусенично возило у заокрету [11]

Снага мотора потребна за извођење заокрета P_{mz} дефинише се следећим изразом:

$$P_{mz} = P_0 + P_{tr} + P_{kl} \quad (6.1)$$

где је:

P_0 – снага потребна за савладавање спољашњих отпора,

P_{tr} – снага потребна за савладавање унутрашњих отпора у елементима система за пренос снаге и гусеничном кретању,

P_{kl} – снага која се троши на клизање и проклизавање у фрикционим елементима (снага клизања).

Снага потребна за савладавање спољашњих отпора израчунава се према изразу [14].

$$P_0 = F_2 v_2 + F_1 v_1 \quad (6.2)$$

Потребне силе на гусеницама за остваривање заокрета у задатим условима израчунавају се према следећим изразима:

$$F_1 = R_{k1} - \frac{M_c}{B} = f \frac{G}{2} - \mu \frac{G \cdot L}{4 \cdot B} \quad (6.3)$$

$$F_2 = R_{k2} - \frac{M_c}{B} = f \frac{G}{2} + \mu \frac{G \cdot L}{4 \cdot B} \quad (6.4)$$

где је:

f – коефицијент отпора котрљања,

G – тежина возила,

μ – коефицијент отпора заокрета,

L – дужина контактне површине гусенице,

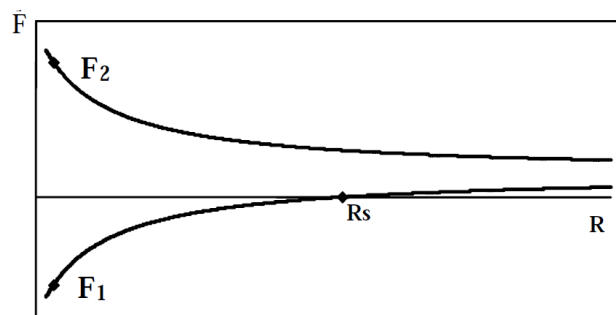
B – ширина трага возила.

Коефицијент отпора заокрета није константан и израчунава се према изразу

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{a(1-a)} \frac{R}{B} \quad (6.5)$$

где је a опитни коефицијент.

Због тога и потребне силе на гусеницама зависе од полупречника заокрета (слика 6.13). На основу израза за брзине премотавања гусеница (табела 6.1) и израза (6.3 и 6.4) за потребне силе на гусеницама за извођење заокрета добијају се коначни изрази за снагу P_0 .



Слика 6.13 Потребне силе на гусеницама при извођењу заокрета [11]

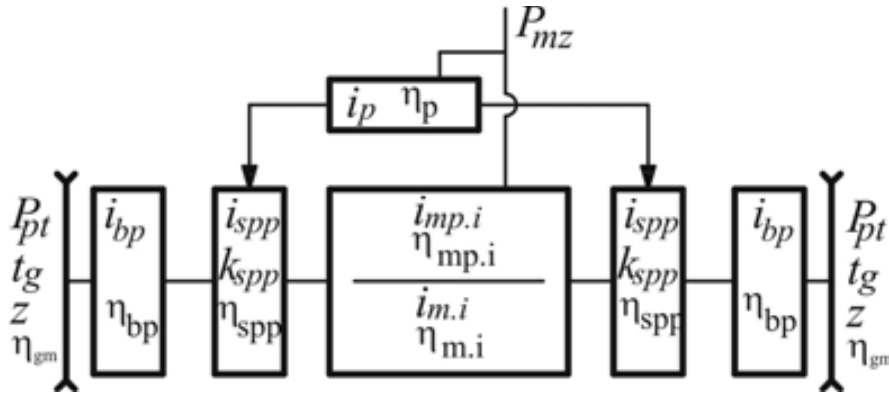
а) за симетричан систем

$$P_0 = \frac{2 \cdot R \cdot (F_1 + F_2) - 2 \cdot B \cdot F_1}{2 \cdot R - B} \cdot v_0 \quad (6.6)$$

б) за несиметричан систем

$$P_0 = \frac{(F_1 + F_2) \cdot R - F_1 \cdot B}{R} \cdot v_0 \quad (6.7)$$

Губици снаге у систему за пренос снаге и гусеничном кретању описују се степеном корисног дејства по токовима снаге у одређеном функционалном стању. Пошто су токови снаге за различита функционална стања различити, степен корисности одређује се на основу парцијалних степена корисности појединих агрегата који су приказани на **слици 6.14**. Поред степена корисности на слици су приказани и преносни односи (i), карактеристике сумирајућих планетарних преносника (κ), као и параметри погонског точка гусеничног кретања – број зубаца z и корак t_g , потребни за анализу заокрета.



Слика 6.14 Параметри система за пренос снаге [11]

Степен корисности гусеничног кретања је величина која има знатан утицај на биланс снаге. Постоје различити изрази за његово израчунавање, а у овом раду користиће се емпиријски израз [1]:

$$\eta_{gm} = 0,95 - 0,005v \quad (6.8)$$

где је:

v – брзина премотавања гусенице у km /h. Снага клизања се у општем случају одређује према изразу:

$$P_{kl} = M \cdot \Delta\omega \quad (6.9)$$

где је:

M– момент који преноси (апсорбује) фриксиони склоп,

$\Delta\omega$ – разлика угаоних брзина погонских и гоњених елемената фриксионих склопова.

Да би се одредила снага P_{kl} потребно је познавати оптерећења и угаоне брзине на фрикционим елементима који обезбеђују извођење заокрета у свим функционалним стањима система за заокрет. Због тога је потребно анализирати системе за заокрет и одредити функционална стања и њихове домене у функцији полупречника заокрета. Функционално стање система за заокрет одређено је дијапазоном полупречника заокрета у коме је активиран одређени фрикциони елемент (од делимичног до потпуног активирања). За одређивање токова снаге унутар система за заокрет важно је и каква је природа активних сила потребних за извођење заокрета (слика 6.13). Сила на спољашњој гусеници увек је позитивна и реализује се као вучна, док сила на унутрашњој гусеници може бити, зависно од полупречника заокрета, вучна, једнака нули или кочна. У табели 6.2 приказана су функционална стања разматраних система за заокрет и предзнак активне силе на унутрашњој гусеници.

Табела 6.2 Функционална стања система за заокрет [11]

	F_1	Симетричан		Несиметричан		
		S_1	K_1	K_{01}	S_1	K_1
$R = \infty$	+	—	—	+	—	—
$R_p < R < \infty$	+	—	—	±	—	—
$R = R_s$	0	±	—	—	—	—
$R_{pII} < R < R_s$	—	—	—	—	±	—
$R = R_{pII}$	—	+	—	—	+	—
$(R_{pI} = B) < R < R_{pII}$	—	—	±	—	—	±
$R = R_{pI} = B$	—	—	+	—	—	+
+ – фрикциони склоп укључен — – фрикциони склоп искључен ± – фрикциони склоп проклизава						

На основу табеле 6.2 закључује се да симетрични систем за заокрет има два функционална стања која су одређена активирањем спојнице S_1 и кочнице K_1 на унутрашњој гусеници. Код несиметричног система остварују се три функционална стања – прво искључивањем кочнице K_{01} , друго укључивањем спојнице S_1 , а треће укључивањем кочнице K_1 .

За одређивање токова снаге потребно је познавати и граничне полупречнике функционалних стања код којих су фрикциони елементи потпуно активирани. Ти полупречници називају се прорачунским и одређују најповољније услове рада фрикционих елемената. Оба разматрана система обезбеђују у сваком степену преноса по један прорачунски полупречник који је једнак ширини трага $R_{pI} = B$ и по један прорачунски полупречник који зависи од величине преносног односа у мењачком преноснику и унутрашњег преносног односа сумирајућег планетарног преносника. У табели 6.3 дати су изрази за одређивање тог прорачунског полупречника заокрета за разматране системе.

Табела 6.3 Прорачунски полупречници заокрета

Врста система	Несиметричан	Симетричан
Прорачунски полупречник заокрета	$R_{pII} = \frac{(1 + k_{spp})i_p}{i_m} B$	$R_{pII} = \frac{(1 + k_{spp})i_p + i_m}{2i_m} B$

На основу потребних активних сила на гусеницама и параметара гусеничног кретања и система за пренос снаге одређује се момент на фрикционим елементима, а на основу брзина премотавања гусеница и угаоне брзине на улазу у систем за пренос снаге – угаоне брзине елемената фрикционих преносника. Коначни изрази за снагу клизања дати су следећим изразима:

а) за симетричан систем

$$P_{kl} = \begin{cases} \frac{1}{i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{bp}} \left(\frac{F_2}{\eta_{gm.2}} - \frac{F_1}{\eta_{gm.1}} \right) \cdot \left(\frac{i_m}{1 + k_{spp}} - i_p \frac{B}{2R - B} \right) v_0, & \text{за } R > R_p \\ \frac{F_1 \cdot \eta_m}{\eta_{tr} \eta_{gm.1}} \cdot 2 \frac{2(R - B)}{2R - B} v_0 & \text{за } R > R_p \end{cases} \quad (6.10)$$

б) за несиметричан систем

$$P_{kl} = \begin{cases} \frac{F_1 \cdot r_{pt} \cdot \eta_m}{k_{spp} \cdot (1 + k_{bp}) \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{gm.1}} \cdot \frac{k_{spp} (1 + k_{bp})}{r_{pt}} \cdot \frac{B}{R} v_0, & \text{за } R > R_s \\ \frac{F_1 \cdot r_{pt} \cdot \eta_m}{i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{gm.1}} \cdot \left(\frac{i_m}{(1 + k_{spp})} - i_p \frac{B}{R} \right) \frac{v_0}{r_{pt}}, & \text{за } R_p < R < R_s \\ \frac{F_1 \cdot v_0}{\eta_{bp} \eta_{gm.1}} \cdot \frac{R - B}{R}, & \text{за } B < R < R_p \end{cases} \quad (6.11)$$

На основу израза (6.2), (6.6), (6.7), (6.10) и (6.11) добијају се коначни изрази за снагу мотора потребну за извођење заокрета:

а) за симетричан систем

$$P_{mz} = \begin{cases} \left(\frac{F_2}{\eta_{gm.2}} + \frac{F_1}{\eta_{gm.1}} \right) \cdot \frac{v_0}{\eta_{tr}} + \frac{i_m \cdot \eta_m}{i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{tr} (1 + k_{spp})} \left(\frac{F_2}{\eta_{gm.2}} - \frac{F_1}{\eta_{gm.1}} \right) \cdot v_0, & \text{за } R > R_p \\ \frac{1}{\eta_{tr}} \cdot \left(\frac{|F_1|}{\eta_{gm.1}} + \frac{F_2}{\eta_{gm.2}} \right) \cdot v_0 & \text{за } B < R < R_p \end{cases} \quad (6.12)$$

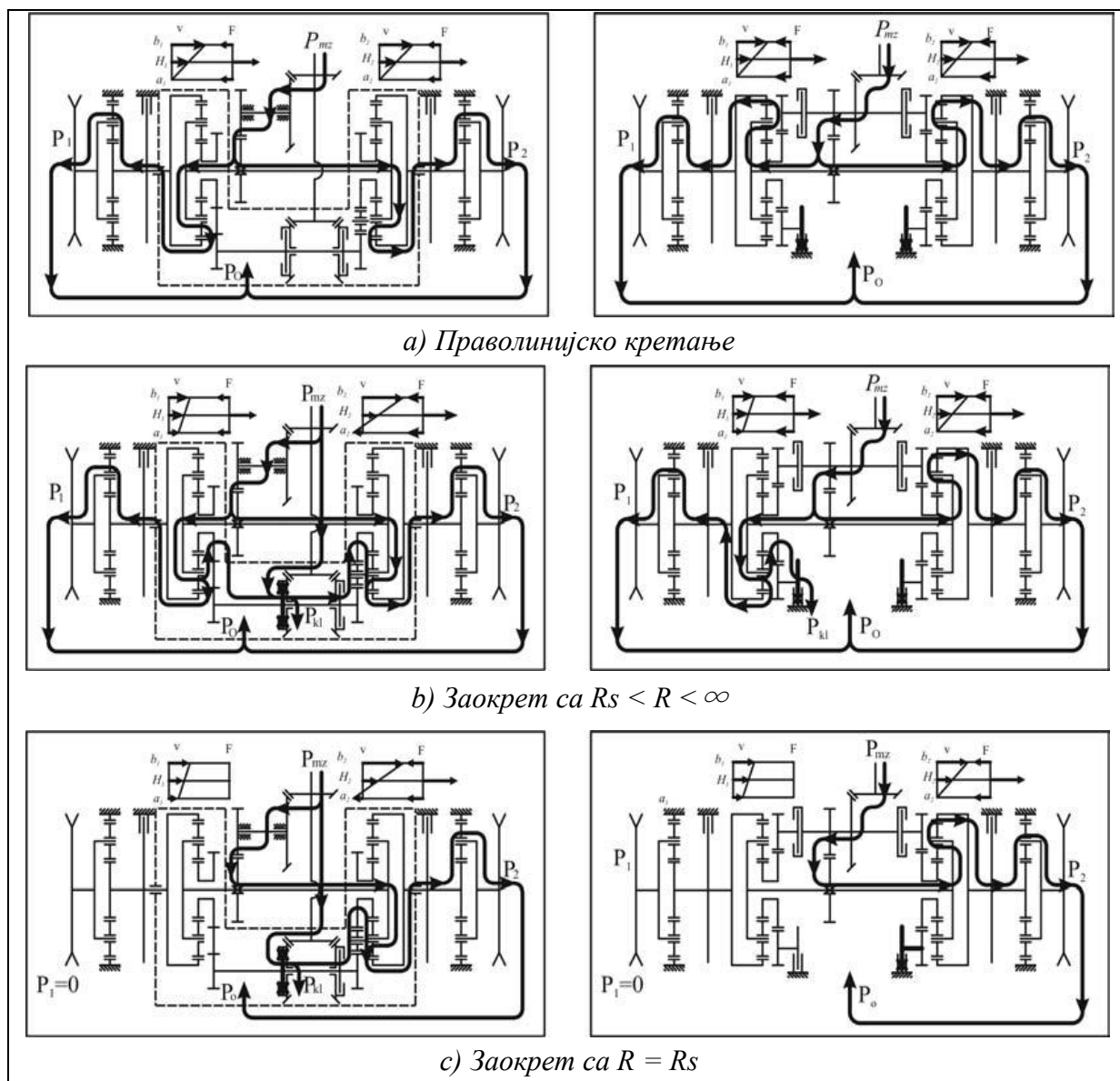
б) за несиметричан систем

$$P_{mz} = \begin{cases} \left(\frac{F_2}{\eta_{gm.2}} + \frac{F_1}{\eta_{gm.1}} \right) \cdot \frac{v_0}{\eta_{tr}}, & \text{за } R > R_s \\ \left(\frac{F_2}{\eta_{gm.2}} + \frac{F_1}{\eta_{gm.1}} \right) \cdot \frac{v_0}{\eta_{tr}} + \frac{F_1 \cdot r_{pt} \cdot v_0 \cdot \eta_m}{i_p \cdot \eta_p (1 + k_{spp}) \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{gm.1}}, & \text{за } R_p < R < R_s \\ \frac{F_2 \cdot v_0}{\eta_{tr} \cdot \eta_{gm.2}}, & \text{за } B < R < R_p \end{cases} \quad (6.13)$$

6.2.2 Токови снаге у заокрету

На основу познатих угаоних брзина елемената система за пренос снаге и момената на припадајућим елементима могуће је одредити и токове снаге унутар система. Одређивање токова снаге веома је важно са аспекта анализе степена

корисности и оптерећења елемената система за пренос снаге. На **слици 6.15** приказани су токови снаге у свим функционалним стањима.

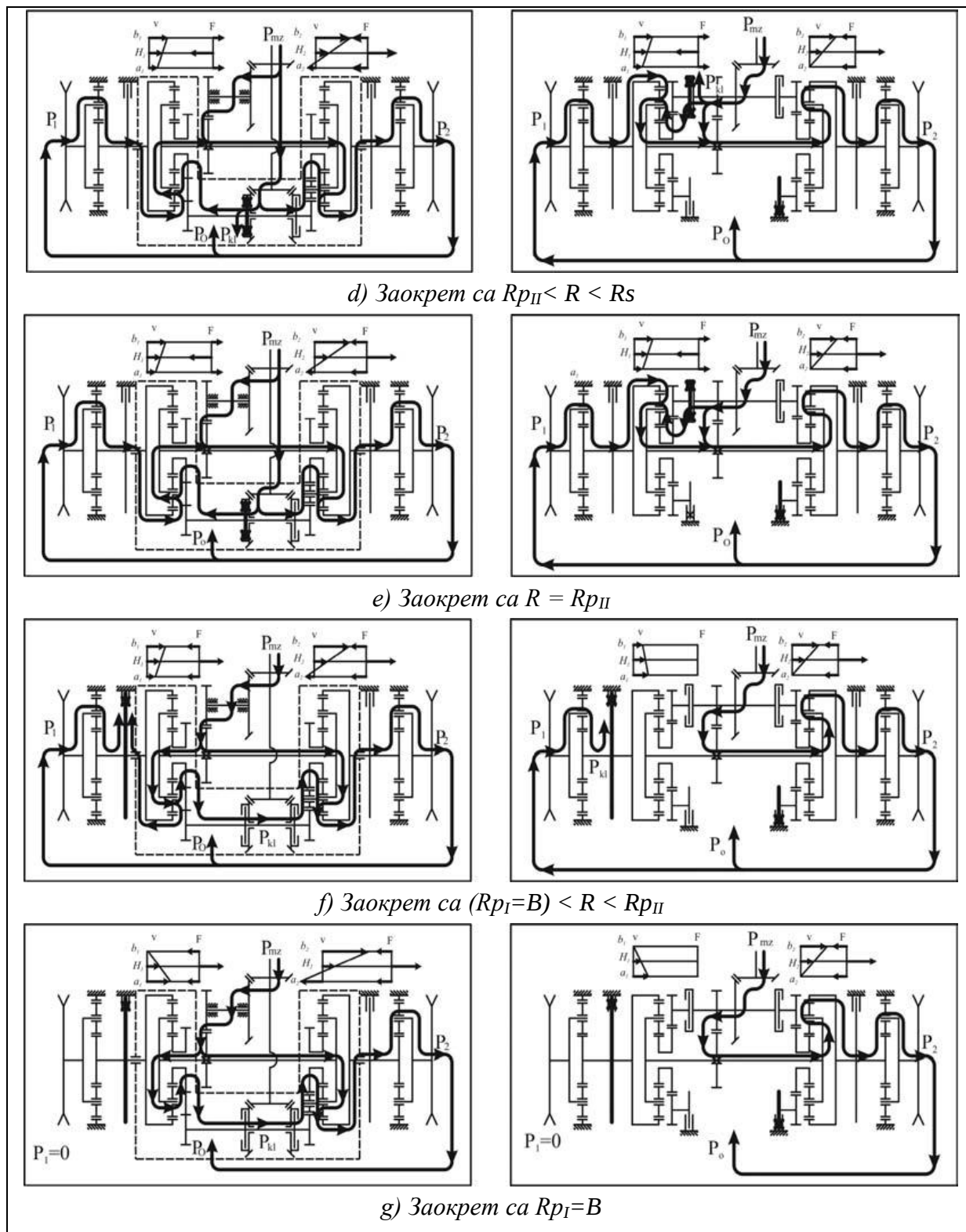


Слика 6.15 Токови снаге у заокрету (симетричан систем лево и несиметричан десно)

За усвојене услове кретања, за случај под **(а)**, код обе врсте система, при правoliniјском кретању ($R = \infty$) примећује се да је ток снаге унутар система такав да су елементи преноса релативно равномерно оптерећени а снага подједнако подељена на гусенице. Такође, пре савлађивања спољашњих отпора, сматра се да нема губитака снаге на клизање фрикционих система већ искључиво на остале унутрашње отпоре система (отпоре услед трења механизма и сл.).

При заокрету $R_s < R < \infty$ **(б)** код симетричног система, фрикциони склоп спојнице проклизава где се губи одређена снага (P_{kl}), и потом се распоређује тако да њен већи део иде ка спољној гусеници. Код не симетричног система, фрикциони склоп кочнице проклизава (K_{01}), на чему се губи снага (P_{kl}), те мањи део снаге одлази на унутрашњу гусеницу. На крају, снагеса обеју гусеница (P_1) и (P_2), „сједињују“ (сабирају) у снагу потребну за савлађивање спољних отпора (P_0).

За случај под (c) ($R=R_S$), види се да код несиметричног система сва снага одлази на једну страну, тј. ка спољној гусеници док је на другој гусеници снага једнака нули. Код симетричног система је исти случај са тим да постоје губици услед проклизавања на спојници (P_{kl}).



Слика 6.15 (наставак) Токови снаге у заокрету (симетричан систем лево и несиметричан десно) [11]

При заокрету $R_{pII} < R < R_s$ (d) код симетричног система, фриксиони склоп спојнице (S_1)прокилизава где се губи одређена снага (P_K), и потом се распоређује тако да њен већи део иде ка спољној гусеници (P_2).Одатле се распоређује део на савладавање спољних отпора (P_o), а део на унутрашњу гусеницу. Код несиметричног система фриксиони склоп спојнице је укључен (S_1)где се услед проклизавања губи снага и након чега се остатак исте шаље на спољашњу гусеницу, након чега се део исте троши на савладавање спољних отпора а део се шаље назад на унутрашњу гусеницу.

За усвојене услове кретања, за случај под (e) ($R = R_{pII}$), код симетричног и код несиметричног система укључује се спојница (S_1). Такође, снага циркулише системом од спољне ка унутрашњој гусеници, где се успут само један део троши за савладавање спољних отпора.

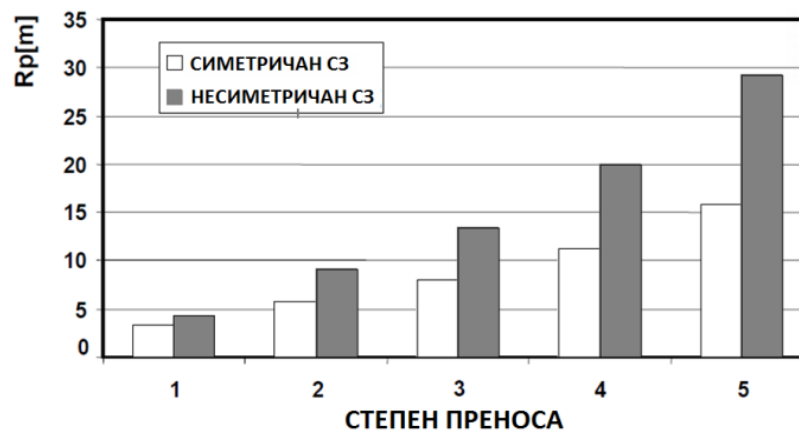
При заокрету ($R_{pI} = B$) $< R < R_{pII}$ (f) код обе врсте система, део снаге се губи преко фриксионих склопова кочница на унутрашњој гусеници (K_1) док се остатак шаље на спољашњу гусеницу одакле се потом део снаге троши на савладавање спољних отпора а део снаге поново за кочење унутрашње гусенице.

За случај под (g) ($R = R_{p0} = B$), види се да код несиметричног система сва снага одлази на једну страну, тј. ка спољној гусеници док је на другој гусеници снага једнака нули па самим тим и њена брзина износи 0. Код симетричног система је исти случај са тим да постоје губици услед проклизавања на спојници (P_K).

6.2.3 Резултати прорачуна и дискусија

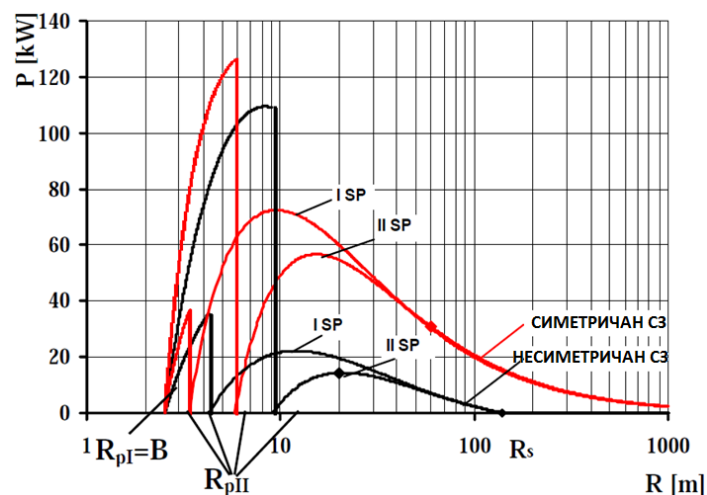
Према литератури [11] у којој је извршен прорачун полупречника заокрета R_{pII} , снаге клизања и биланса снаге, да би се сагледао однос перформанси заокрета за разматране системе у првом и другом степену преноса, добијени су дијаграми и подаци у наставку текста.

При избору полазних података водило се рачуна о томе да перформансе праволинијског кретања буду истоветне. Промена прорачунских полупречника заокрета приказана је на дијаграму на **слици 6.16**.



Слика 6.16 Промена прорачунског полупречника заокрета у функцији степена преноса

Дијаграм показује да су прорачунски полупречници код несиметричних система за заокрет већи него код симетричних система. С обзиром на то да је захтев да прорачунски полупречник заокрета буде у зони у којој не долази до бочног клизања закључује се да несиметрични систем има бољи распоред прорачунских полупречника. Зависност снаге клизања од полупречника заокрета за разматране системе у I и II степену преноса приказана је на **слици 6.17**.

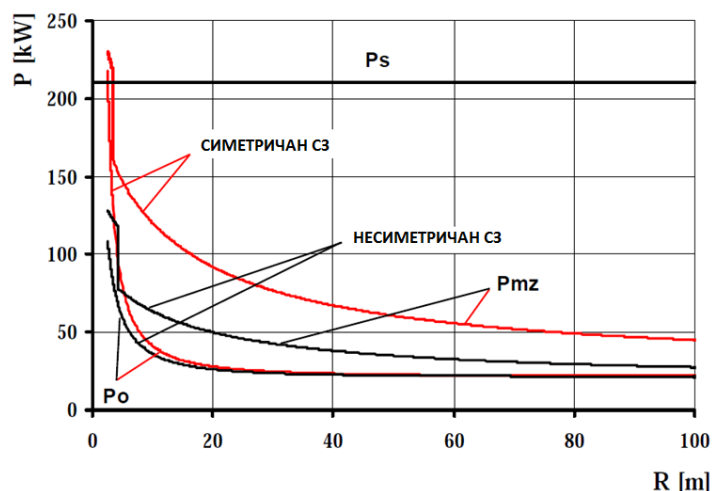


Слика 6.17 Снага клизања

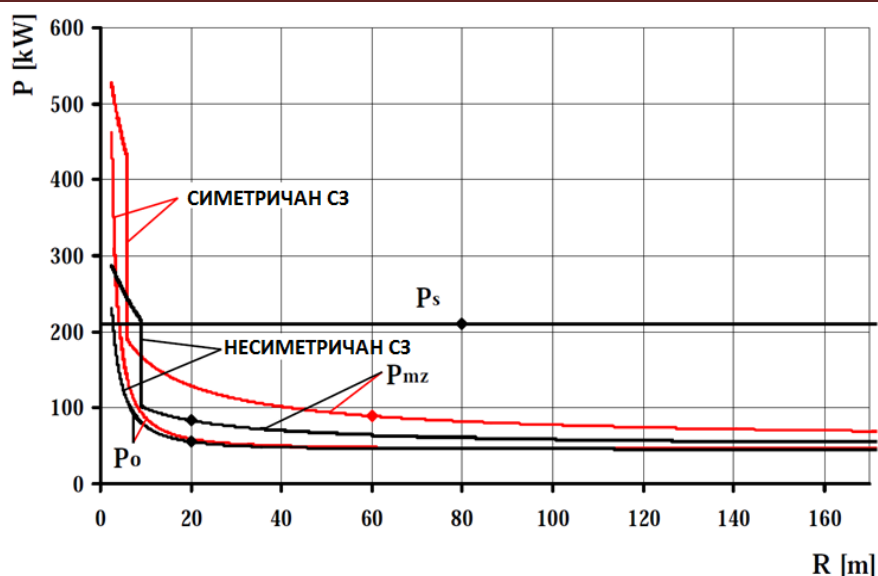
На основу дијаграма снаге клизања могу се извести следећи закључци:

- снага клизања већа је код симетричних него код несиметричних система за заокрет;
- у подручју полупречника заокрета између ($R_{pI} = B$) $< R < R_{pII}$ снага клизања код несиметричних система већа је у односу на снагу клизања при другим полупречницима (код симетричног система тај случај присутан је у другом и вишим степенима преноса);
- у подручју полупречника заокрета $R > R_{pII}$ снага клизања са повећањем степена преноса се смањује, што указује на чињеницу да је боље искоришћење снаге рекуперације;
- у подручју полупречника заокрета $R > R_s$ снага клизања код несиметричних система је практично занемарљива.

Наведени закључци указују на чињеницу да су са аспекта снаге клизања повољнији несиметрични системи за заокрет. Такође, у дијапазону полупречника заокрета $R > R_{pII}$ несиметрични системи раде са два фрикциона елемента, што додатно олакшава њихове услове рада. Мала снага клизања при полупречницима заокрета већим од R_s такође је повољна, пошто у тим условима долази до честог делимичног активирања фрикционих елемената због корекције правца кретања. На дијаграмима (слике 6.19 и 6.20) приказан је биланс снаге за први и други степен преноса.



Слика 6.19 Биланс снаге у првом степену преноса



Слика 6.20 Биланс снаге у другом степену преноса

Дијаграми показују да је снага потребна за савладавање спољашњих отпора код симетричног система већа него код несиметричног, с тим да је разлика знатно већа код мањих полупречника заокрета. Са повећањем степена преноса потребна снага за извођење заокрета расте, због повећања брзине кретања, тако да са аспекта биланса постоји већа могућност да возило неће бити у стању да изврши заокрет. Снага мотора потребна за извођење заокрета знатно је већа код симетричног система, тако да је могуће ограничавање заокрета и код минималних полупречника и у првом степену преноса [11].

Приказана анализа перформанси заокрета брзоходних гусеничних возила која су опремљена системом за заокрет са два тока снаге показује да вучне перформансе заокрета битно зависе од типа система за заокрет. Анализа токова снаге у свим функционалним стањима битна је са аспекта детаљнијег одређивања унутрашњих губитака, што у раду није прецизније анализирано. С обзиром на биланс снаге у заокрету и губитке снаге у систему за заокрет предност имају несиметрични системи. Међутим, њихов недостатак је што при заокрету долази до смањења брзине кретања, односно до нарушавања општих перформанси возила. Дакле, при избору система за заокрет треба, поред перформанси самог система, разматрати и његово место у остваривању функције циља возила као целине, тако да избор система за заокрет буде резултат компромиса који треба да обезбеди најбоље остваривање функције циља.

7. Трендови развоја система за управљање возила са гусеницама

Основни задатак при избору система за управљање, код већине гусеничара, је да се одабере такав систем који ће обезбедити високе вучне карактеристике возила при заокрету, одговарајући полупречник заокрета и сигурно одржавање правца при праволинијском кретању, посебно при кретању максималним брзинама.

Високе вучне карактеристике и лако управљање возилом како при праволинијском кретању тако и при заокрету могу обезбедити трансмисије са континуалном променом преносног односа са аутоматском променом и системом за управљање који није аутоматски, а обезбеђује континуалну промену полупречника заокрета. Код ових трансмисија систем за управљање треба да буде диференцијалног типа (симетричан погон), јер у том случају возило задржава брзину средишта једнаку брзини коју је возило имало пре уласка у кривину, тако да кинетичка енергија возила може да се рационално искористи при повећању отпора при заокрету, услед смањења полупречника. Када би био уграђен систем за управљање са несиметричним погоном, могло би при повећању отпора заокрету, уколико возило нема довољну резерву снаге да дође до толиког смањења брзине средишта возила, да настане проблем при изласку из заокрета [15].

Треба нагласити да маневарске карактеристике гусеничног возила не зависе само од примењеног система за управљање, већ и од осталих склопова преноса снаге, типа и карактеристика погонског мотора. На пример, код гусеничног возила, у које је уграђен систем за пренос снаге са хидромеханичким мењачем са аутоматском променом степена преноса, мењач ће аутоматски омогућити смањење брзине кретања и повећање силе вуче на гусеницама, при повећању силе отпора при заокрету, као и повећање брзине кретања при смањењу отпора на гусеницама.

И поред низа предности које пружају трансмисије са хидрауличким компонентама у односу на механичке, присутне су и одређене мане, као што су: релативно низак степен корисности, сложеност конструкције, сложено одржавање, висока цена итд., које често иницирају питање: коме дати предност? Да ли хидромеханичким трансмисијама, које омогућују континуалну промену преносног односа и полупречника заокрета, или механичким са степенастом променом преносног односа и са више полупречника заокрета у сваком степену преноса [11].

Нпр., ако се заокрет врши полупречником мањим од прорачунског ($R > R_R$), због проклизавања управљајућих елемената долази до несигурног заокрета, до губитка снаге, повећаног загревања и хабања фрикционих елемената. Због тога системи за управљање, у случају да не обезбеђују континуалну промену полупречника заокрета, треба да обезбеде у сваком степену преноса по више полупречника заокрета, чија вредност треба да се одреди у функцији услова експлоатације и намене возила [15].

Најједноставнији системи обезбеђују један до два прорачунска полупречника заокрета, независно од укљученог степена преноса. **Савремена решења обезбеђују један или више прорачунских полупречника заокрета у сваком степену преноса [11,16].**

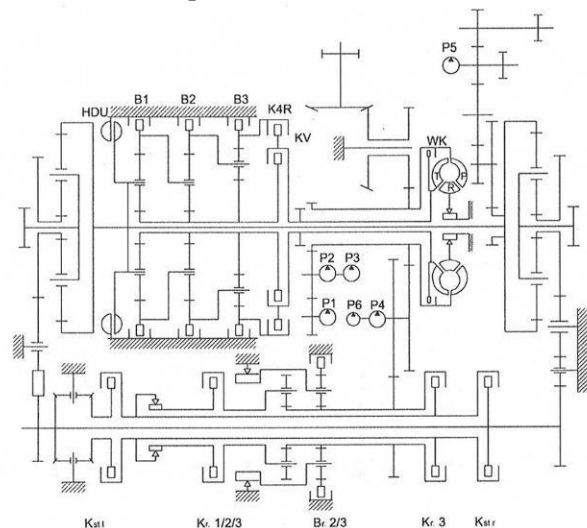
Карактеристични примери гусеничних возила су привредне машине и борбена возила. Најквалитетнија возила оваквог типа, са најбољим перформансама су углавном војна борбена возила. Међутим, из широког подручја борбених возила, практично, није могуће извршити рационалну анализу на основу које би могли бити донешени одговарајући закључци о тачним тенденцијама даљег развоја, а да се, при томе, остане

у оквирима овог рада [16]. Свакако, доступни подаци везани за војна брзоходна гусенична возила, дају неке основне смернице које ће бити наведене у даљем тексту.

Када се говори о брзоходним гусеничним возилима онда се под тим подразумева широко подручје различитих типова гусеничних возила намењених за кретање ван путева и чија је једно од битних карактеристика покретљивост. Та возила су најчешће борбена, за различите намене, врло често идентична по многим решењима подсистема као што је нпр. трансмисија, а међусобно се разликују према врсти наоружања, опреми, уређајима и слично.

Успешно реализована трансмисија борбеног гусеничног возила треба да поседује: релативно висок степен корисности, могућност промене вучних сила и брзина премотавања гусеница у широком дијапазону, могућност заокретања возила са континуалном променом полупречника, или да у сваком степену преноса обезбеђује по један прорачунски полупречник заокретања, аутоматску промену степена преноса, мале габарите и масу, високу поузданост, лако одржавање итд. Многе од ових захтева је немогуће све реализовати у једној конструкцији, па многа изведена решења трансмисија за брзоходна гусенична возила најчешће представљају компромис, који у извесној мери испуњава највећи део ових захтева. Карактеристичан овакве пример релативно модерне аутоматске трансмисије је **ZF LSG-3000**.

Трансмисија ZF LSG-3000 (слика 7.1) реализована је као хидродинамичко-механичка тенковска трансмисија модуларног типа. Састоји се од улазног механичког преносника, хидродинамичког претварача, мењача степена преноса, склопа за управљање заокретом возила и излазних планетарних преносника. Улазни преносник чине конично-цилиндрични парови зупчаника смештени између мотора и пумпног кола претварача. Мењач има четири степена преноса за ход напред и два за ход назад, и састоји се од три планетарна реда, три вишеламеласте кочнице B_1 , B_2 и B_3 и три вишеламеласте спојнице $K4R$ и KV [17].



Слика 7.1 Кинематска шема тенковске трансмисије ZF LSG-3000 [17]

На излазном вратилу мењача уграђен је хидродинамички успоривач (HDU). Склоп за управљање заокретом возила чине четири вишеламеласте спојнице $Kst.1$, $Kr\ 1/2/3$, $Kr3$ и $Kst.r$, једна вишеламеласта кочница $Br2/3$, две једносмерне спојнице и обичан диференцијал. Снага која се води преко мењача и помоћног погона суперпонира се на излазним диференцијалима. При заокрету возила остварују се по три прорачунска полупречника, а могуће је и заокрет око вертикалне осе. Трансмисија је пројектована за снагу од 750 kW при 2400 min^{-1} и максимални улазни момент од 3850 Nm , при 1900 min^{-1} .

8. Закључак

Гусенична возила све више добијају у значају у скоро свим сферама људске делатности. У односу на друга возила имају бољу проходност, продуктивност, вучне карактеристике, поузданост у раду. Могу бити различита по конструкцији и намени. Производе се као пољопривредни трактори, борбена возила, грађевинске машине, вучна возила, возила за специјалне намене итд. Недостатак им је мали степен искоришћења, кратак век, бука гусеница и оштећења саобраћајница.

Код гусеничних возила примену су нашла два начина преноса снаге, хидростатички и хидродинамички. Упоређивањем система на основу понашања у експлоатацији, века трајања, услова одржавања и руковања, начина израде, може се донети закључак да је израда једноставнија код хидродинамичких преносника снаге, јер не захтевају велики квалитет обраде, што је код хидростатичких основни услов. Још неке од предности су експлоатација и руковање, не захтевају посебну негу и одржавање, што је код хидростатичког преноса од суштинске важности за век трајања.

За разлику од возила точкаша, код којих се заокрет врши закретањем управљачких точкова, код гусеничних возила остварује се тако што се преко одговарајућег механизма, односно система за управљање, обезбеђују различите брзине премотавања леве и десне гусенице.

При заокрету се јављају већи отпори кретању, услед бочног премештања гусеница, што захтева знатно већу снагу погонског мотора, у односу на праволинијско кретање, у случају да возило настави да се у заокрету креће истом брзином као и при праволинијском кретању.

Маневарске карактеристике гусеничних возила, које су посебно значајне када су у питању борбена возила, зависе од усвојене конструкције система за управљање. Због тога се у фази пројектовања система за пренос снаге, као једна од најважнијих фаза, јавља избор рационалне кинематичке шеме система за управљање, како би се обезбедиле захтеване перформансе возила.

Основни задатак при избору система за управљање, код већине гусеничара, је да се одабере такав систем који ће обезбедити високе вучне карактеристике возила при заокрету, одговарајући полупречник заокрета и сигурно одржавање правца при праволинијском кретању, посебно при кретању максималним брзинама. Систем за управљање код гусеничних возила мора бити једноставан за коришћење и мора да обезбеди равномерни прелаз са праволинијског на криволинијско кретање. Већина брзих гусеничних возила су оклопна војна возила, за кретање преко неравног и непознатог терена са ограниченом видљивошћу. Из анализе спроведене у раду закључак је да трансмисије са системом за управљање диференцијалног типа (симетричан погон) треба уграђивати у возила која поседују велику специфичну снагу, односно велику резерву снаге, како би се оствариле веће просечне брзине кретања, док трансмисије са системом за управљање са несиметричним погоном треба уграђивати у возила са мањом специфичном снагом.

Литература

- [1] Демид М. *Основи теорије гусеничних возила*, Универзитет у Крагујевцу, Технички факултет у Чачку, Крагујевац, 1992.
- [2] Јаношевић Д., Скрипта предмета: „*Теорија кретања возила*“ (предавање 1.4), Машински факултет, Ниш, 2006.
- [3] Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј. : *Конструкција моторних возила*, Београд, 1988.
- [4] Радетић М., *Специфичности континуалног заокрета брзоходних гусеничних возила*, Научнотехнички преглед, бр.6., Војнотехнички институт, Београд, 2000.
- [5] Лукић Ј.: Скрипта предмета "Погонски и мобилни системи", Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2008.
- [6] www.gizmology.net/tracked/NotesOnTrackedVehicleSteering
- [7] Лукић Ј. *Скрипта предмета "Возила повећане проходности"*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2008.
- [8] Ерцеговић Ђ., Вукић Ђ., Раичевић Д., Ољача М., *Хидраулички системи преноса снаге у пољопривредној техници*, Пољопривредни факултет, Београд, 2008.
- [9] Јаношевић Д., *Пројектовање мобилних машина*, Машински факултет у Нишу, 2006.
- [10] Драгојевић, М., *Сложени системи преноса снаге као основна компонента у остваривању оптималних брзинских и вучних карактеристика и маневарских способности савремених гусеничних возила домаћег порекла*, докторска дисертација, ТВА, Загреб, 1975.
- [11] Весић М., Муждека С., *Анализа утицаја кинематске шеме система за заокрет брзоходних гусеничних возила на биланс снаге у заокрету*, Војнотехнички гласник 2 , Београд, 2007.
- [12] *Борбено возило пешадије БВП М80А, Техничко упутство ТУ – 1, 1583, ССНО*, Београд, 1989.
- [13] Ковачевић Б., *Теорија кретања моторних возила*, Привредни преглед, Београд, 1973.
- [14] Муждека С., Панитћ М., Арсенић З., *Вучне перформансе заокрета брзоходних гусеничних возила*, Међународни симпозијум МВМ 2004., Крагујевац, 2004.
- [15] Радетић М., *Анализа параметара механизма за заокрет, односно система за управљање, брзоходних гусеничних возила*, Научнотехнички преглед, бр.6, Београд 1999.

- [16] Трифуновић М., *Стање и тенденције развоја борбених гусеничних возила*, Научнотехнички преглед, бр.3, Београд 1999.
- [17] Живановић З., Јанићијевић Н., *Аутоматске трансмисије моторних возила*, Београд 2000.