

**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: 303/2011

Стефан Р. Перић

Системи преноса снаге гусеничних возила
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

- анализира техничко - експлоатационе услове и захтеве за које треба да задовољи систем преноса снаге гусеничних возила
- прикаже карактеристична конструктивна решења
- да упоредни приказ карактеристичних решења и
- трендове развоја система

Препоручена литература:

[1] Демић М.: Основи теорије гусеничних возила, Технички факултет у Чачку, 1992.

[2] Јаношевић Д.: Трансмисије кретања и управљања трактора гусеничара, Трактори и погонске машине, вол 6, но 3, 2001, пп. 24-29.

[3] Јаношевић Д.: Пројектовање погонских мобилних машина, Машински факултет Ниш, 2006.

Крагујевац, 26.06.2013

ментор:

Име, презиме и звање ментора

Др Јованка Лукић, проф.



Катедра за моторна возила и моторе

МАСТЕР РАД

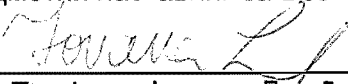
кандидат: Стефан Перић бр. индекса: 303/2011

Тема: **СИСТЕМИ ПРЕНОСА СНАГЕ ГУСЕНИЧНИХ ВОЗИЛА**

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

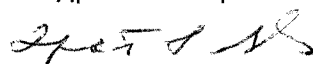
- анализира техничко- експлоатационе услове и захтеве за које треба да задовољи систем преноса снаге гусеничних возила
- прикаже карактеристична конструктивна решења
- да упоредни приказ карактеристичних решења и
- трендове развоја система

Предметни наставник за Возила повећане проходности,


Проф. др Јованка Лукић

Крагујевац,
26. 06. 2013. год.

Шеф Већа Катедре за моторна возила и моторе,


Проф. др Драгољуб Радоњић

РЕЗИМЕ

У дипломском раду “Системи за пренос снаге гусеничних возила” описан је начин преноса снаге од погонског агрегата до самог кретног механизма у овом случају гусеница. Описана су два најзаступљенија начина који се користе: хидродинамички и хидростатички начин преноса снаге. Дат је приказ концепцијских решења хидростатичне трансмисије на различитим моделима гусеничних возила. Извршено је поређење трансмисија гусеничних возила, према њиховим карактеристикама и различитим условима коришћења. Мењачи хидродинамичких трансмисија су класичног или планетарног типа са променом степена преноса без прекида тока снаге.

Кључне речи: гусенична возила, хидростатика трансмисија, хидродинамичка трансмисија

SUMMARY

In the graduate work “System for transmission of tracked vehicle” describes how to transfer power from the drive unit to the moving mechanism in this case caterpillars. Described are the two most common methods used: hydrodynamic and hydrostatic transmission mode power. Shows the conceptual design hydrostatic transmission on different models of caterpillars vehicles. Shown is a comparison of transmissions tracked vehicles, according to their characteristics and different operating conditions. Gearboxes hydrodynamic transmissions are classical or planetary type with change gears without interruption of power flow.

Key words: caterpillars vehicle, hydrostatics transmission, hydrodynamic transmission

Садржај

	Увод	1
1.	Експлатациони услови гусеничних возила	2
2.	Концепцијска решења хидростатичких система на гусеничним возилима	4
2.1	Трансмисија са два затворена хидростатичка кола	10
2.2	Дефинисање кретања трактора гусеничара са хидростатичком трансмисијом	12
3.	Хидростатички системи за пренос снаге	17
3.1	Хидростатичка кола	20
3.2	Хидропумпе	22
3.3	Хидромотори	25
4.	Хидродинамичке спојнице	28
4.1	Хидродинамички претварачи	32
4.2	Хидродинамички мењачи	35
4.2.1	Систем за пренос снаге са диференцијалним управљањем	40
5.	Поређење трансмисија гусеничних возила	44
5.1	Развој трансмисије трактора гусеничара ТГ-160	48
5.1.1	Предложено решење трансмисије трактора гусеничара ТГ-160	49
5.2	Комстат II хидростатичка трансмисија булдозера	50
	Закључак	53
	Литература	54

УВОД

Два најзаступљенија начина преноса снаге од погонског агрегата до кретних механизма код гусеничних возила су хидродинамички и хидростатички начин преноса. Код хидродинамичких преносника енергија се преноси коришћењем кинетичке енергије течности при сразмерно не тако високим притисцима, код ових преносника радни и моторни елементи су елементи турбо машине. Сви хидродинамички преносници у основи имају пумпно и турбинско лопатично коло. Трансмисије за кретање трактора гусеничара са једним током снаге су углавном хидродинамичке концепције са фрикционим начином управљања. Код ових трансмисија снага дизел мотора се преко хидродинамичког претварача, мењача, бочних спојница и кочница и бочних редуктора преноси на погонске ланчанике гусеница.

Хидростатички системи за погон кретања трактора гусеничара принципијално представљају трансмисије са два не зависна тока снаге. Дизел мотор предаје снагу погонима гусеница преко два затворена хидростатичка кола која граде по једна хидропумпа и по један хидромотор. Интегрални погон гусенице чине хидромотор и планетарни редуктор са ланчаником. Хидростатички погонски системи омогућују трансформацију, расподелу и пренос енергије помоћу флуида. За разлику од хидродинамичких хидрауличких система код којих се пренос енергије остварује израженом променом кинетичке енергије флуида при ниском притиску, код хидростатичких хидрауличких система пренос енергије се остварује релативним спорим померањем флуида при повећаном притиску.

1. ЕКСПЛАТАЦИОНИ УСЛОВИ ГУСЕНИЧНИХ ВОЗИЛА

Под експлатационим условима гусеничних возила подразумевамо њихову способност да се крећу у отежаним беспутним условима, као и могућност за ефикасно савлађивање препрека. Проходност је већа уколико је гусеничним возилима већа просечна максимална брзина кретања. Проходност гусеничних возила је у тесној вези са карактеристикама тла по коме се крећу, врстама препрека и слично.

Особине тла и препрека сврставају се у три групе:

1. У прву групу спадају тла са малом носивошћу, малим коефицијентом приањања и великим отпором кретања (снег, лед, блато, песак)
2. Другу врсту чине препреке у облику бедема, кратера, јаркова
3. У трећу категорију спадају водене препреке

Гусенична возила налазе широку примену на теренима мале носивости. Разлог томе треба тражити у предностима које има гусенични погон у односу на точкове (велика належућа површина и велика могућност коришћења силе приањања).

У основи разликујемо две групе терена које су карактеристичне са аспекта проходности гусеничних возила:

1. Блато: терен са ниском носивошћу подлоге, малим коефицијентом приањања и великим отпорима кретања возила
2. Лед: терен са великом носивошћу подлоге, малим коефицијентом приањања и малим отпорима кретања возила.

Блато је са аспекта проходности најтежи тип терена а то се може објаснити његовом малом носивошћу, што је праћено великим пропадањем возила, чиме се у великој мери повећавају отпори кретања. То је посебно карактеристично у случају налегања трупа гусеничног возила на тло, јер због ниског коефицијента приањања блата возило проклизава.

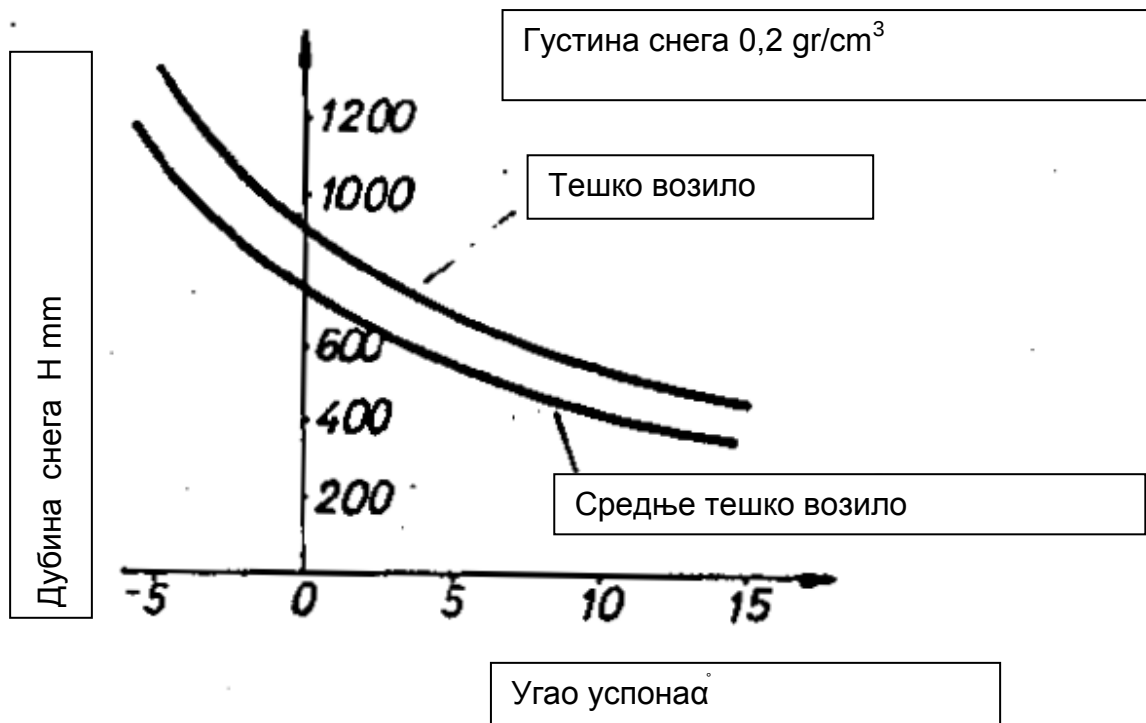
Конструктивни параметри гусеничног возила утичу на проходност по блату и то:

- Маса
- Површина газећег слоја гусенице
- Конструкција канџи чланака гусенице
- Карактеристике трансмисије (бестрзајни рад)

Маса возила као и газећа површина гусеница утичу на специфични притисак што је у тесној вези са проходношћу возила, јер укопавање возила зависи од специфичног притиска између гусенице и тла.

Са већим уколавањем расту и отпори кретања гусеничних возила, а тиме и захтеви у вези потребне силе приањања чија је вредност на оваквим теренима иначе мала. Потреба за већим вучним силама доводи до истискивања блата, а тиме и до још већег пропадања возила.

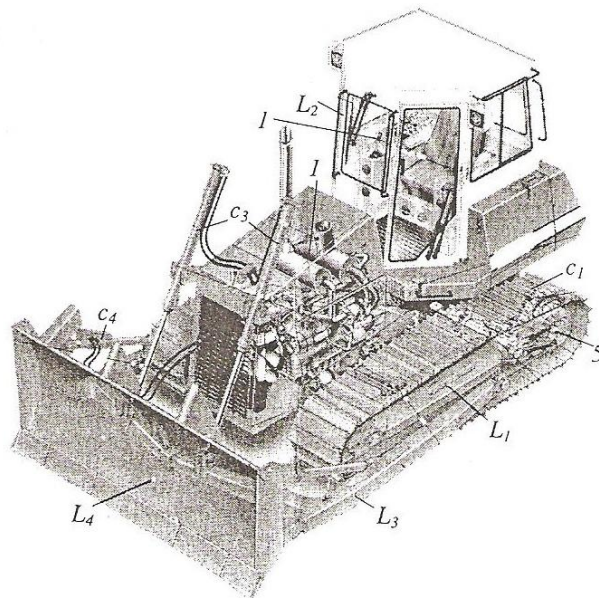
Могућност кретања возила по снегу, поред набројаних фактора зависи и од густине снега и висине снежног покривача. Густина снега је је важна за носивост а дубина снега може довести до налегања доњег дела возила. Велико пропадање доводи до повећаних отпора који могу бити већи од силе приањања чиме се онемогућава његово кретање. Испитивањима је показано да дубина снега које гусенично возило може да савлада зависи од тога да ли се возило креће на низбрдици, хоризонталном терену или успону. Сасвим је јасно да ће због повећаних отпора кретања при истој сили приањања најтежи случај бити на успону. На слици 1.1 дата је емпиријска веза која постоји између дубине снега, тежине гусеничног возила и успона који се у тим условима могу савладати.



Слика 1.1 Угао успона које гусенично возило може да савлада у функцији дубине снега[1]

2. КОНЦЕПЦИЈСКА РЕШЕЊА ХИДРОСТАТИЧКИХ СИСТЕМА НА ГУСЕНИЧНИМ ВОЗИЛИМА

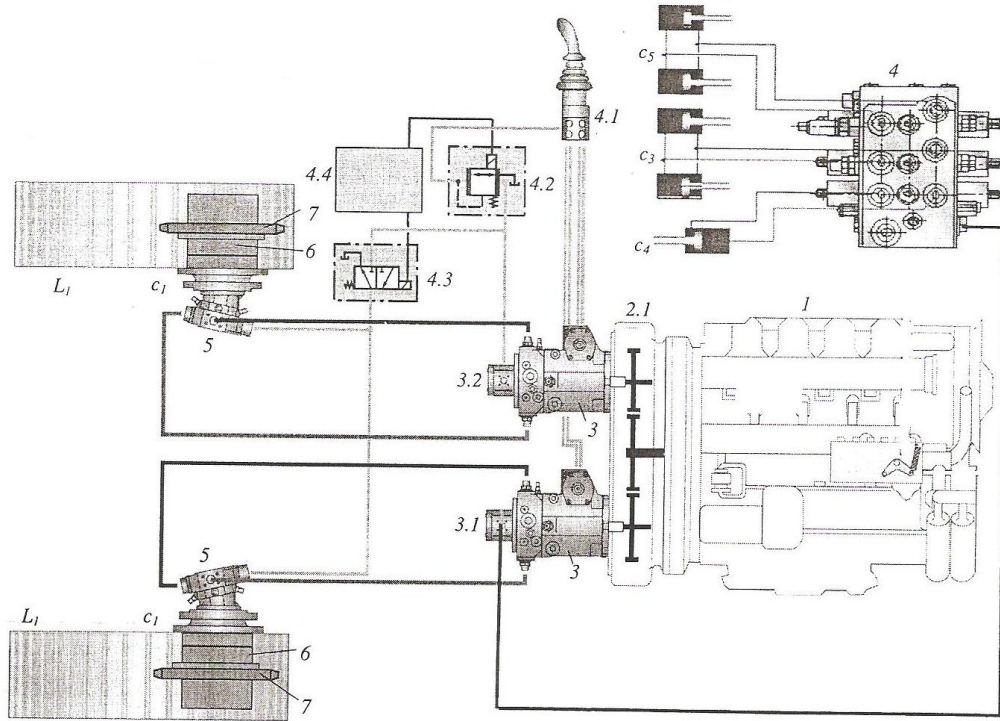
Трактори гусеничари. - Своју примарну функцију разривања, премештања и равнања земљишта, трактори гусеничари остварују принципијално са разгранатом конфигурацијом кинематичког ланца. За ослоно-кретни механизам L_1 (слика 2.1) и платформу трактора L_2 везује се са предње стране машине једна грана кинематичког ланца-манипулатор даске са рамом L_3 и алатом L_4 – булдозерским или англдозерском даском. Са паром хидроцилиндара c_3 се подиже или спушта цео манипулатор даске. Увлачењем и извлачењем тилт хидроцилиндра c_4 закреће се булдозерска даска у вертикалној равни. Са задње стране машине везује се друга грана кинематичког ланца-манипулатор зуба за разривање (рипер) затворене конфигурације облика паралелограма са хидроцилиндрима C_5 за подизање и спуштање целог манипулатора. Разгранату конфигурацију кинематичког ланца трктора гусеничара оснажују, по концепцији различити погонски системи.



Слика 2.1 Кинематички ланац трактора гусеничара[3]

Систем погона кретања машине изводи се као механичка, хидродинамичка или хидростатичка трансмисија док су погонски системи свих манипулатора хидростатичке концепције. Карактеристично је да се механичке трансмисије извођене на мањим моделима машина масе до 8000 kg, и хидродинамичке трансмисије присутне на већим моделима машина замењују трансмисије хидростатичке концепције.

Хидростатичку трансмисију кретања трактора гусеничара принципијално чине два независна затворена кола, по једно коло за погон сваке гусенице, са по једном клипно-аксијалном хидропумпом 3 (слика 2.2) и по једним клипно-аксијалним хидромотором и максималним радним притиском система до 45 МПа. Хидропумпе 3 погони дизел мотор 1 преко зупчастог разделника снаге 2.1 који је преко еластичне спојнице везан за замајац мотора.



Слика 2.2 Хидродинамички погонски системи: ослоно – кретног механизма и манипулатора трактора гусеничара[3]

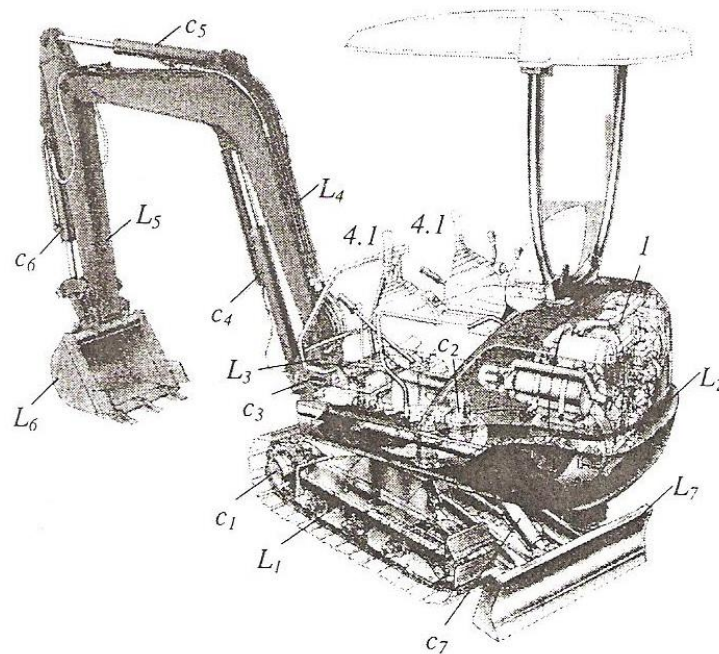
Хидромотори 5 трансмисије су интегрално спојени са бочним редукторима 6 градећи модларни преносник c_1 за погон гусенице са излазном прирубницом на редуктору за коју се везује погонски ланчаник 7 кретног механизма машине. Помоћи електро-хидрауличног командног разводника 4.1 и електро-хидрауличких вентила 4.2 и 4.3 које напаја помоћна хиудропумпа 3.2 и подржава одговарајућим електро сигнаlima, микроконтролер 4.4 регулишу се параметри хидропумпи 3 и хидромотора 5 трансмисије тако да се остварују потребне вучне карактеристике и управљиво кретање машине.

Посебна хидропумпа 3.1 у отвореном колу са радним притиском до 25 МПа напаја преко блок разводника 4 хидроцилиндри c_3 и c_4 манипулатора даске и хидроцилиндри c_5 манипулатора зуба за разривање.

Хидраулички багери. - Погонски системи хидрауличких багера свих величина су потпуно засновани на истом хидростатичком принципу. Међутим, концепције погонских система се разликују зависно од величине односно масе багера и конфигурације њиховог кинематичког ланца.

Мини багери. - Функције мини багера (масе од 350 до 4000 kg) су разноврсне често се мењају и релативно кратко трају. Врло различити манипулациони задаци у ограниченом (скупеном) радном простору урбаних средина условили су разгранату конфигурацију кинематичких ланаца мини багера са повећаним бројем чланова у ланцу и бројним извршним алатима. За основну машину коју чине ослоно-кретни механизам L_1 (слика 2.3) и обртна платформа L_2 везује се са предње стране машине једна грана кинематичког ланца дубински манипулатор са закретним чланом L_3 стрелом L_4 руком L_5 , алатом L_6 -најчешће дубинском кашиком. Закретни члан је везан вертикалним обртним зглобом за платформу а хоризонталним зглобом за стрелу манипулатора. Погони га хидроцилиндар c_3 тако да је у односу на подужну вертикалну раван машине могуће лево и десно закретање целог дубинског манипулатора за угао и до $\pm 90^\circ$. Са хидроцилиндрима стреле c_4 руке c_5 и кашике c_6 остварује се релативно обртно кретање осталих чланова дубинских манипулатора.

Са задње стране ослоно-кретног механизма везује се друга грана кинематичког ланца машине – манипулатор булдозерске даске L_7 који подиже и спушта хидроцилиндар c_7 .



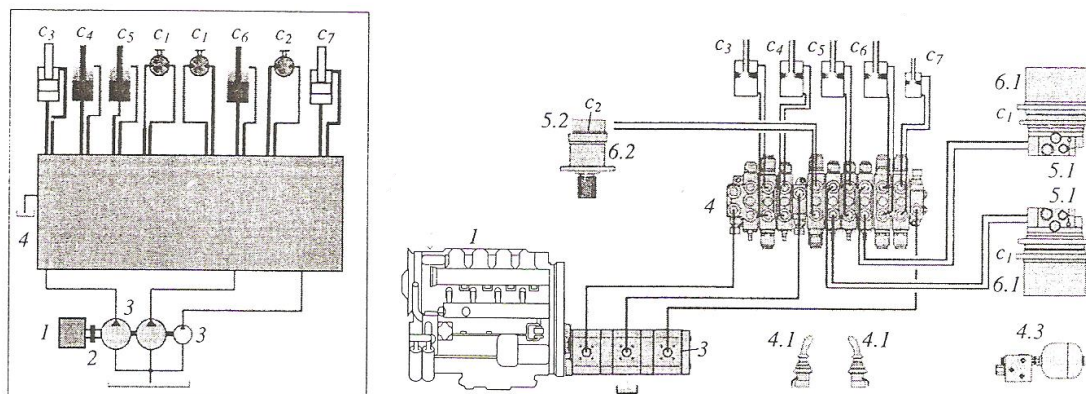
Слика 2.3 Кинематички ланац мини хидрауличких багера[3]

За погон кинематичког ланаца минибегера развијени су различити хидростатички системи. Издвојена су два карактеристична система са једним и три отворена хидростатичка кола.

Код трокружног хидростатичког система дизел мотор 1 (слика 2.4) погони преко еластичне спојнице 2, три зупчасте хидропумпе 3 које преко блок разводника 4, у отвореним колима са радним притиском 22 МПа напајају гидроцилиндри c_3 , c_4 , c_5 , c_6 и c_7 манипулатора и хидромоторе 5.1 погона кретања гусеница и хидромотор 5.2 погона окретања обртне платформе.

Погони кретања гусеница су исти модуларни преносници c_1 који чине интегрално повезани хидромотор 5.1 и планетарни редуктор 6.1 са излазном прирубницом за коју се везује погонски ланчаник гусенице.

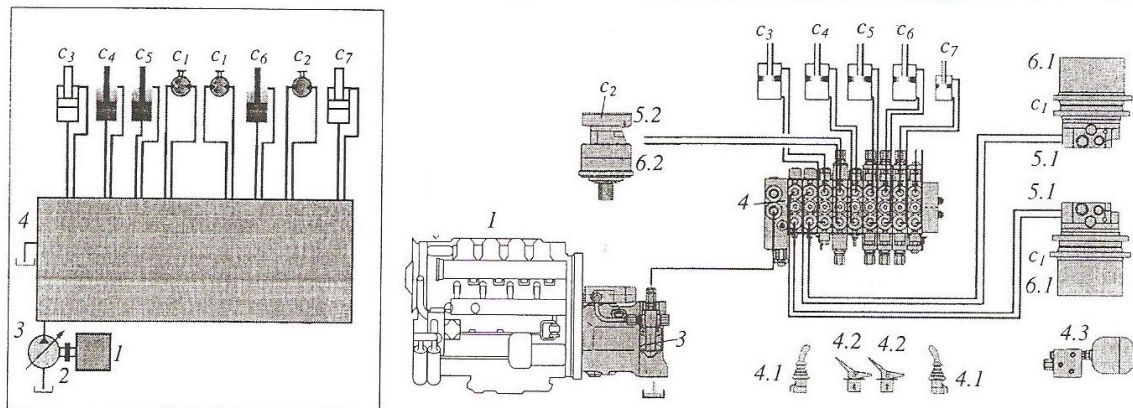
Погон окретања платформе је модуларни преносници c_2 који чине интегрално повезани хидромотор 5.2 и планетарни редуктор 6.2 са озубљеним излазним вратилом које у спрези са узубљеним венцем аксијалног лежаја омогућује при напајању хидромотора, релативно окретање платформе у односу на ослоно кретни механизам.



Слика 2.4 Трокружни хидростатички систем мини хидрауличких багера[3]

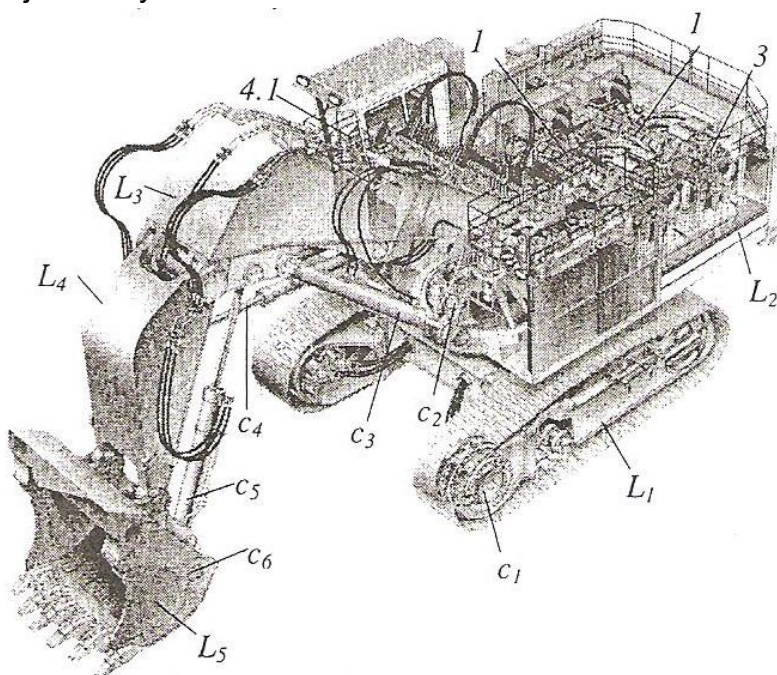
Једнокружни систем за разлику од трокружног има једну хидропумпу 3 са посебним LS (Load Sensing) регулацијом и блок разводник 4 са посебним LS развођењем, који омогућује да се истовремено више гидроцилиндара или хидромотора независно од њиховог оптерећења напаја одговарајућим протоком, уз максимално коришћење расположиве хидрауличке снаге система без могућности преоптерећења мотора 1.

Једнокружни хидростатички системи (слика 2.5) се користе код малих багера масе веће од 2000kg и средње величине багера масе до 23000 kg. Код мини багера servo хидраулично управљање блок разводницима омогућују ручни 4.1 и ножни 4.2 командни разводници које напајају одговарајућим притиском и протоком главне хидропумпе преко хидрауличног модула 4.3.



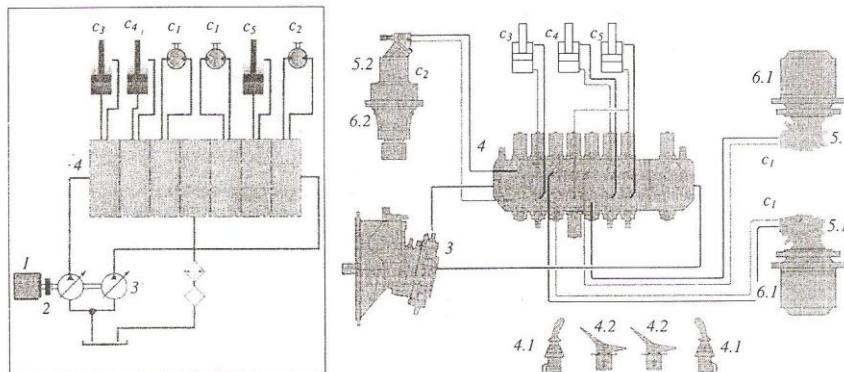
Слика 2.5 Једнокружни хидростатички систем мини хидрауличких багера[3]

Средње и велики багери. - Средње величине багера (слика 2.6), (масе до 40000 kg) а посебно велики багери (масе и до 50000 kg) обављају претежно једну типичну функцију копања класичном петочланом конфигурацијом кинематичког ланца са: ослоно-кретним механизмом L_1 обртном платформом L_2 и сменљивим дубинским или утоварним манипулатором са стрелом L_3 руком L_4 и кашиком L_5 . Актуатори погонских механизма манипулаторима су хидроцилиндри стреле c_3 , руке c_4 , и кашике c_5 . Дводелне утоварне кашике имају додатне хидроцилиндре c_6 за отварање својих чељусти.

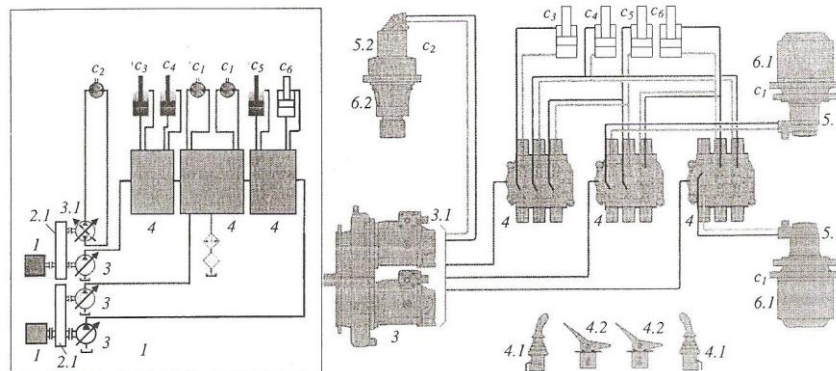


Слика 2.6 Кинематички ланац средњих и великих хидрауличких багера[3]

Двокружни системи су са једним погонским мотором 1 (слика 2.7) и две хидропумпе 3, збирне или појединачне регулације по критеријуму константне хидрауличке снаге које у отвореним колима, преко блок разводника 4 напајају актуаторе погонских механизма.



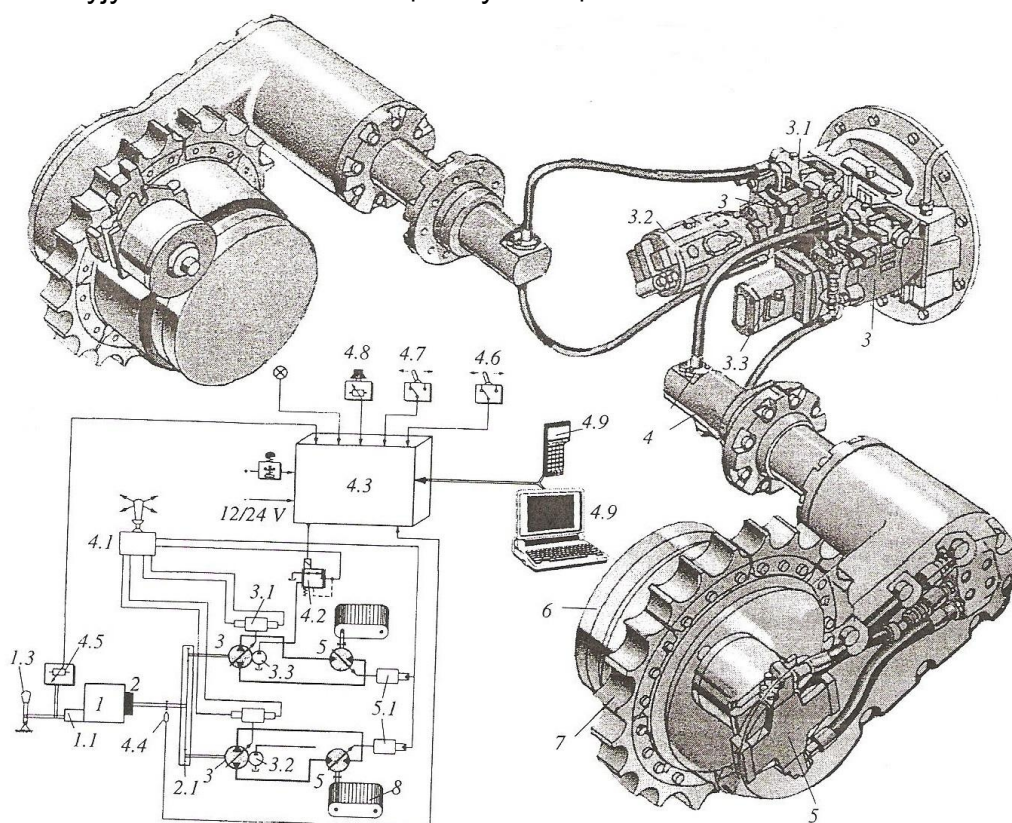
Вишекружни системи имају један или два дизел мотора 1 (слика 2.8) и једно затворено и више отворених хидростатичких кола. Затворено коло се користи за погон c_2 обртне платформе L_2 са двосмерном хидропумпом 3.1 чијом се регулацијом постиже повољно динамичко покретање и заустављање великих обртних маса које носи платформа багера током одвијања циклуса. Једнокружни, двокружни и вишекружни хидростатички системи багера свих величина омогућују истовремено покретање више актуатора погонских механизма, односно истовремено одвијање више операција манипулационог задатка уз смањење трајања циклуса и повећање учинка багера.



9

2.1 ТРАНСМИСИЈА СА ДВА ЗАТВОРЕНА ХИДРОСТАТИЧКА КОЛА

Код општег решења трансмисије са два затворена хидростатичка кола за погон кретања гусеничних машина, дизел мотор 1 предаје енергију преко еластичне спојнице 2 и зупчастог разделника 2.1, двосмерним клипно-аксијалним хидропумпама 3 које, преко два одвојена затворена кола напајају два клипно-аксијална хидромотора 5. Хидромотори 5 су интегрално повезани са редукторима 6 за које се везују погонски ланчаници 7 гусеница 8.



Слика 2.9 Шема и физички модел хидростатичке трансмисије са два затворена кола[3]

Трансмисије са два затворена хидростатичка кола имају гусеничне машине (трактори гусеничари, чистачи снега...) 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.

Управљање кретањем машине се остварује регулацијом специфичних протока хидропумпи 3 и хидромотора 5. Регулација зависи од притиска регулације који приме регулатори 3.1 и 5.1 хидропумпе и хидромотора од помоћне хидропумпе 3.3 преко електро-хидрауличног вентила 4.2 и командног разводника 4.1.

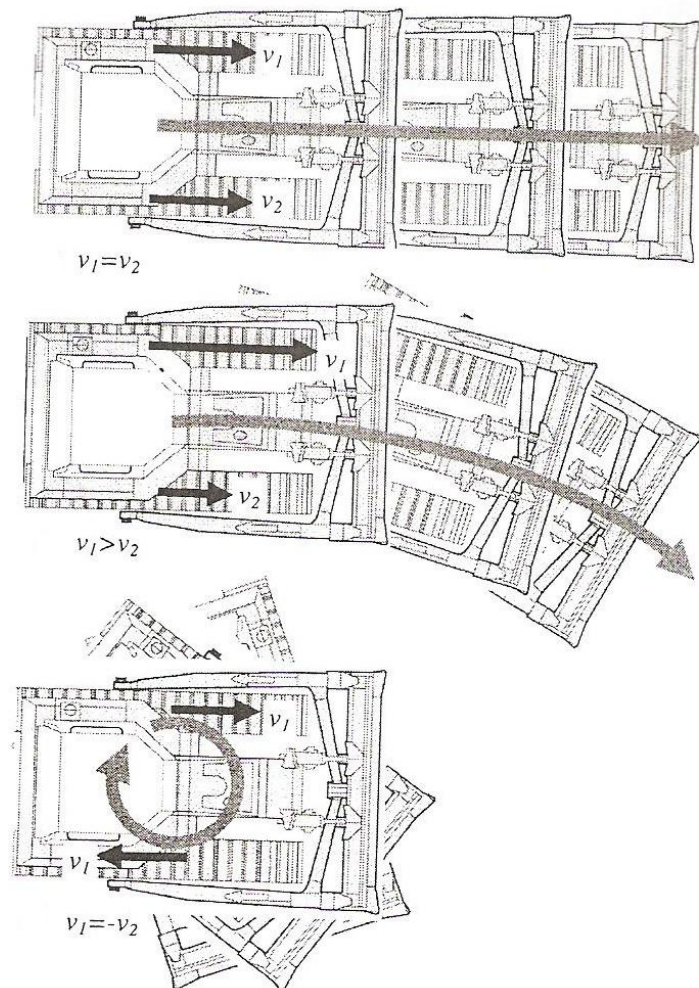
Величина притиска регулације је пропорционална електро сигналу који електро-хидраулички вентил 4.2 прими од микроконтролера 4.3. електро сигнал зависи од сигнала стања система, регистрованих давачима броја обртаја 4.4 и команде гаса 4.5 дизел мотора, и задатих сигнала преко командних тастера 4.6, 4.7 и 4.8 као и од софтвера микроконтролера чији се параметри могу мењати спољним рачунаром 4.9.

Логичким померањем ручице командног разводника 4.1 регулишу се хидропумпе и хидромотори трансмисије тако да се одржавају или континуално мењају брзине гусеница према жељеном правцу и смеру кретања машине.

Тако на пример, при праволинијском кретању гусенице имају исте и истосмерне брзине ($v_1=v_2$)

При заокретању су брзине гусеница различите и истосмерне ($v_1 \neq v_2$)

При чему је могуће заокретање машине у месту када су брзине гусеница исте али супротносмерне ($v_1=-v_2$)



Слика 2.10 Могуће путање кретања машине[3]

2.2 ДЕФИНИСАЊЕ КРЕТАЊА ТРАКТОРА ГУСЕНИЧАРА СА ХИДРОСТАТИЧКОМ ТРАНСМИСИЈОМ

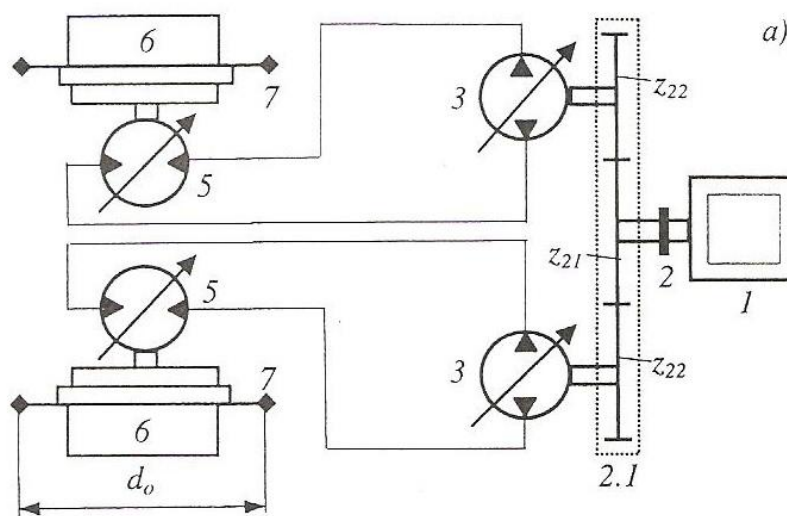
Дефинисати погон кретања трактора гусеничара са хидростатичком трансмисијом са два независна затворена кола која граде: дизел мотор 1, еластична спојница 2, зупчasti разделник снаге 2.1, хидропумпа 3, хидромотори 5, бочни редуктори 6 и ланчаници 7.

Познати су следећи параметри машине:

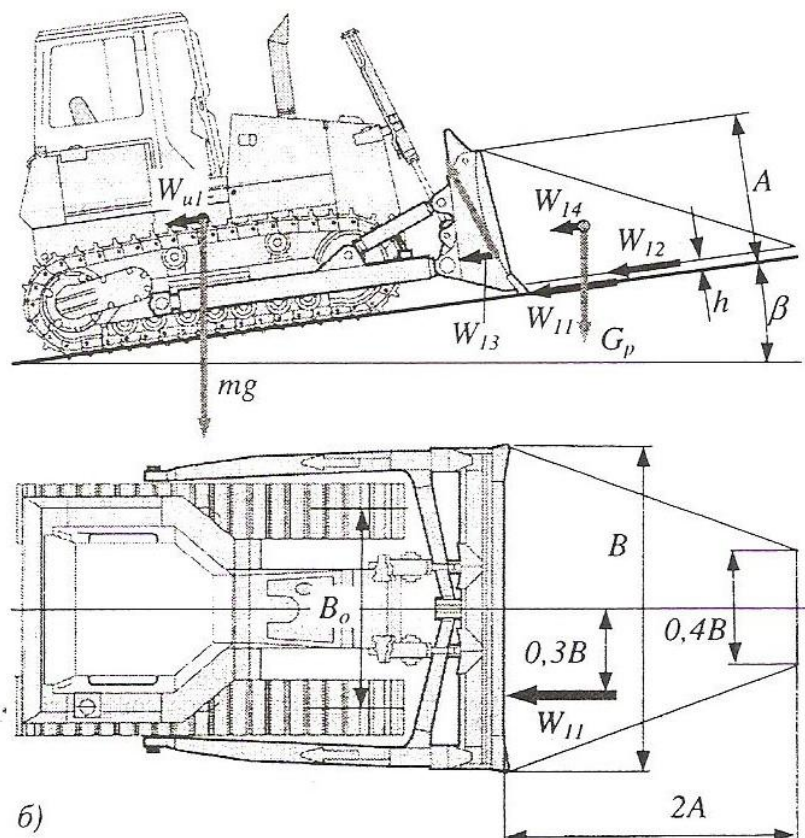
- Маса трактора $m=16800$ kg
- Ширина булдозерске даске $B=3200$ mm
- Висина булдозерске даске $A=1100$ mm
- Дужина налегања гусеница $L=2370$ mm
- Распон гусеница $B_0=1880$ mm
- Подеони пречник ланаца $d_0=815$ mm
- Максимални проток једне хидропумпе $Q_{\max}=250$ l/min
- Масимални притисак трансмисије $p_{\max}=40$ МПа

Захтеви функција машина су следећи:

- Категорија земљишта III
- Максимални угао успона кретања машине $\alpha_z=30^\circ$
- Максимална брзина кретања $v_{\max}=8$ km/h



Слика 2.11 Трактор гусеничар: а) шема хидростатичке трансмисије кретања са два затворена кола[3]



Слика 2.12 Трактор гусеничар: б) отпори кретања[3]

1. Отпори кретања трактора на успону

а) Отпори кретања трактора на успону

Отпор успона:

$$W_u = g \cdot m \cdot \sin \alpha_z = g \cdot 16800 \cdot \sin 30^\circ = 82404 \text{ N}$$

Где је $\alpha = 30^\circ$ задати угао

Отпор котрљања:

$$W_f = f \cdot g \cdot m \cdot \cos \alpha = 0.1 \cdot g \cdot 16800 \cdot \cos 30^\circ = 14272.8 \text{ N}$$

Где је $f = 0.1$ коефицијент отпора котрљања

Унутрашњи отпор гусеница:

$$W_t = u \cdot g \cdot m \cdot \cos \alpha_z = 0.08 \cdot g \cdot 16800 \cdot \cos 30^\circ = 11418.23 \text{ N}$$

Где је $u = 0.08$ – коефицијент укупног отпора кретања гусеница

Отпор инерције:

$$W_i = a \cdot m = \frac{v_{max}}{3} \cdot \frac{1}{t_u} \cdot m = \frac{10}{3} \cdot \frac{1000}{3600} \cdot \frac{1}{4} \cdot 168000 = 3888.8 \text{ N}$$

Где је a - убрзање трактора при поласку на успону, $t_u=4$ s – време убрзања трактора.

Укупни отпор кретања машине на успону:

$$W_r = W_u + W_f + W_t + W = 100711.03 \text{ N}$$

Потребна сила вуче једне гусенице на успону:

$$F_r = \frac{W_r}{2} = 50355.515 \text{ N}$$

б) Отпори кретања трактора при раду са константном брзином на нагибу од $\beta = 5^\circ$

Отпор успона:

$$W_{u1} = g \cdot m \cdot \sin \beta = g \cdot 16800 \cdot \sin 5^\circ = 14363.96 \text{ N}$$

Отпори котрљања:

$$W_{f1} = f \cdot g \cdot m \cdot \cos \beta = 0.1 \cdot g \cdot 16800 \cdot \cos 5^\circ = 16418.08 \text{ N}$$

Унутрашњи отпор гусеница:

$$W_{t1} = u \cdot g \cdot m \cdot \cos \beta = 0.08 \cdot 16800 \cdot \cos 5^\circ = 13134.47 \text{ N}$$

Отпор резања булдозерске даске:

$$W_{11} = B \cdot h \cdot K_r = B \cdot \frac{A}{12} \cdot K_r = 3.2 \cdot \frac{1.1}{12} \cdot 170 \cdot 10^3 = 49866.66 \text{ N}$$

Где је: $B=2.2$ [m]-ширина даске, $h=A/12$ [m]-висина одреска земљишта, $A=1.1$ [m]-висина даске, $K_r=170$ [kN/m²]-специфични отпор резања земљишта III категорије.

Отпор премештања земљане призме:

$$W_{12} = \mu \cdot g \cdot V_p \cdot \rho \cdot \cos\beta = \mu_1 \cdot g \cdot 0.8 \cdot A^2 \cdot B \cdot \cos\beta = \\ 0.75 \cdot g \cdot 0.8 \cdot 1.1^2 \cdot 3.2 \cdot 1800 \cdot \cos 5^\circ = 40866.96 \text{ N}$$

Где је: $V_p = 0.8 \text{ A}^2 \text{ B}$ -запремина земљане призме, $\rho = 1800 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$ - густина земљишта, $\mu_1 = 0.75$ - коефицијент трења земља-земља

Отпор премештања дела земљине призме уз радијус даске:

$$W_{13} = \mu_2 \cdot g \cdot V_p \cdot \rho \cdot \cos^2\alpha = \mu_2 \cdot g \cdot 0.8 \cdot A^2 \cdot B \cdot \rho \cdot \cos^2\alpha = \\ 0.65 \cdot g \cdot 0.8 \cdot 1.1^2 \cdot 3.2 \cdot \cos^2 55^\circ = 11696.68 \text{ N}$$

Где је $\mu_2 = 0.65$ – коефицијент трења земљачелик, $\alpha = 55^\circ$ - угао резања даске

Отпор на успону тежине земљане призме:

$$W_{14} = g \cdot V_p \cdot \rho \cdot \sin\beta = g \cdot 0.8 \cdot A^2 \cdot B \cdot \rho \cdot \sin\beta = \\ g \cdot 0.8 \cdot 1.1^2 \cdot 3.2 \cdot 1800 \cdot \sin 5^\circ = 4767.19 \text{ N}$$

Укупни отпор при раду трактора на успону:

$$W_{1r} = W_{u1} + W_{f1} + W_{t1} + W_{11} + W_{12} + W_{13} + W_{14} = 151114 \text{ N}$$

Потребна сила у једној гусеници при раду на успону за случај да само отпори копања делују ексцентрично у односу на подужну осу машине на краку 0.3 В

$$F_{r1} = \frac{W_{1r}}{2} + \frac{0.3 \cdot B}{B_0} W_{11} = \frac{151114}{2} + \frac{0.3 \cdot 3.2}{1.88} 49866.66 = 101020.82 \text{ N}$$

в) Отпори кретања трактора пти заокретању

Потребан момент заокретања трактора:

$$M_0 = \frac{\mu_0 \cdot g m}{4} L = \frac{0.75 \cdot g \cdot 16800}{4} 2.37 = 73205.65 \text{ Nm}$$

Где је: $B_0 = 1.88 \text{ [m]}$ – распон (колотраг) гусеница кретног механизма

На основу већ одређених отпора кретања издваја се потребна максимална сила F_g у једној гусеници:

$$F_g = \max\{F_r, F_{r1}, F_0\} = 101020.82 \text{ N}$$

2) Избор погона гусенице

Потребан максимални момент M_{max} на ланчанику, односно на излазу редуктора је:

$$M_{max} = f_g \cdot \frac{d_0}{2} = 101020.80 \frac{0.815}{2} = 41165.98 \text{ Nm} < M_{dmax} = 44000 \text{ Nm}$$

На основу потребног максималног момента усвојен је планетарни редуктор ГФТ 0040 Т2 9000/2 производње Bosh Rexroth са максималним дозвољеним моментом $M_{dmax} = 44000 \text{ Nm}$ и клипно-аксијалним хидромотором А6VE 160 максималног специфичног протока $q_{max}=160 \text{ cm}^3$.

Максимални момент M_{mmax} усвојеног хидромотора је:

$$M_{mmax} = \frac{q_{mmax} \cdot (p_{max} - p_0)}{2 \cdot \pi} \eta_{mm} = \frac{160 \cdot (40 - 4)}{2 \cdot \pi} 0.92 = 843.82 \text{ Nm}$$

Где је: $p_{max} = 40 \text{ [MPa]}$ -задати максимални притисак у потисном воду хидромотора, $p_0 = 4 \text{ [MPa]}$ - притисак у повратном воду хидромотора, $\eta_{mm} = 0.91$ -механички степен корисности хидромотора.

Потребни преносни однос редуктора:

$$i_{rp} = \frac{M_{max}}{M_{mmax}} \frac{1}{\eta_r} = \frac{41165.98}{843.82} \frac{1}{0.82} = 59.49$$

Где је $\eta_r = 0.82$ - механички степен корисности редуктора.

На основу потребног преносног односа i_{rp} , за избрани преносник усвојен је расположиви преносни однос $i_r = 59.1$.

За усвојени редуктор погона гусеница са преносним односом i_r , максимални могући број обртаја n_{mmax} хидромотора се постиже при максималној брзини v_{max} кретања машине:

$$n_{mmax} = \frac{2}{d_0} \frac{30 \cdot v_{max}}{\pi} i_r = \frac{2}{0.815} \frac{30}{\pi} 8 \frac{1000}{3600} 59.1 = 3079 \text{ min}^{-1} < n_{md}$$

Где је: $n_{md} = 5500 \text{ min}^{-1}$ -дозвољени број обртаја хидромотора А6VE 160 при минималном специфичном протоку.

Потребан минимални специфични проток q_{mmin} хидромотора да би се остварила максимална задата брзина кретања машине за избрани редуктор погона гусеница:

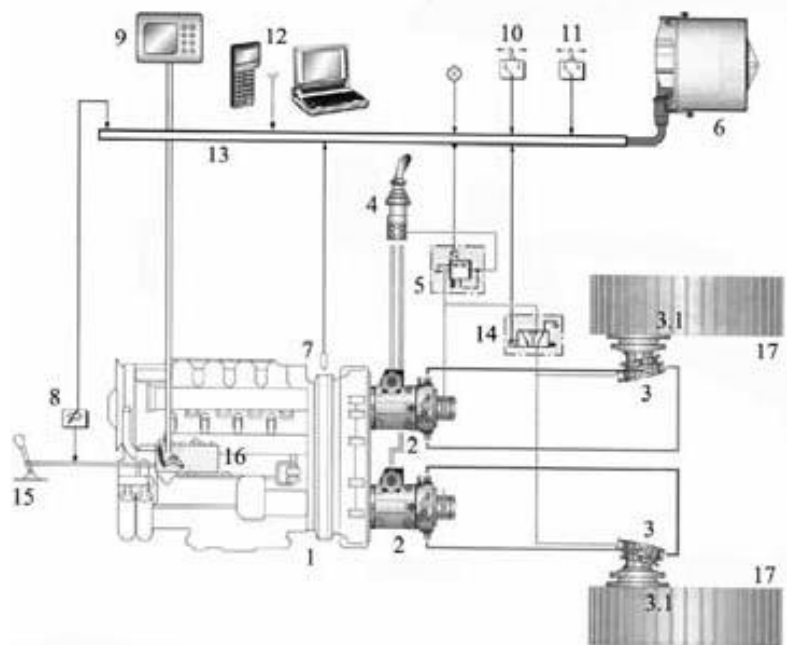
$$q_{mmin} = \frac{1000 \cdot Q_{max}}{n_{mmax}} \eta_{mv} = \frac{1000 \cdot 250}{3079} 0.92 = 74.7 \text{ cm}^3$$

Где је: $Q_{max} = 250 \left[\frac{l}{min} \right]$ - задати максимални проток једне хидропумпе, $\eta_{mv} = 0.92$ -запремински степен корисности мотора.

3. ХИДРОСТАТИЧКИ СИСТЕМИ ЗА ПРЕНОС СНАГЕ

Хидростатички системи за погон кретања трактора гусеничара принципно представљају трансмисије са два не зависна тока снаге. Дизел мотор 1 предаје снагу погонима гусеница преко два затворена хидростатичка кола која граде по једна хидропумпа 2 и по један хидромотор 3. Интегрални погон гусенице чине хидромотор и планетарни редуктор са ланчаником. Хидропумпе и хидромотори су у главном променљиве радне запремине (променљивог специфичног протока).

Управљање возилом је једноставно и остварује се регулацијом протока пумпи помоћу једног ручног командног разводника 4. Зависно од правца и смера померања ручице командног разводника пумпе могу да дају исте и различите протоке у истим или различитим потисним водовима хидромотора. На тај начин се остварују исте или различите, истосмерне или супротосмерне брзине гусеница, и тако постиже непрекидно лако и логично управљање гусеничним возилом.



Слика 3.1 Хидростатичка трансмисија трактора гусеничара[2]

При кретању трактора у кривини хидростатичка трансмисија регулацијом пумпи остварује и улогу хидростатичког диференцијала.

Проток пумпи зависи од величине угла закретања ручице командног разводника и величине притиска регулације добијеног од пропорцијалног електро-хидрауличког вентила 5.

Ниво притиска регулације пумпи зависи од јачине струје одређене у микроконтролеру 6 одговарајућим софтвером на основу праћења броја обртаја замајца, сензор 7 хода педале гаса, сензор 8 и запамћене карактеристике дизел мотора. Осим контроле кретања и управљања, микроконтролер штити дизел мотор од преоптерећења и процесира податке потребне за приказивање на дисплеју 9.

Хидростатички погонски системи омогућују трансформацију, расподелу и пренос енергије помоћу флуида. За разлику од хидродинамичких хидрауличких система код којих се пренос енергије остварује израженом променом кинетичке енергије флуида при ниском притиску, код хидростатичких хидрауличних система пренос енергије се остварује релативним спорим померањем флуида при повећаном притиску.

Уопштено, хидростатички системи граде компоненте који се функционално разврставају на:

- Трансформационе,
- Регулационо-разводне и
- Помоћне

Трансформационе компоненте се у систему јављају као погонске и извршне.

Погонске трансформационе компоненте су хидропумпе које примљену механичку снагу N_e извора енергије I у облику угаоне брзине ω_e и обртног момента M_e трансформишу у хидрауличку снагу N_h са параметрима у облику протока Q и притиска p које предају флуиду као даљем носиоцу енергије у систему.

Као извори енергије I хидростатичких система јављају се електро и дизел мотори.

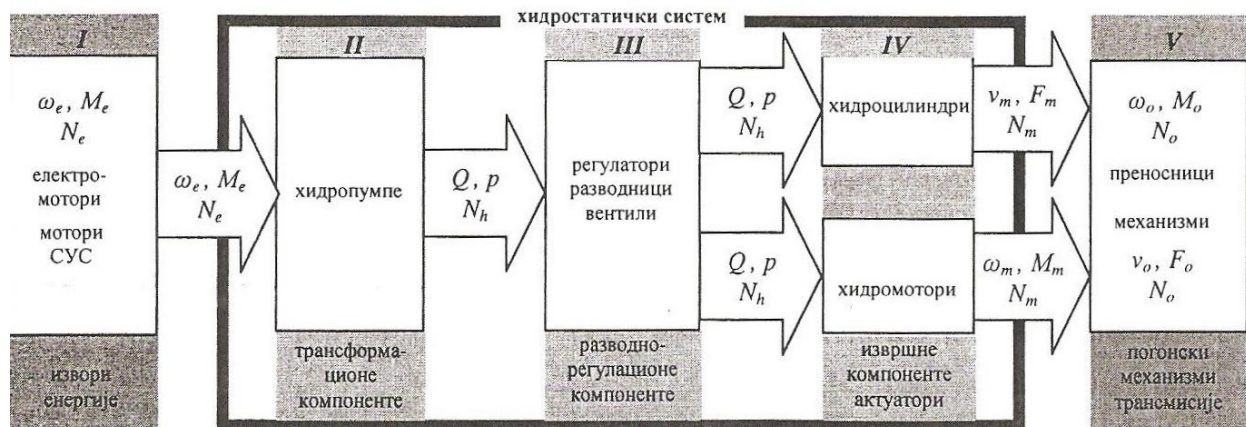
Извршне трансформационе компоненте су хидраулични актуатори (хидроцилиндри и хидромотори) који притисак p и проток Q као параметре хидрауличне снаге N_h поново претварају у механчку снагу N_m :

а) са транслаторним кретањем помоћу хидроцилиндара и параметрима у облику брзине v_m и силе F_m

б) са обртним кретањем помоћу хидромотора и параметрима у облику угаоне брзине ω_m и обртног момента M_m .

Извршне трансформационе компоненте-хидраулички актуатори (хидроцилиндри и хидромотори) својим излазним механичким параметрима снаге оснажују погонске механизме и трансмисије погонских система машина.

На тај начин се коначно остварују параметри машине у облику транслаторних брзина v_o и сила F_o , односно угаоних брзина ω_o и погонских момената M_o потребних за формирање путања манипулационих задатака и савлађивање отпора кретања који се на тим путањама јављају.



Слика 3.2 Шематски приказ хидростатичког система[3]

Регулациони-разводним компонентама припадају различити вентили, регулатори и разводници помоћу којих се проток Q и притисак p као параметри хидрауличке снаге N_h система, ограничавају, регулишу и расподељују према захтевима критеријумима и потребним функцијама система.

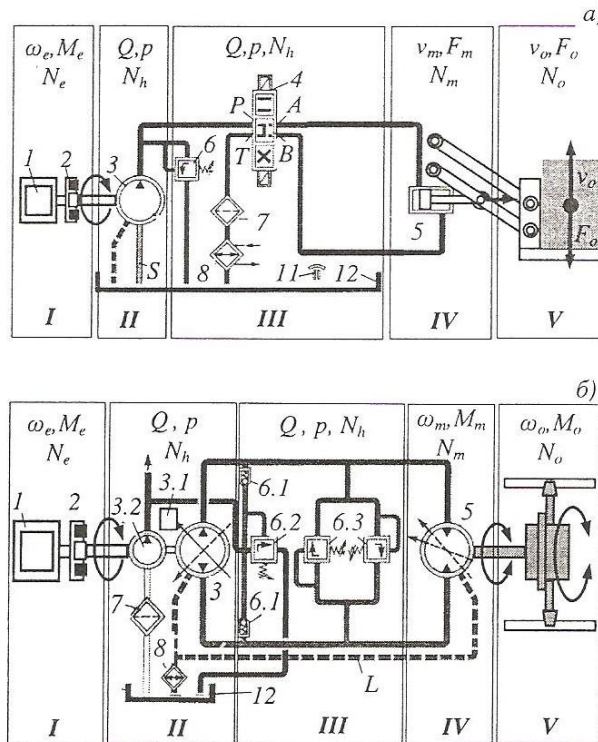
Помоћне компоненте хидростатичких система углавном се јављају као: цревоводи и цевоводи, резервоари, филтри и хладњаци, помоћу којих се остварује циркулација флуида између компонената система и одржавају оптималне карактеристике флуида с циљем да се постигне ефикасност преноса енергије.

Ток трансформација и преноса енергије идеалног хидростатичког система може се изразити:

$$N_e = M_e \cdot \omega_e = N_h = p \cdot Q = \begin{cases} F_m \cdot V_m = F_o \cdot V_o \\ M_m \cdot \omega_m = M_o \cdot \omega_o \end{cases}$$

3.1 ХИДРОСТАТИЧКА КОЛА

Компоненте хидростатичког система функционално повезане одговарајућим водовима граде хидростатичка кола којима тече флуид. Зависно од одвијања кружног тока флуида у систему хидростатичка кола се принципијално изводе као отворена и затворена.



Слика 3.3 Концепција хидростатичког кола а) отворено, б) затворено[3]

У отвореном колу флуид се помоћу хидропумпе и разводника од резервоара доводи до актуатора и од актуатора враћа поново у резервоар. Функционална шема једног једноставног хидростатичког система са отвореним колом дата је на Слици 3.3.

Дизел мотор 1 преко еластичне спојнице 2 погони хидропумпу 3 која кроз усисни вод S усисава флуид из резервоара 12 и потисним водом P потискује до разводника 4. У неутралном положају разводника флуид се повратним водом Т преко филтра флуида 7 и хладњака флуида 8 враћа у резервоар 12. Активирањем разводника један од радних водова А и В актуатора (хидроцилиндра) 5 се везује за потисни вод хидропумпе Р, односно повратни вод Т и на тај начин се мења смер кретања актуатора.

На пример, ако је разводник 4 у горњем радном положају (паралелне стрелице) флуид од хидропумпе, потисним водом Р-А долази у комору цилиндра са стране клипа при чему се клипњача извлачи и преко преносног механизма подиже терет F_0 брзином v_0 . Истовремено флуид се из коморе цилиндра са стране клипњаче враћа повратним водом В-Т у резервоар. Максимално дозвољени притисак система ограничен је ветилом сигурности 6.

Код хидростатичког система са затвореним колом флуид тече потисним водом од хидропумпе до хидромотора и од хидромотора се непосредно враћа повратним водом у хидропумпу. Функционална шема једноставног хидростатичког система са затвореним колом дата је на слици 3.3 б.

Дизел мотор 1 преко еластичне спојнице 2 погони главну 3 и помоћну 3.2 хидропумпу. Водови главне хидропумпе 3 и хидромотора 5 су непосредно повезани тако да флуид система има затворени ток. Главна хидропумпа 3 је двосмерна и преко регулатора 3.1 има могућност да промени смер току флуида у колу а самим тим да промени и смер окретања излазног вратила хидромотора 5. Главни водови затвореног кола система су заштићени од преоптерећења са главним вентилима сигурности 6.3. Флуид који пропуштају ови вентили одводи се у повратни вод кола. Осим тога ови вентили служе за кочење хидромотора кад је хидропумпа у неутралном положају и не даје проток.

3.2 ХИДРОПУМПЕ

Хидропумпе хидростатичких система примљене параметре механичке снаге трансформишу у параметре хидраулике снаге које предају уљу као даљем носиоцу. Улазни параметри механичке снаге N_p су: број обртаја n_p и обртни момент M_p на улазном вратилу хидропумпе. Основни параметри преносне функције хидропумпе су: специфични проток q_p и запремински η_{pv} и механички η_{pm} степен корисности хидропумпе. Специфични проток хидропумпе q_p је радна запремина трансформационог механизма хидропумпе којом може теоријски без губитака да се усиса и потисне уље за један обртај улазног вратила хидропумпе.

Преносне функције хидропумпи које повезују улазне и излазне параметре дате су следећим једначинама:

- Проток у потисном воду хидропумпе:

$$Q_p = \frac{q_p \cdot n_p}{1000} \eta_{pv} \left[\frac{l}{min} \right]$$

- Број обртаја вратила хидропумпе:

$$n_p = \frac{1000 \cdot Q_p}{q_p \cdot \eta_{pv}} [min^{-1}]$$

- Погонски момент на вратилу хидропумпе:

$$M_p = \frac{q_p \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{pm}} [Nm]$$

- Потребна снага за погон хидропумпе:

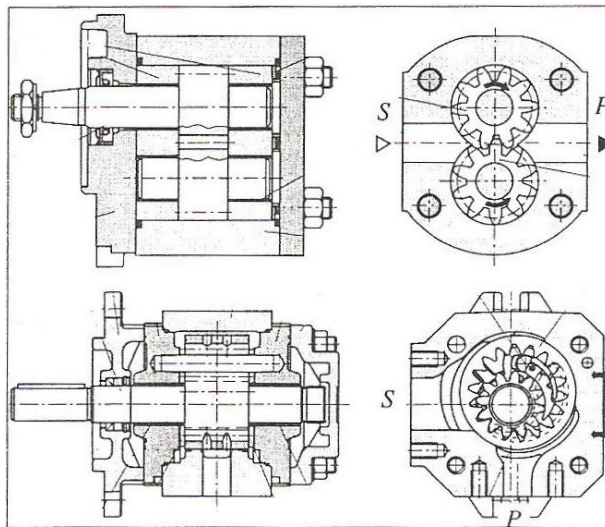
$$N_p = \frac{Q_p \cdot p}{60 \cdot \eta_{pv} \cdot \eta_{pm}} = \frac{Q_p \cdot p}{60 \cdot \eta_{pu}} [kW]$$

Где је: q_p -специфични проток пумпе [cm^3], η_{pv} - запремински степен корисности пумпе, η_{pm} - механички степен корисности пумпе, Q_p - проток пумпе [l/min], p - притисак у потисном воду пумпе [MPa], $\eta_{pu} = \eta_{pv} \cdot \eta_{pm}$ - укупни степен корисности пумпе.

Према концепцији трансформационог механизма хидропумпе се деле на: зупчaste, клипно радијалне, крилне, и клипно аксијалне. Зависно од могућности трансформационог механизма хидропумпе се изводе са константним или промењивим специфичним протоком за ниске, средње и високе притиске.

Хидростатички системи са ниским притиском углавном користе зупчaste пумпе.

Зупчасте гидropумпе. - Трансформациони механизам ових гидropумпи принципијално представља зупчасти пар са спољашњим или унутрашњим спрезањем. Зупчасте гидropумпе са спољашњим озубљењем гради зупчасти пар са погонским и гоњеним зупчаником смештеним у кућишту са усисним S и потисним водом P. Погонски зупчаник је везан за вратило гидropумпе. Окретањем вратила зупчаници се спрежу и својим међузубљем захватају уље у усисној зони и преносе га према потисном воду.



Слика 3.4 Зупчасте гидropумпе са спољним и унутрашњим зупчењем[3]

Међузубља зупчаника ограђена унутрашњим боковима кућишта формирају радну запремину гидropумпе, односно константан специфичан проток величине:

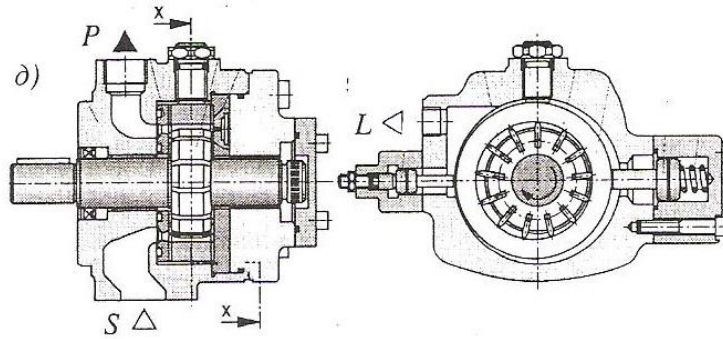
$$q_p = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b$$

Где је: m, z, b - модул, број и ширина зуба зупчаника гидropумпе

Зупчасте пумпе са унутрашњим озубљењем граде зупчасти пар са мањим погонским и већим гоњеним унутрашњим озубљеним зупчаником смештеним у кућишту са усисним S и потисним водом P.

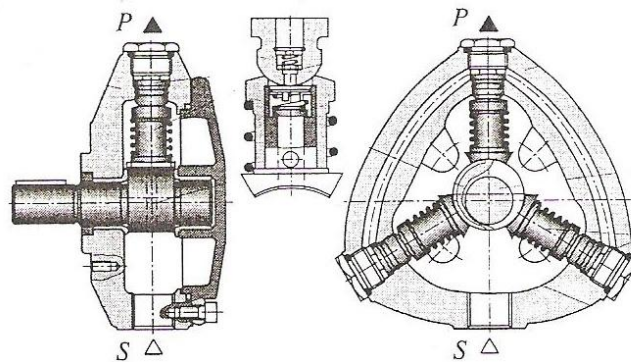
При окретању вратила пумпе, међузубља зупчаника ограђена сегментом који одваја усисну и потисну комору формирају константну радну запремину пумпе.

Крилне хидропумпе. - Трансформациони механизам ових пумпи гради ротор ексцентрично постављен унутар непокретног прстена са крилцима пумпе која су постављена у прорезе по ободу ротора. При обртању ротора, крилца услед центрифугалне силе притискају на унутрашњу површину непокретног прстена захватајући и потискујући уље из радне запремине пумпе.



Слика 3.5 Крилна хидропумпа[3]

Клипно радијалне. - Трансформациони механизам ових хидропумпи састоји се од ексцентричног вратила и клипова са усисним и потисним вентилом, поређаних радијално око ексцента. Клип се креће у цилиндру притиснут за ексцентар опругом. При кретању клипа наниже уље се уписа у радну запремину цилиндра, а при кретању навише се потискује у потисни вод P хидропумпе.



Слика 3.6 Клипно радијалне хидропумпе[3]

3.3 ХИДРОМОТОРИ

Хидромотори у хидростатичким системима примљене параметре хидрауличне снаге трансформишу у обртне механичке снаге са којима даље, као актуатори оснажују погонске механизме машине.

Улазни параметри хидрауличке снаге су: проток Q и притисак p уља у потисном воду хидромотора. Излазни обртни параметри механичке снаге N_m су: број обртаја n_m и обртни момент M_m на излазном вратилу хидромотора. Основни параметри преносне функције хидромотора су: специфични проток q_m и запремински η_{mv} и механички η_{mm} степен корисности хидромотора. Специфични проток хидромотора q_m је радна запремина трансформационог механизма којом може теоријски без губитака хидромотор да прими уље за један обртај свог излазног вратила. Специфични проток q_m одређује величину хидромотора.

Преносне функције хидромотора које повезују улазне и излазне параметре дате су следећим једначинама:

- Проток у потисном воду хидромотора

$$Q = \frac{q_m \cdot n_m}{1000 \cdot \eta_{mv}} \left[\frac{l}{min} \right]$$

- Број обртаја на излазном вратилу хидромотора

$$n_m = \frac{1000 \cdot Q}{q_m} \cdot \eta_{mv} [min^{-1}]$$

- Обртни момент на излазном вратилу хидромотора

$$M_m = \frac{q_m \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{mm} [Nm]$$

- Снага на излазном вратилу хидромотора

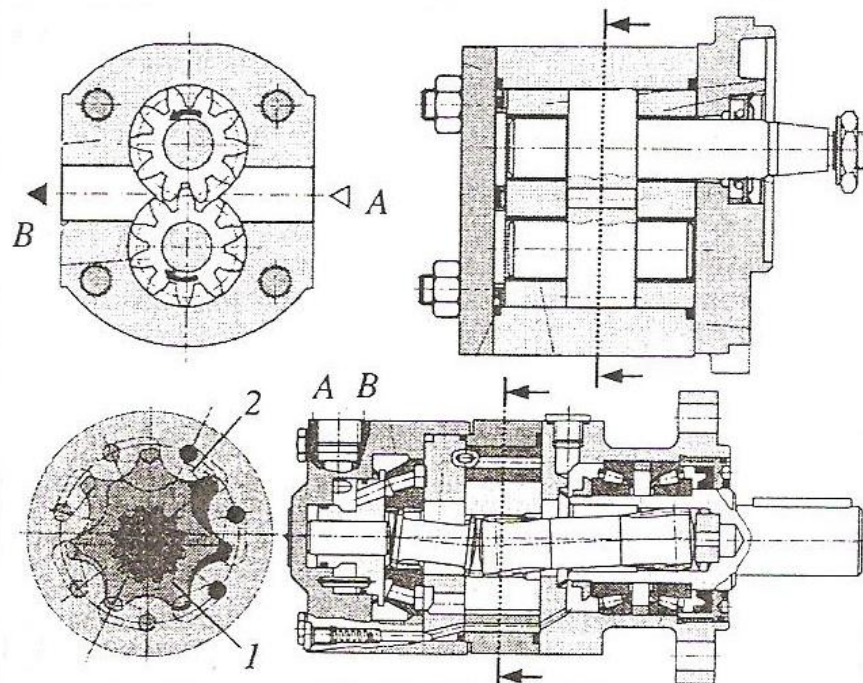
$$N_m = \frac{Q \cdot \Delta p}{60} \cdot \eta_{mv} \cdot \eta_{mm} = \frac{Q \cdot \Delta p}{60} \cdot \eta_{mu} [kW]$$

Где је: q_m - специфични проток хидромотора [cm^3], η_{mv} - запремински степен корисности хидромотора, η_{mm} - механички степен корисности хидромотора, $\Delta p = p - p_0$ - разлика притиска p у потисном и p_0 у повратном воду хидромотора [МПа], $\eta_{mu} = \eta_{mv} \cdot \eta_{mm}$ - укупни степен корисности хидромотора.

Према концепцији трансформационог механизма хидромотори се деле на: зупчасте, клипно радијалне, клипно аксијалне. Зависно од могућности трансформационог механизма хидромотори се изводе са константним или променљивим специфичним протоком за ниске, средње и високе притиске.

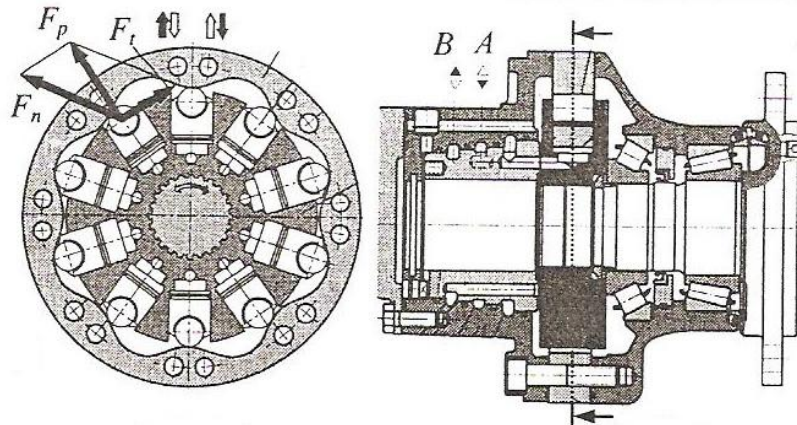
Зупчасти хидромотори. - Трансформациони механизам ових хидромотора принципијално представља зупчасти пар са спољашњим или унутрашњим спрезањем. Трансформациони механизам хидромотора са спољним зупчењем (слика 3.7) је исти као и код зупчастих хидропумпи. Разлика је у томе што се уље доводи хидромотору под притиском у потисни вод А а враћа се у резервоар преко повратног вода В. Претварање хидрауличке енергије у механичку енергију се остварује на тај начин што притисак уља делује на активне површине зуба стварајући силе које у односу на осу окретања зупчаника остварују обртни момент на излазном вратилу хидромотора.

Трансформациони механизам хидромотора са унутрашњим зупчењем гради планетарни зупчасти сет типа orbitrol. У планетарном сету мали зупчаник 1, везан за излазно вратило хидромотора је ексцентрично постављен у односу на осу непокретног венца 2 са унутрашњим озубљењем са којим се спреже формирајући радну запремину односно специфични проток хидромотора.



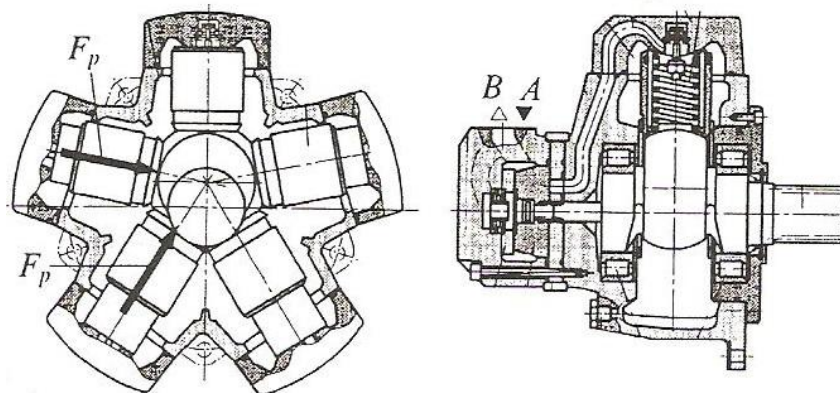
Слика 3.7 Зупчасти хидромотори са спољним зупчењем и орбитол са унутрашњим зупчењем[3]

Клипно радијални хидромотори са брегастим статором. - Имају одређени број цилиндара изведених у ротору који је повезан са излазним вратилом хидромотора. Клипови смештени у цилиндрима ослањају се ваљчићима на брегове статора. Преко обртног разводника један број цилиндара је везан за потисни а један број за повратни вод хидромотора. Притисне силе F_p у цилиндрима под притиском стварају нормалне силе F_n на тангенту профила статора и тангенцијалне силе F_t које у односу на осу излазног вратила хидромотора стварају потребан погонски момент.



Слика 3.8 Клипно радијални хидромотори са брегастим статором[3]

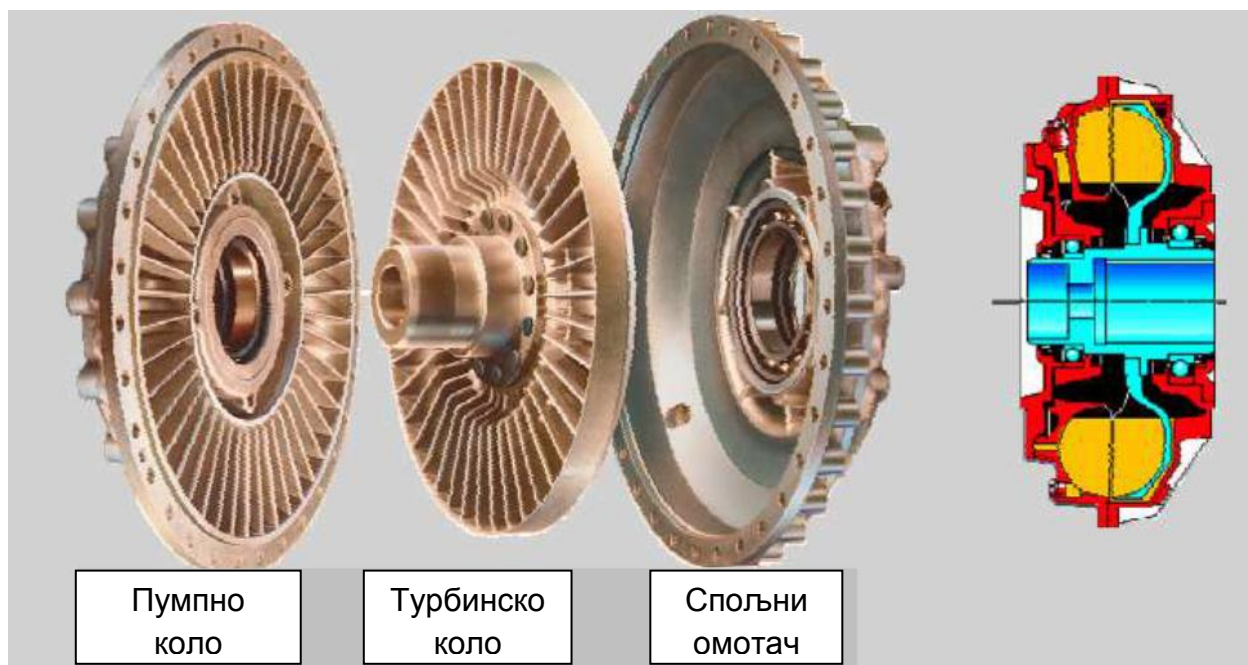
Клипно радијални хидромотори са ексцентричним вратилом. - Имају одређени број цилиндара у кућишту са клиповима који се ослањају по ободу ексцентриа вратила. Преко обртног разводника један број цилиндара је повезан са потисним а други са повратним водом хидромотора. Силе притиска F_p клипова који су под притиском стварају у односу на осу излазног вратила хидромотора потребан погонски момент.



Слика 3.9 Клипно радијални хидромотори са ексцентричним вратилом[3]

4. ХИДРОДИНАМИЧКЕ СПОЈНИЦЕ

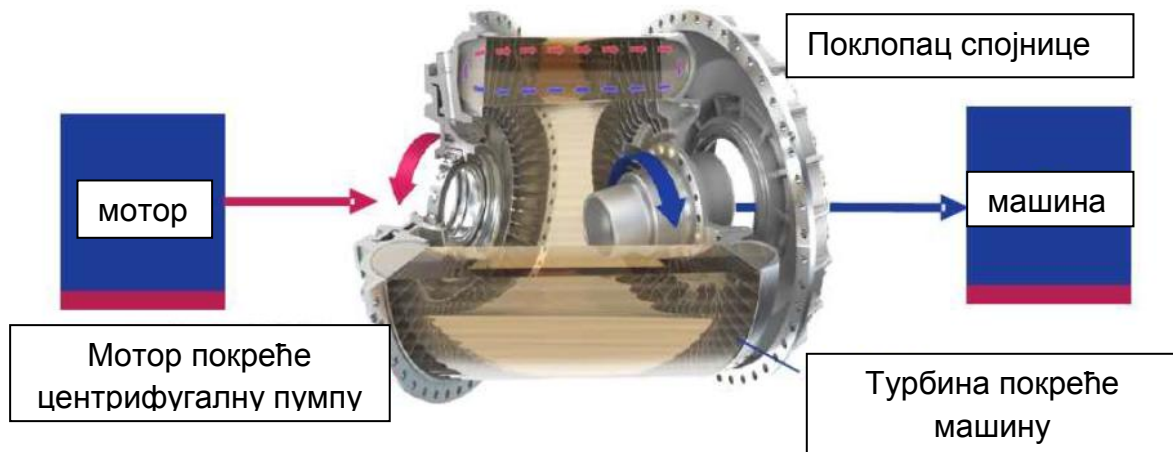
Код хидродинамичких преносника енергија се преноси коришћењем кинетичке енергије течности при сразмерно не тако високим притисцима, код ових преносника радни и моторни елементи су елементи турбо машине. Сви хидродинамички преносници у основи имају пумпно и турбинско лопатично коло.



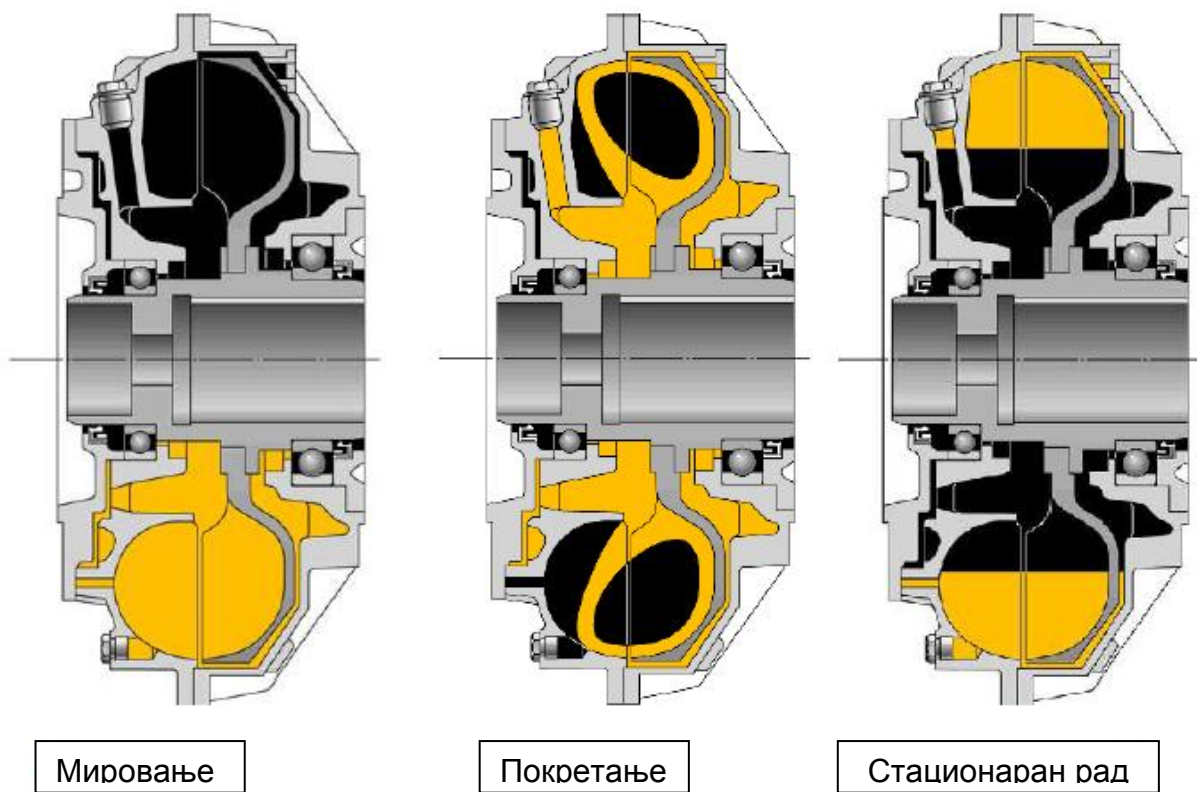
Слика 4.1 Основне компоненте хидродинамичких преносника[2]

Пумпно лопатично коло је везано за погонски мотор и примљену механичку енергију мотора предаје уљу повећавајући његову кинетичку енергију, при чему се уље убрзано креће између лопатица кола од центра ка ободу кола услед центрифугалне силе настале окретањем кола. Турбинско лопатично коло примљену кинетичку енергију уља претвара поново у механичку енергију, при чему се уље креће успорено између лопатица кола од обода ка центру кола.

Добијена механичка енергија у турбинском колу се предаје преносном делу трансмисије машине за који је непосредно везано.



Слика 4.2 Шематски приказ функционисања хидродинамичке спојнице[2]



Слика 4.3 Кретање флуида унутар спојнице у стању мировања, покретања и стационарног рада[2]

Радна кола хидродинамичких спојница су најчешће са радијалним лопатицама. Међулопатични простор пумпног и турбинског кола образују затворени простор који усмерава и ограничава кретање уља при раду спојнице.

Пумпно коло погоњено са улазном угаоном брзином ω_1 и моментом M_1 , окреће се заједно са уљем захваћеним у међулопатичном простору кола, при чему се улазна енергија кола облика обртног момента M_1 претвара у кинетичку енергију захваћеног уља услед релативног убрзаног кретања уља од центра (улаза) ка периферији (излазу) кола. Момент пумпног кола, односно момент на улазном вратилу спојнице M_1 има вредност:

$$M_1 = \rho \cdot Q(C_{uP2} r_{P2} - C_{uP1} r_{P1})$$

где је:

C_{uP1}, C_{uP2} - средње вредности обимних компонената апсолутне брзине уља на улазне и излазне проточне пресеке пумпног кола,

r_{P1}, r_{P2} - радијуси средишта улазних и излазних попречних пресека пумпног кола

Излазну кинетичку енергију уља створену у пумпном колу прхвата, на свом улазу, међулопатични простор турбинског кола у коме се она претвара поново у механичку енергију, у облику обртног момента M_2 турбинског кола, услед релативног успореног кретања уља према центру, односно излазу из кола.

Момент M_2 турбинског кола, односно момент излазног вратила има вредност:

$$-M_2 = \rho \cdot Q(C_{uT2} r_{T2} - C_{uT1} r_{T1})$$

где је:

C_{uT1}, C_{uT2} - средње вредности обимних компонената апсолутне брзине уља за улазне и излазне проточне пресеке турбинског кола,

r_{T1}, r_{T2} - радијуси средишта улазних и излазних попречних пресека турбинског кола

По изласку из турбинског кола уље поново улази у пумпно коло, тиме се затвара и уједно почиње његов релативно кружни струјни ток.

Сабирањем једначина добија се да је збир пумпног и турбинског кола једнак нули:

$$M_1 - M_2 = 0$$

Јер су испуњене следеће кинематичке и геометријске једнакости:

$$C_{uP1} = C_{uT2}, \quad r_{P1} = r_{T2}$$

$$C_{uP2} = C_{uT1}, \quad r_{P2} = r_{T1}$$

због тога што је излаз из радног простора турбинског кола у ствари улаз у радни простор пумпног кола, а излаз из радног простора пумпног кола је улаз у радни простор турбинског кола.

Уз занемаривање губитака следи да је код спојнице момент пумпног кола по апсолутној вредности једнак са моментом турбинског кола:

$$M_1 = M_2 = M$$

Однос угаоних брзина или броја обртаја турбинског и пумпног кола представља преносни однос спојнице:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

У вучним условима рада хидродинамичке спојнице, када се енергија преноси од пумпног ка турбинском колу, преносни однос се креће у интервалу: $0 \leq i \leq 1$.

При вученим условима рада спојнице, јавља се клизање s турбинског кола у односу на пумпно коло услед чега долази до циркулације уља и преноса енергије. Клизање s се дефинише односом:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - i$$

При номиналном раду хидродинамичке спојнице имају клизање $s=0,02-0,03$ или $s=2-3\%$.

Снага на улазном N_1 и излазном N_2 вратилу спојнице је одређена производом:

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1$$

$$N_2 = M_2 \cdot \omega_2$$

Тако да степен корисности спојнице, с обзиром на једнакост ($M_1 = M_2$) представља однос:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i = (1 - s)$$

Који при нормалном раду спојнице ($s=0,02-0,03$) износи $\eta=0,97-0,98$.

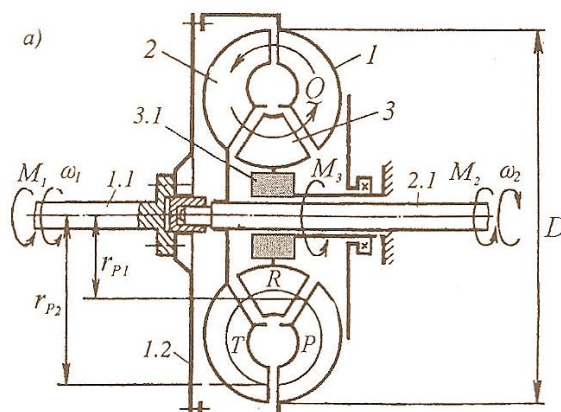
4.1 ХИДРОДИНАМИЧКИ ПРЕТВАРАЧИ

Хидродинамички претварачи момента преносе и трансформишу енергију између погонског мотора и погоњеног дела трансмисије посредством флуида-хидрауличког уља без чврсте (механичке везе) вратила. За разлику од хидродинамичких спојница које само преносе енергију, хидродинамички претварачи поред преноса имају могућност, да зависно од оптерећења трансформишу погонску енергију мотора прилагођавајући је потребним спољним отпорима кретања. Понашајући се при томе као аутоматски преносник-редуктор са континуално променљивом трнсформационом-преносном функцијом по којој се често називају хидротрансформатори.

Хидродинамички претварачи поред пумпног лопатичног кола 1 које је везано за улазно погонско вратило 1.1 и турбинског кола 2, које је везано за излазно вратило 2.1, имају и треће реактивно (спроводно) лопатично коло 3 које може бити:

а) непокретно, чврсто везано непосредно или преко једносмерне спојнице за кућиште претварача 3.1

б) покретно, када се слободно окреће у кућишту претварача.



Слика 4.4 Принципијална шема хидродинамичког претварача[3]

И код хидродинамичких претварача у пумпном колу енергија улазног обртног момента M_1 се предаје уљу тако да је момент пумпног кола једнак:

$$M_1 = \rho \cdot Q(C_{uP2} r_{p2} - C_{uP1} r_{p1})$$

Уље своју кинетичку енергију, створену у пумпном колу предаје турбинском колу стварајући момент турбинског кола M_2 , односно момент на излазном вратилу претварача:

$$-M_2 = \rho \cdot Q(C_{uT2} r_{T2} - C_{uT1} r_{T1})$$

Успорено уље на излазу из турбинског кола прихвата непокретно реактивно коло, и даље га геометријом свог међулопатичног простора убрзава предајући му енергију у облику момента реактивног кола M_3 :

$$M_3 = \rho \cdot Q (C_{uR2} r_{R2} - C_{uR1} r_{R1})$$

где је: $C_{uP1} C_{uT1} C_{uR1} C_{uP2} C_{uT2} C_{uR2}$ обимске компоненте апсолутних брзина уља на улазу и излазу пумпног, турбинског и реактивног кола претварача.

Теоријски, између геометријских и кинематичких величина лопатичних кола претварача важе следеће приближне једнакости:

$$r_{P1} = r_{R2}, C_{uR2} = C_{uP1}$$

$$r_{R1} = r_{T2}, C_{uR1} = C_{uT2}$$

$$r_{P2} = r_{T1}, C_{uP2} = C_{uT1}$$

Сабирањем једначина добија се да је збир свих момената у радним колима хидродинамичког претварача једнак нули:

$$M_1 - M_2 + M_3 = 0$$

Момент излазног (турбинског) вратила претварача је једнак:

$$M_2 = M_1 + M_3$$

Однос момента M_2 турбинског кола и момента M_1 пумпног кола представља коефицијент трансформације претварача k :

$$k = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + M_3}{M_1} = 1 + \frac{M_3}{M_1}$$

Преносни однос i хидродинамичког претварача се дефинише као однос угаоних брзина ω_2, ω_1 или бројева обртаја n_2, n_1 турбинског и пумпног кола:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

Степен искоришћења η хидродинамичког претварача представља однос излазне и улазне снаге претварача:

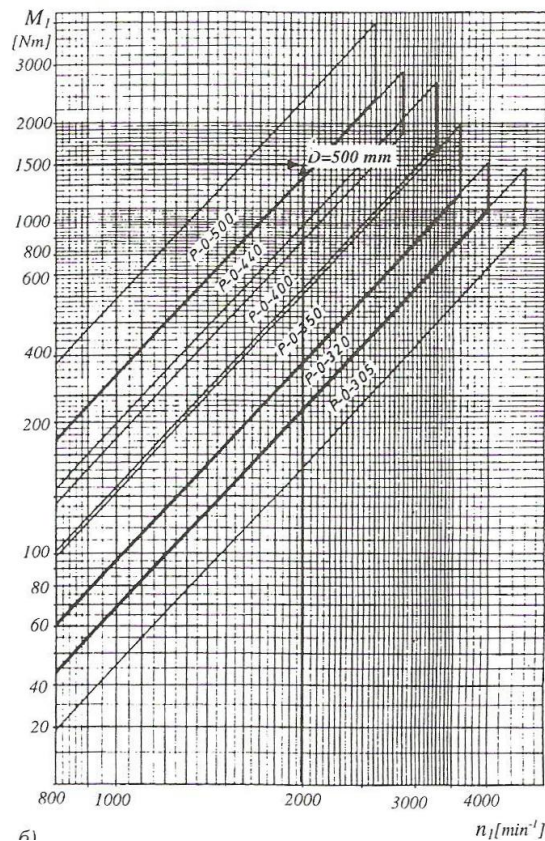
$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = i \cdot k$$

где су: i – преносни однос претварача, N_1, N_2 – снаге на улазном - пумпном и излазном – турбинском вратилу, M_1, M_2 – моменти на улазном и излазном вратилу, ω_1, ω_2 – угаоне брзине на улазном и излазном вратилу.

Основне карактеристике хидродинамичког претварача одређују величину претварача и његову преносну функцију.

Величину претварача дефинише пречник циркулације D . Произвођачи претварача најчешће дају дијаграм зависности пречника циркулације D од момента M_1 и броја обртаја n_1 које претварач може да прими.

Дизел мотору у спрези са претварачем одговара онај пречник циркулације D у чијем се пољу на дијаграму нађе тачка чије су координате момент M_{en} и број обртаја n_{en} мотора при максималној снази N_{en} мотора.



Дијаграм 4.1 Дијаграм за избор пречника циркулације D претварача Индустије ИМК 14. Октобар Крушевац[3]

На пример за момент $M=1500 \text{ Nm}$ и број обртаја $n=2000 \text{ min}^{-1}$ мотора при максималној снази, одговара пречник циркулације претварача $D=500 \text{ mm}$. На самом дијаграму за избор величине претварача се поједина поља суседних пречника циркулације делимично преклапају. Када изборна тачка падне у преклопљену област значи да по величини пречника циркулације мотору одговарају оба претварача. У том случају обавља се детаљна анализа могућности рада мотора са оба хидродинамичка претварача и бира се онај који има боље заједничке излазне карактеристике са мотором. [3]

4.2 ХИДРОДИНАМИЧКИ МЕЊАЧИ

Трансмисије за кретање трактора гусеничара са једним током снаге су углавном хидродинамичке концепције са фрикционим начином управљања. Код ових трансмисија снага дизел мотора се преко хидродинамичког претварача, мењача, бочних спојница и кочница и бочних редуктора преноси на погонске ланчанике гусеница. Жељеним укључивањем и искључивањем ламеластих (фрикционих) бочних спојница и кочница гусенице могу имати исте или различите брзине. На тај начин се остварују неопходни кинематиски услови кретања и управљања кретањем гусеничних возила.

Мењачи хидродинамичких трансмисија су класичног или планетарног типа са променом степена преноса без прекида тока снаге (power shift). С таквом концепцијом, хидродинамичке трансмисије омогућују повољније вучне карактеристике машине са мањим бројем степени преноса и лакшим начином управљања.

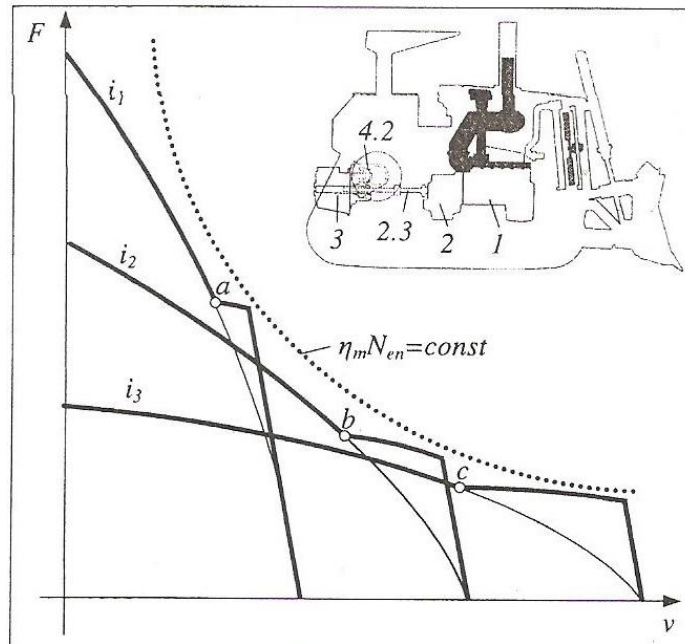
Могуће варијанте хидродинамичких трансмисија се разликују према:

- а) типу претварача,
- б) врсти кочница,
- в) концепцији бочних редуктора,
- г) систему управљања кретањем.

Према врсти претварача трансмисије се изводе са класичним, комплексним и диференцијалним претварачима.

Класични хидродинамички претварачи, у подручју својих малих и великих вредности преносних односа имају мали степен корисности, тако да и хидродинамичке трансмисије опремљене са њима имају мале степене корисности у подручју малих и великих брзина кретања машине у сваком степену преноса мењача трансмисије.

Са комплексним и диференцијалним претварачима, уместо класичних, хидродинамичким трансмисијама су побољшане вучне карактеристике (дијаграм 4.2) а и повећан укупни степен корисности при већим брзинама кретања машине у сваком степену преноса мењача. Комплексни претварачи омогућују, при одређеном односу броја обртаја турбинског и пумпног кола премошћење претварача (тачке а, б, ц на дијаграму) при чему се дизел мотор директно везује за мењач и хидродинамичка трансмисија машине постаје механичка трансмисија која у сваком степену преноса мењача при повећаним брзинама кретања има већи степен корисности и омогућује веће силе вуче.



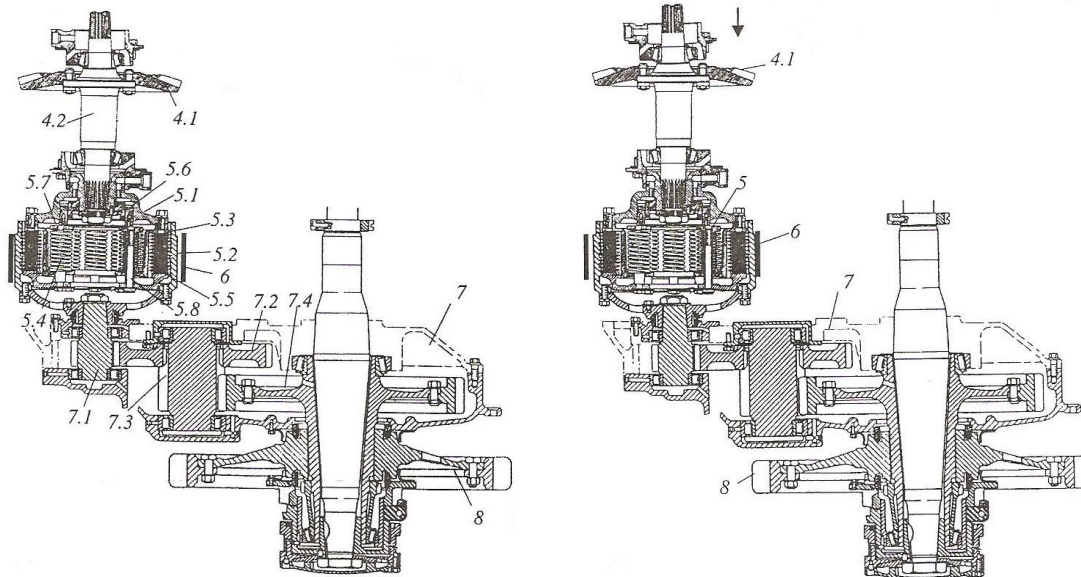
Дијаграм 4.2 Дијаграм вуче хидродинамичке трансмисије са комплексним претварачем[3]

Решења механичких (слика 4.5) и хидродинамичких трансмисија (слика 4.5) су изведена са ламеластим спојницама 5, тракастим кочницама 6 и класичним бочним редукторима са два паралелна зупчаника 7.1-7.2 и 7.3-7.4.

Код ових трансмисија, ламеласте спојнице се принципијално састоје из два добоша, унутрашњег 5.1 везаног за попречно вратило 4.3 коничног зупчаника 4.1 и спољног 5.2 везаног за први зупчаник 7.1 бочног редуктора.

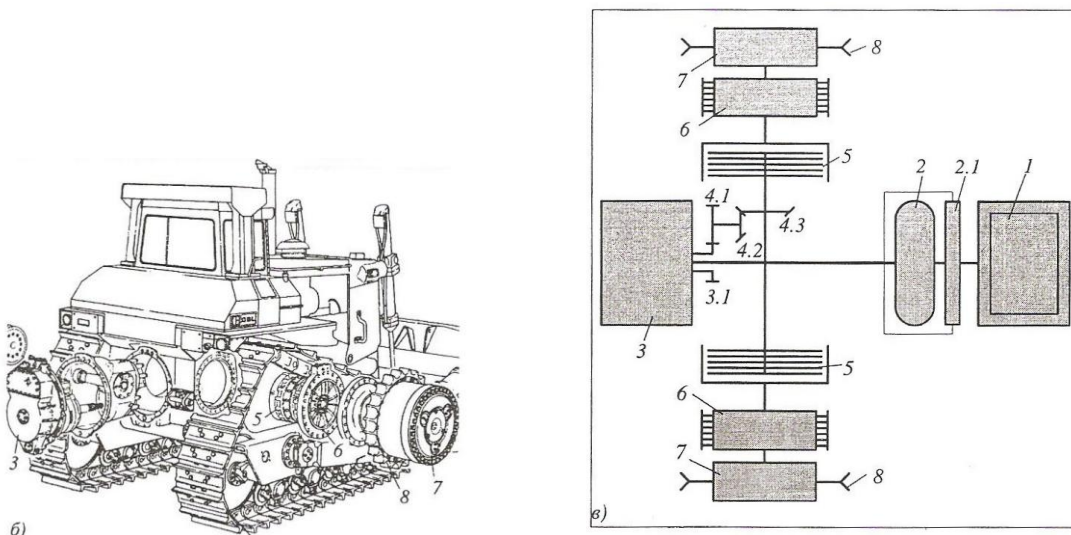
Спојнице преносе момент трењем између унутарњих и спољних ламела 5.3 наизменично постављених у жљебове унутарњег и спољног добоша спојнице. Трење између ламела остварују силе опруга 5.4 преко потисног диска 5.5. искључење спојнице је независно и остварује се савлађивањем опруга 5.4 потискивањем клипног прстена 5.6 уљем хидростатичким системом кретањем машине.

Спољни добош 5.2 спојница је уједно и кочиони добош око којег је постављена трака са облогом кочнице 6. Синхронизованим деловањем система управљања, при жељеној криволинијској путањи машине, истом ножном командом, прво се искључује спојница а затим укључује кочница заостајуће гусенице.[3]

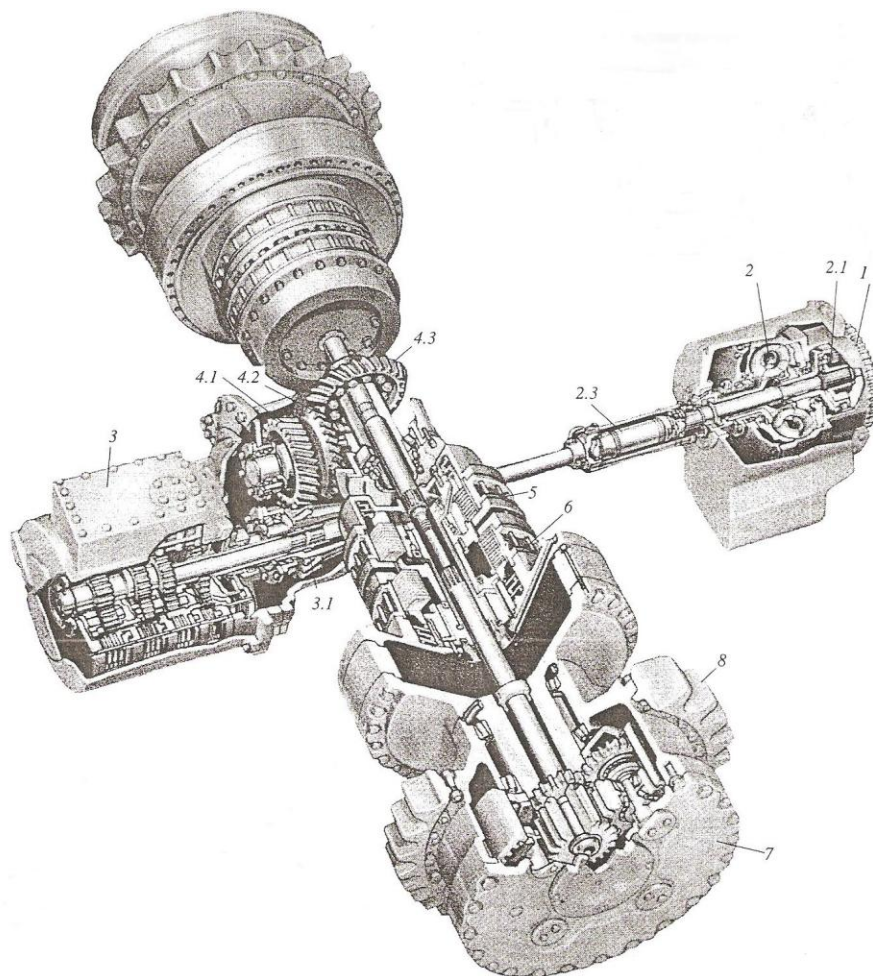


Слика 4.5 Компоненте механичке и хидродинамичке трансмисије[3]

С циљем модуларног извођења хидродинамичких трансмисија поред претварача и мењача као интегралне модуларне компоненте трансмисије развијене су: спојнице, кочнице, бочни редуктори са новим концепцијским решењима. Промене решења су настале у томе што су тракасте добош кочнице замењене са ламеластим кочницама, а класични двостепени бочни редуктори са планетарним бочним редукторима.



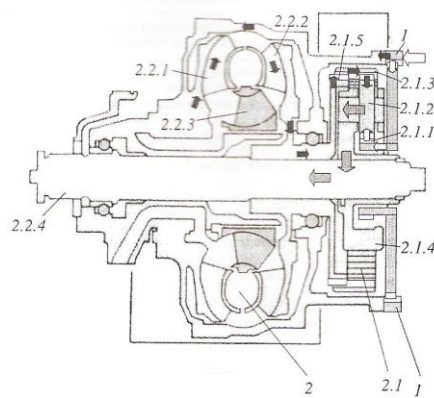
Слика 4.6 Модуларно извођење трансмисије и шема хидродинамичке трансмисије са диференцијалним претварачем и модуларно изведеним компонентама[3]



Слика 4.7 Модуларно хидродинамичка трансмисија трактора гусеничара; 1-замајац дизел мотора, 2-диференцијални претварач, 2.1- планетарни сет диференцијалног претварача, 2.3-карданско вратило, 3-планетарни мењач, 3.1-3.4, 4.2-4.3- зупчasti парови модула за развођење, 5-ламеласте спојнице, 6-ламеласте кочнице, 7- планетарни бочни редуктори, 8-погонски ланчаници[3]

Код ове трансмисије енергија дизел мотора се преко замајца 1 предаје планетарном сету 2.1 диференцијалног претварача 2 који је карданским вратилом 2.3 везан за тростепени планетарни мењач 3. Помоћу шупљег излазног вратила мењача 3, цилиндричног зупчастог пара 3.1-4.1 и конусно тањирастог зупчастог пара 4.2-4.3 енергија се раздељује преко спојница 5 и бочних редуктора 7 на погонске ланчанике 8 гусеница.

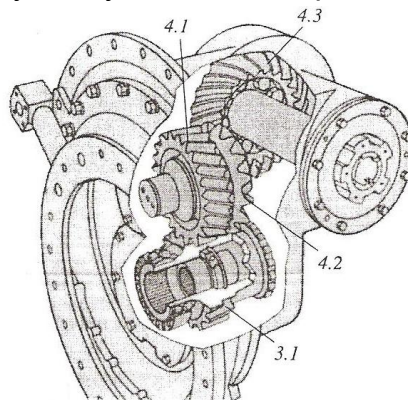
Диференцијални претварач 2 трансмисије има планетарни сет 2.1 (слика 4.8) постављен на излазу претварача. Планетарни сет претварача граде: централни зупчаник 2.1.1 везан за замајац дизел мотора 1, сателити 2.1.2, носач сателита 2.1.3 везан за излазно вратило 2.2.4 претварача, и озубљени венац 2.1.4 везан преко носача 2.1.5 за турбинско коло 2.2.2 претварача.



Слика 4.8 Диференцијални претварач трансмисије[3]

Зависно од услова рада, на улазу диференцијалног претварача снага дизел мотора се грана на део снаге који се предаје пумпном колу претварача и део снаге који се преко планетарног сета предаје излазном вратилу претварача. Део снаге предат пумпном колу се преко турбинског кола и планетарног сета преноси такође на излазно вратило претварача.

Планетарни мењач 3 има пет планетарних сетова који се укључују преко уљних ламеластих спојница при чему прва два сета служе за промену смера кретања машине. Цилиндрични 3.1-4.1 (слика 4.9) и конусно тањирасти зупчасти пар 4.2-4.3 се налазе у заптивеном кућишту и чине интегрални модул.



Слика 4.9 Модул за развођење енергије од мењача према погонским погонским ланчаницима гусеница[3]

Ламеласте спојнице 5 и кочнице 6 су такође модуларно изведене у посебним кућиштима која се везују једно за друго. Бочни редуктори 7 су планетарни са дуплом редукцијом. Ланчаници 8 су сегментни и везују се завртњима за прирубнице бочних редуктора 7. Модуларно извођење и положај компонената теансмисије у односу на костур машине обезбеђује лаку монтажу, демонтажу, прегледну дијагностику и лако сервисирање. Због тога је између осталог планетарни мењач 3 измештен на задњи део трактора а бочни редуктори 7 са ланчаницима 8 су подигнути у односу на подлогу ослањања машине, образујући такозвани *делта* кретни механизам.

4.2.1 СИСТЕМ ПРЕНОСА СНАГЕ СА ДИФЕРЕНЦИЈАЛНИМ УПРАВЉАЊЕМ

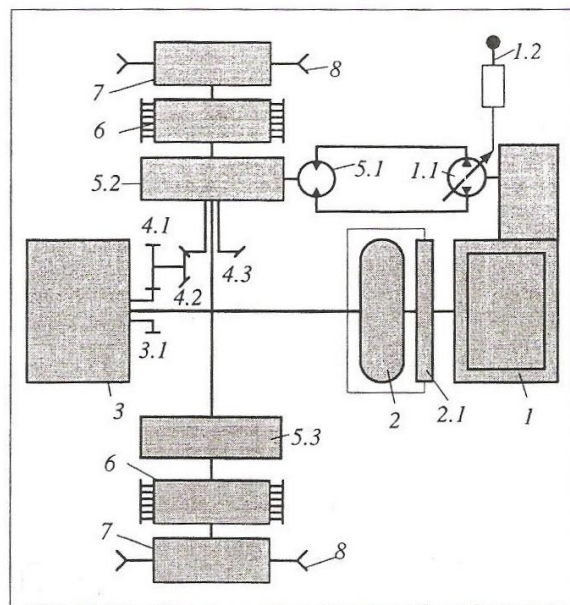
Учинак гусеничних мобилних машина битно зависи од маневарских могућности које се огледају у начину остваривања праволинијске и криволинијске путање кретања при обављању примарних технолошких операција. На пример скоро пола радног времена трактори гусеничари на обављању манипулационих задатака имају криволинијско кретање.

Механичке и хидродинамичке трансмисије трактора гусеничара имају од дизел мотора до ланчаника један ток енергије. Управљање кретањем се постиже на тај начин што су при праволинијском кретању обе спојнице укључене и гусенице теоријски имају исте брзине. При криволинијском кретању зависно од правца кретања, кочница једне заостајуће гусенице је делимично или потпуно активирана чиме се постиже неопходна разлика у брзинама гусеница уз велики напор руковаоца, појаву повећаних динамичких оптерећења и губитак енергије у кочници.

Ове трансмисије су и даље у примени на мањим категоријама трактора гусеничара с тежњом ка модуларној концепцији градње уз модификацију појединих компонената. Даљим развојем у циљу отклањања недостатака претходних трансмисија дошло је до промене у трансмисијама кретања и системима управљања кретањем трактора гусеничара. Те промене се, пре свега огледају у могућностима преноса енергије од дизел мотора до погонских ланчаника у два или три паралелна тока са повећаним укупним степеном корисности трансмисије. Поред тога нови системи управљања омогућују гусеничном возилу побољшање маневарских способности, ублажење преносне процесе у систему преноса енергије и лако и логично руковање.

Једно од решења које испуњава наведене услове је хидродинамичка трансмисија са диференцијалним управљањем. Код ове трансмисије, од дизел мотора до ланчаника гусеница постоје два тока енергије који могу да се одвијају појединачно и комбиновано.[3]

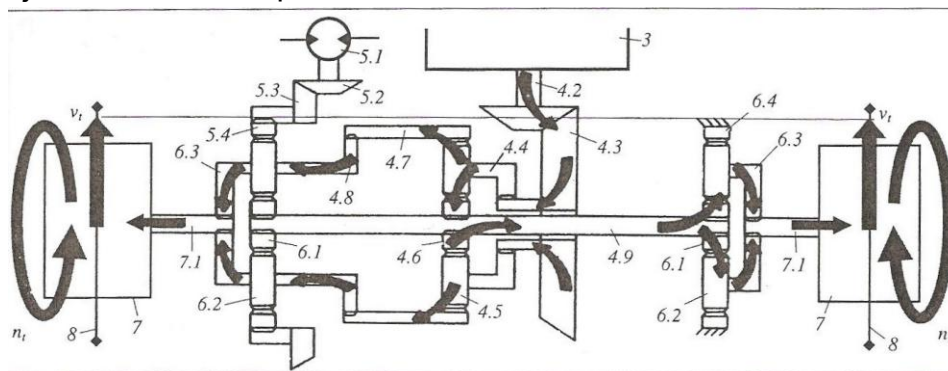
Први могући ток енергије иде само кроз хидродинамички део трансмисије када гусенице теоријски имају брзине истог смера и интензитета при чему машина има праволинијско кретање. Хидродинамички део трансмисије је сличан претходно анализираној модуларној варијанти трансмисије. Разлика је у томе што су фриктиони чланови трансмисије (бочне спојнице) замењени планетарним диференцијалним преносницима (слика 4.10).



Слика 4.10 Шема трансмисије са диференцијалним управљањем[3]

Други могући ток енергије затворено хидростатичко коло са двосмерном хидропумпом 1.1 и хидромотором 5.1 који је повезан са планетарним диференцијалним преносником 5.2 тако да се окретање излазног вратила хидромотора претвара у супротосмерно окретање ланчаника гусеница, односно теоријски посматрано у окретање машине у месту. Истовремено одвијањем оба тока енергије постиже се криволинијска путања машине.

При праволинијском кретању машине енергија дизел мотора 1 се преноси само кроз хидродинамички део трансмисије преко хидродинамичког претварача 2, мењача 3, цилиндричног пара зупчаника 4.2-4.3, диференцијалних планетарних преносника 5.2, 5.3 и бочних редуктора 7 до погонских ланчаника 8. Хидродинамички претварач 2 трансмисије може бити класичан, комплексан или диференцијални са планетарним сетом 2.1.



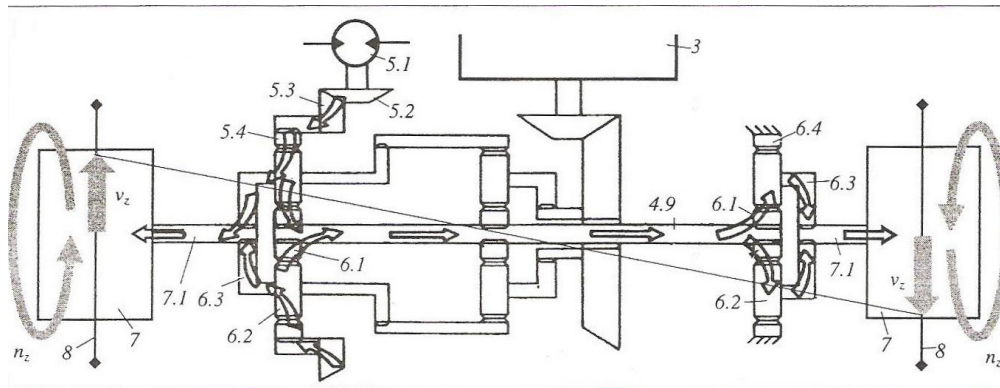
Слика 4.11 Хидродинамичка трансмисија са диференцијалним управљањем ток енергије при праволинијском кретању[3]

Из мењача 3 енергија се преко коничног пара 4.2-4.3 преноси на сателите 4.5 планетарног сета где се грана у два правца. Један део енергије се преноси на озубљени венац 4.7 а други на сунчани зупчаник 4.6. Са озубљеног венца 4.7 енергија се даље преноси на погонски ланчаник 8 једне гусенице, преко носача 4.8 планетарног сета са зупчаницима 5.4-6.1-6.2, носача сателита 6.3, вратила 7.1 и бочног редуктора 7. [3]

Са сунчаног зупчаника 4.6 енергија се преноси на погонски ланчаник 8 друге гусенице преко вратила 4.9, планетарног сета са зупчаницима 6.1-6.2-6.4, носача сателита 6.3, вратила 7.1 и бочног редуктора 7. При чему су моменти и бројеви обртаја n_t ланчаника гусеница исти а кретање машине праволинијско са брзином кретања v_t .

При закретање машине у месту активан је само други ток енергије који иде од мотора преко хидропумпе 1.1 до хидромотора 5.1.

Енергија хидромотора 5.1 се преко коничног пара 5.2-5.3 преноси на диференцијални планетарни преносник, са зупчаницима 5.4-6.1-6.2 где се грана у два правца.



Слика 4.12 Хидродинамичка трансмисија са диференцијалним управљањем ток енергије при окретању машине у месту[3]

Један део енергије се преко носача сателита 6.3, вратила 7.1 и бочног редуктора 7 преноси на погонски ланчаник 8 једне гусенице. Други део енергије се преко сунчаног зупчаника 6.1, вратила 4.9, планетарног сета са зупчаницима 6.1-6.2-6.4 и бочног редуктора 7 преноси на погонски ланчаник 8 друге гусенице кретног механизма. При чему су моменти и бројеви обртаја n_z ланчаника 8, односно силе вуче и брзине v_z гусеница кретног механизма исти али супротног смера, што омогућује окретање машине у месту.

При кретању машине по криволинијској путањи енергија дизел мотора се дели и истовремено преноси кроз оба тока енергије: преко хидродинамичког и хидростатичког дела трансмисије. Збирни пренос обе трансмисије омогућује да се на погонским ланчаницима остваре различити бројеви обртаја, односно различите брзине гусеница и тако постигне кинематички услов криволинијског кретања машине. Збирна преносна функција обе трансмисије таква да се при било ком броју обртаја хидромотора и мењача, за исту вредност n_z једном ланчанику повећа ($n_t + n_z$) а другом смањи ($n_t - n_z$) број обртаја. Разлику брзина гусеница омогућује хидростатички део трансмисије који се у ствари јавља као систем управљања кретањем машине.

Радијус кривине путање кретања машине зависи од броја обртаја хидромотора. При већем броју обртаја хидромотора разлика брзина гусеница је већа а радијус кривине путање мањи, односно заокрет машине оштрији. Промену величине и смера броја обртаја хидромотора омогућује промена протока двосмерне хидропумпе 1.1. Промена протока хидропумпе односно усмерење криволинијске путање кретања машине се постиже променом специфичног протока хидропумпе помоћу командне ручице руковаоца машине.

При скретању у лево конусни зупчаник 5.2 везан за вратило хидромотора 5.1 и конусни зупчаник 4.2 везан за излазно вратило мењача 3 имају исти смер окретања, а при скретању машине у десно имају супротан смер окретања.

5. ПОРЕЂЕЊЕ ТРАНСМИСИЈА КРЕТАЊА ГУСЕНИЧНИХ ВОЗИЛА

Учинак гусеничних машина битно зависи од маневарских могућности њихових трансмисије за остваривањем праволинијског и криволинијског кретања при обављању примарних технолошких операција. Циљ поређења је да укаже на хронолошки ток развоја трансмисија и принципијална решења којима су отклањани њихови претходни недостаци.

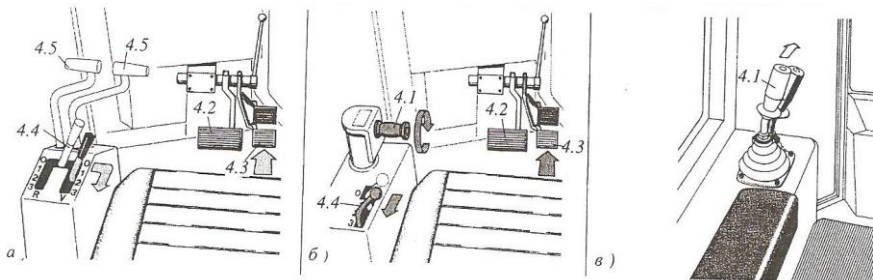
Поређење трансмисија при праволинијском кретању. - Код хидродинамичке трансмисије са фрикционим управљањем при праволинијском кретању су обе спојнице укључене и гусенице теоријски теоријски имају исте брзине.

За управљање кретањем машине користе се: полуга мењача 4.4 (слика 5.1а), педала кочнице 4.3, педала за успоравање 4.2, полуге 4.5 десне и леве управљачке кочнице. При праволинијском кретању ако се жели истовремена промена брзине кретања машине потребно је помоћу полуге 4.4 изабрати одговарајући степен преноса мењача.

Код хидродинамичке трансмисије са диференцијалним управљањем при праволинијском кретању машине енергија дизел мотора се преноси само кроз хидродинамички део трансмисије.

За управљање кретањем машине користи се: полуга за избор степена преноса мењача 4.4 (слика 5.1б), педала кочнице 4.3, педала за успоравање 4.2 и командна ручица 4.1 за избор правца и смера кретања машине. Праволинијско кретање се постиже окретањем командне ручице 4.1 напред или назад. Ако се жели истовремена промена брзине кретања машине потребно је помоћу полуге 4.4 изабрати одговарајући степен преноса мењача.

Код хидростатичке трансмисије померањем само једне командне ручице 4.1 (слика 4.1в), напред или назад остварује се праволинијско кретање машине у одговарајућем правцу. Зависно од брзине и хода померања исте ручице мења се (убрзава или успорава) брзина кретања машине.



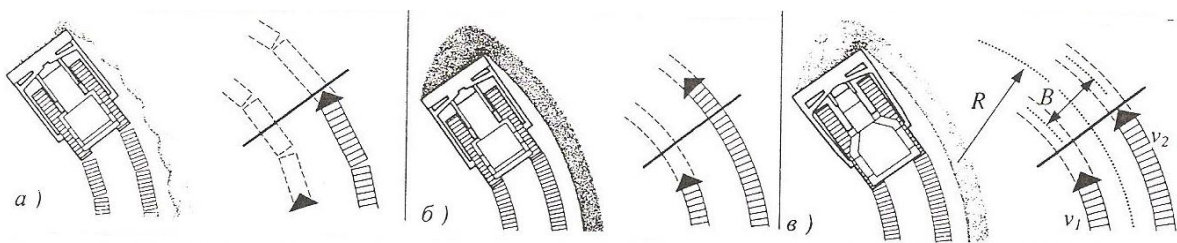
Слика 5.1 Поређење трансмисије при праволинијском кретању: а) хидродинамичка, б) хидродинамичка са диференцијалним управљањем, в) хидростатичка[2]

Поређење трансмисије при криволинијском кретању. - Закретањем машине са хидродинамичком трансмисијом и фрикционим управљањем се остварује на тај начин што се ток снаге на једну гусеницу делимично или потпуно прекида. Гусеница се при томе успорава или је потпуно заустављена. Овакав начин управљања проузрокује неправилно-испрекидано кретање у кривини уз смањење укупних вучних карактеристика машине.

Кретање машине у кривини проузрокује хабање на управљачким спојницама и кочницама.

Окретањем командне ручице 4.1 у одговарајућем смеру уз истовремено закретање исте ручице напред или назад постиже се криволинијска путања машине одговарајућег усмерења. Било која управљачка корекција може бити једино изведена убрзавањем бежуће гусенице уз истовремено успоравање заостајуће гусенице. Максимални однос брзина између две гусенице је ограничен. Окретање машине у месту је могуће у оба смера, закретањем напред или назад командне ручице 4.1.

Код хидростатичке трансмисије једноставним покретањем командне ручице 4.1 напред или назад уз истовремено њено закретање лево или десно постиже се криволинијска путања жељеног правца и смера. Било који радијус кривине може бити одабран са континуалном променом интензитета и смера брзина кретања гусеница све до потпуног окретања машине у месту. При чему обе гусенице независно добијају погон и свака може бити одвојено управљана. Зависно од брзине и величине хода закретања командне ручице 4.1 мења се брзина кретања трактора у кривини.



Слика 5.2 Поређење трансмисије при криволинијском кретању: а) хидродинамичка, б) хидродинамичка са диференцијалним управљањем, в) хидростатичка[2]

Поређење трансмисије при кочењу. - Код хидродинамичких трансмисија са фрикционим управљањем после ручног искључивања степена преноса мењача, машина једино може бити успорена на механички начин укључивања кочница. Неправилно руковање обично води преурађеном хабању и замору материјала елемената трансмисије. Ако трансмисија има тракасте кочнице јавља се потреба накнадног подешавања после одређеног броја радних сати.

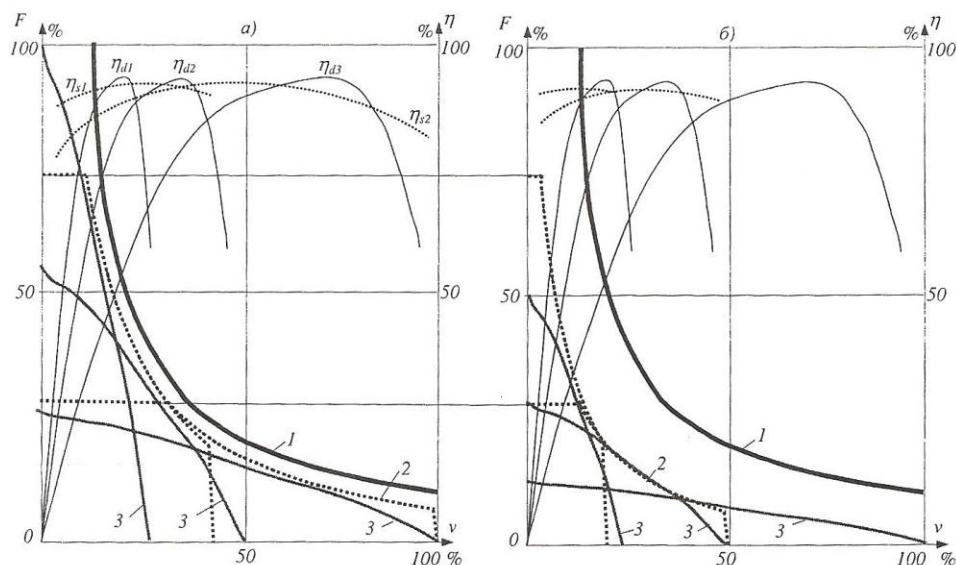
При кочењу код хидродинамичке трансмисије са диференцијалним управљањем упркос диференцијалног управљачког система, неопходан је конвенционални кочиони систем. После ручног смањења степена преноса, морају се укључити кочнице да би се машина зауставила. То су најчешће ламеласте кочнице, уграђене унутар бочних редуктора које су изложене високим обртним моментима. Додатно трење настало у овим кочницама повећава температуру уља у бочним редукторима и смањује квалитет подмазивања.[3]

Поступак при кочењу код хидростатичке трансмисије се одвија без хабања компонената управљања. Померањем управљачке ручице 4.1 у неутрални положај смањује се проток уља између хидропумпе и хидромотора што успорава машину и доводи до њеног заустављања. На тај начин затворено коло хидростатичког система делује као кочница без захтева за додатним компонентама у систему трансмисије.

Поређење трансмисије према вучним карактеристикама. - За ову анализу посматрају се дијаграми вучне хидростатичке 2 и хидродинамичке 3 трансмисије у односу на идеалну хиперболичку зависност 1 силе вуче F и брзине кретања v и то: а) при потпуном коришћењу снаге дизел мотора за кретање машине (дијаграм 5.1а), б) при коришћењу половине снаге дизел мотора за кретање машине (дијаграм 5.1б).

Осим тога степени корисности η_{sl} хидростатичке трансмисије имају веће вредности у односу на степене корисности $\eta_{d1}, \eta_{d2}, \eta_{d3}$ хидродинамичке трансмисије у већем опсегу брзине кретања машине.

У случају када се, на пример за кретање машине користи половина снаге дизел мотора, а друга половина за погон манипулатора и помоћних система хидростатичке трансмисија може остварити максималну силу вуче са мањим брзинама кретања. При томе хидропумпе хидростатичке трансмисије имају максимални радни притисак, ограничен вентилом сигурности система, а смањени проток. У истом случају оптерећења дизел мотора, хидродинамичке трансмисије не могу да остваре максималне силе вуче, крива 3 јер се смањењем снаге за погон кретања машине смањује и погонски момент дизел мотора који се предаје хидродинамичком претварачу трансмисије.



Дијаграм 5.1 Упоредне карактеристике хидродинамичке и хидростатичке трансмисије[3]

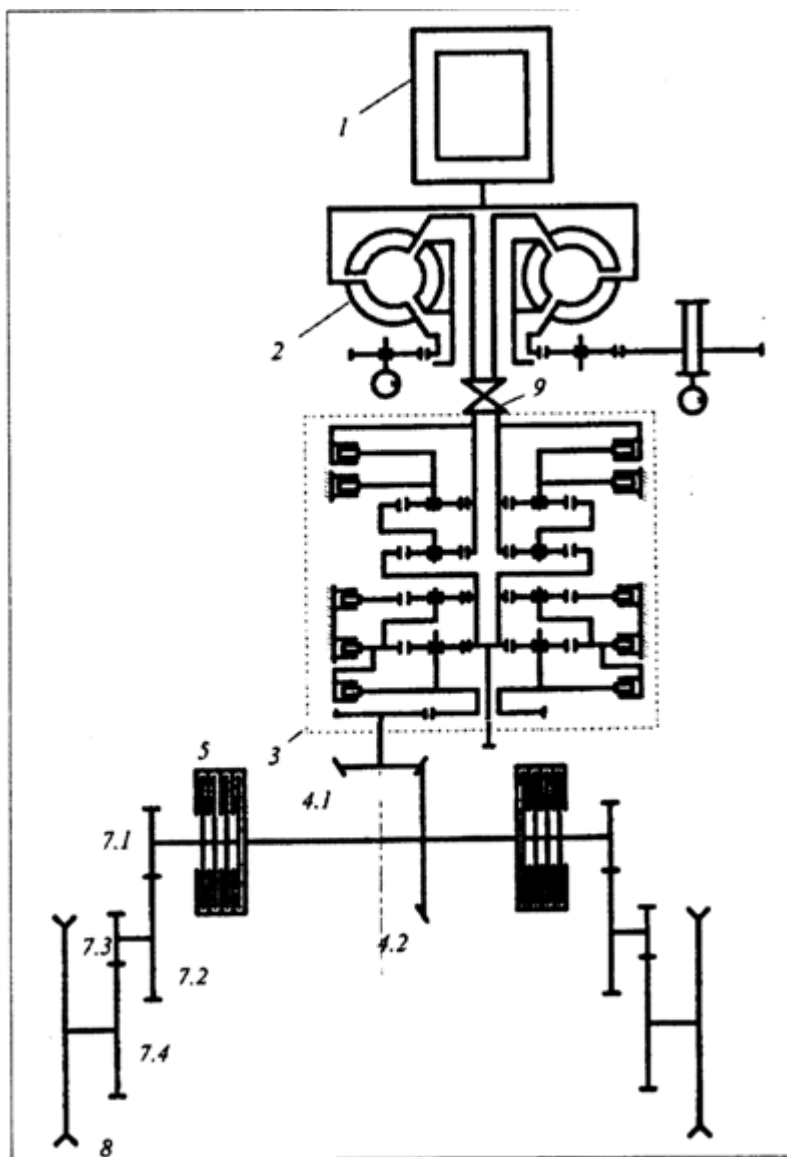
Поређење трансмисије према даљем могућем развоју. - Хидродинамичке трансмисије са фрикционим управљањем код гусеничних машина су у свом развоју већ потпуно сазреле. Даљи развој је усмерен на усавршавање компоненти механичког дела трансмисије с циљем аутоматизације промене степена преноса мењача и повећања степена корисности. Код ових трансмисија једино се хидродинамички претварачи и мењачи јављају на тржишту као готови модули. Хидродинамичке трансмисије са диференцијалним управљањем се јављају код трактора гусеничара водећих светских произвођача који су већ имали развијен концепт класичних хидродинамичких трансмисија. Развијене су с циљем да се побољшају маневрске способности машине уз коришћење већ постојећих компонената класичне хидродинамичке трансмисије. И код ових трансмисија једино се хидродинамички мењачи и претварачи јављају на тржишту као готови модули.

Хидростатичке трансмисије за гусеничне машине су се последњих двадесетак година нагло развиле и потисле примену механичких и хидродинамичких трансмисија. Разлози таквог усмерења леже, пре свега у карактеристикама и расположивости хидростатичких компоненти које пружају могућност лаког регулисања вучних карактеристика и изразити модулари развој трансмисија са повећаним учинком и комфором руковања уз смањење потрошње енергије.

Тржишна расположивост се огледа у бројним специјализованим произвођача хидростатичких компонената и система мобилних машина. Тако су се већ појавили на тржишту произвођачи (Rexroth Bosch Group) са комплетним погонским системима мобилних машина, међу којим су се и хидростатичке трансмисије за кретање гусеничних машина.[3]

5.1 РАЗВОЈ ТРАНСМИСИЈЕ ТРАКТОРА ГУСЕНИЧАРА ТГ- 160

Постојеће решење трансмисије кретања трактора гусеничара ТГ-160 индустрије ИМК 14. Октобар је класична хидродинамичка трансмисија која се састоји од: мотора 1, хидродинамичког претварача 2, планетарног мењача 3, задњег моста где је смештен конусно тањирасти пар 4.1-4.2, уљних управљачких спојница 5, кочница 6, бочних редуктора 7 и ланчаника 8.

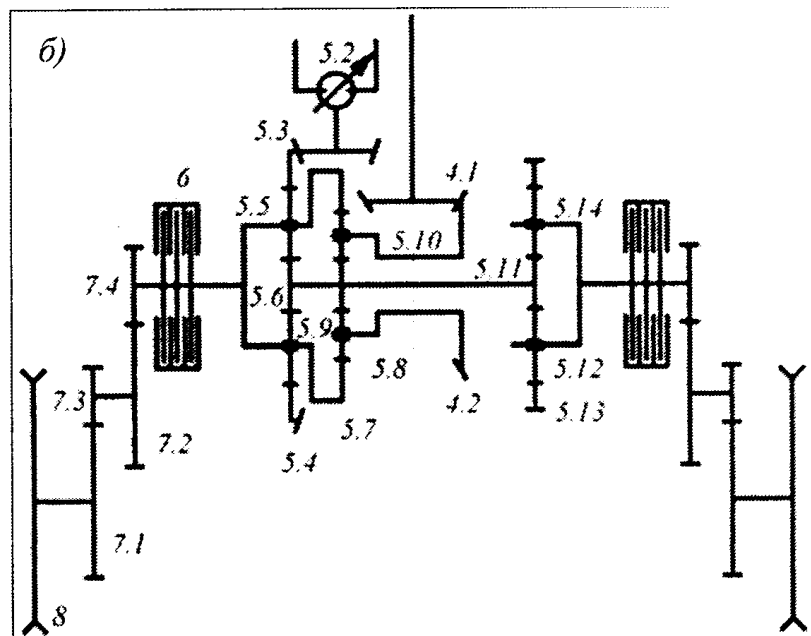


Слика 5.3 Трансмисија кретања трактора гусеничара ТГ-160 – постојеће решење хидродинамичке трансмисије[2]

Мењач 3 је планетарни са три брзине за ход у напред и три брзине за ход у назад. Бочни редуктори су класични са дуплом редукцијом преко цилиндричних зупчаника 7.1-7.2 и 7.3-7.4. На основу спроведених анализа дата су варијантна решења за нову трансмисију кретања трактора гусеничара ТГ-160 хидродинамичке концепције са диференцијалним управљањем.

5.1.1 ПРЕДЛОЖЕНО РЕШЕЊЕ ТРАНСМИСИЈЕ ТРАКТОРА ГУСЕНИЧАРА ТГ-160

Код ове варијанте у односу на постојеће решење трансмисије трактора гусеничара ТГ-160, задржава се хидродинамички део трансмисије до излаза из мењача. Фрикционе спојнице се замењују планетарним сетовима зупчаника и затвореним хидростатичким колом који су тако повезани да граде диференцијални систем за управљање кретањем трактора.



Слика 5.4 Трансмисија кретања трактора гусеничара ТГ-160 – варијантно решење[2]

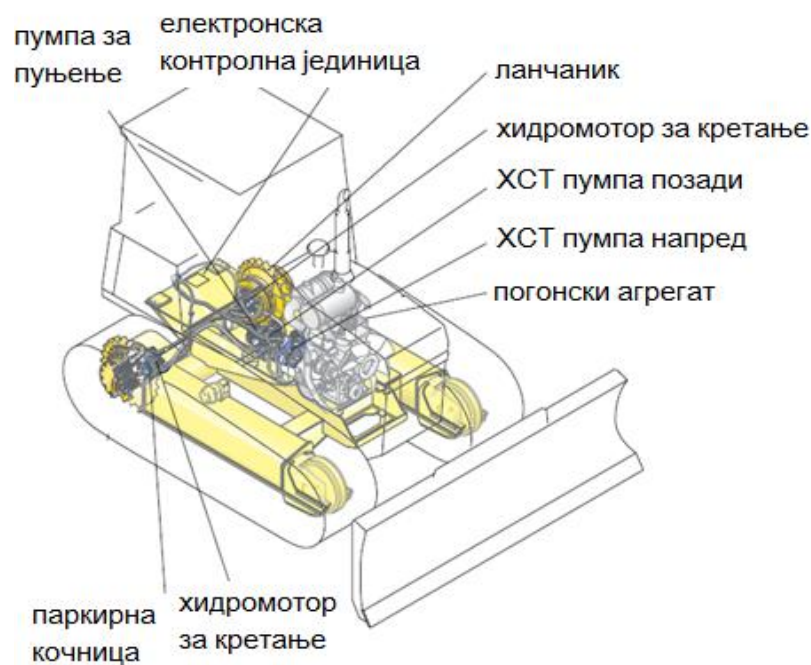
У диференцијалном систему управљања постоје три планетарна сета зупчаника. Први планетарни сет граде: озубљени венац 5.4, сателити 5.5, и сунчани зупчаник 5.6. Озубљени венац 5.4 уједно чини и конично-тањирасти зупчаник 5.3 који је у спрези са зупчаником на вратилу хидромотора 5.2 који погони хидростатички део трансмисије. Други планетарни сет граде: озубљени венац 5.7, сателити 5.8 и сунчани зупчаник 5.9.

Носач сателита 5.10 овог овог планетарног сета је везан за конични зупчаник 4.2 који је у спрези са зупчаником 4.1 на излазним вратилу мењача 3 хидродинамичког дела трансмисије трактора. Трећи планетарни сет граде: непокретни озубљени венац 5.13 сателити 5.12 и сунчани зупчаник 5.11. Носачи сателита првог и последњег планетарног сета су везани за улазна вратила бочних редуктора чији концепт остаје исти као на постојећој трансмисији трактора. Ламеласте кочнице 6 не служе за управљање при скретању већ за заустављање машине.

5.2 КОМСТАТ II ХИДРОСТАТИЧКА ТРАНСМИСИЈА БУЛДОЗЕРА

Модели Коматсу булдозера Д31, Д37 и Д39 користе Комстат II хидростатичку трансмисију која омогућава варијабилну или међуфазну селекцију брзине кретања. Варијабилни избор брзине кретања омогућава руковаоцу машине избор кретања булдозера у више начина у зависности од послова који се обављају, док међуфазни избор кретања омогућава три различита опсега брзине кретања. Оба начина избора брзине кретања булдозера омогућују правилан избор кретања машине у зависности од радних услова.[5]

Комстат булдозери такође поседују више степени преноса за кретање ходом у назад што је веома важно у радним условима.



Слика 5.5 Основни елементи хидростатичке трансмисије Коматсу булдозера [5]

Као командни контролни систем за управљање машином користи се џојстик који омогућава маневрисање машином у свим жељеним правцима. Померање џојстика напред омогућава кретање напред, а померање ручице џојстика назад омогућава кретање ходом у назад. Нагињање ручице џојстика у леву или десну страну омогућава ротацију у месту. Хидростатички начин управљања елиминише коришћење квачила и кочница у току процеса мењања жељеног правца кретања. Електронски начин управљања омогућава лагани начин промене жељеног правца кретања. [4]

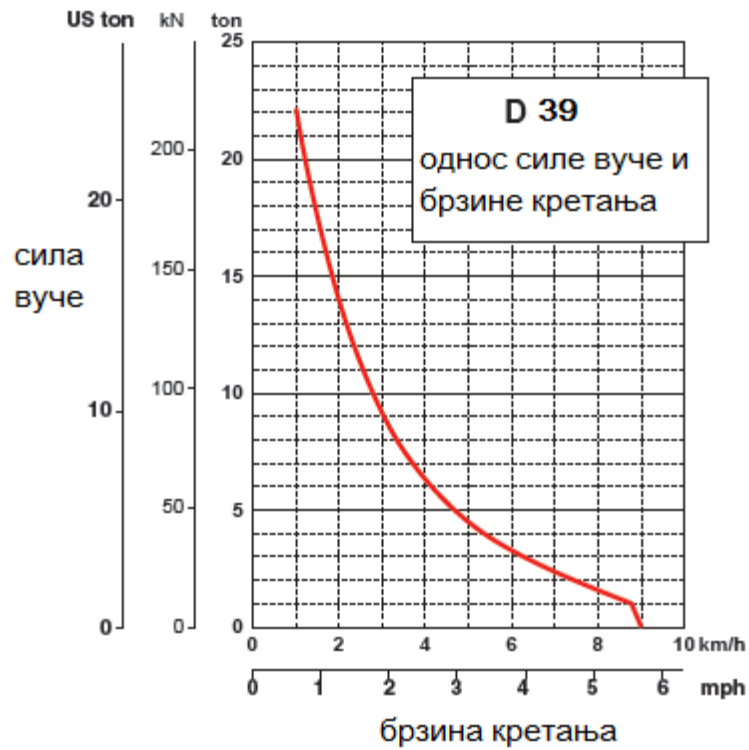
Предности хидростатичке трансмисије огледају се у:

- Добре маневарске способности које омогућавају лагану промену жељеног правца кретања.
- Лагана контрола машине и ако је она оптерећена на једној страни сечива.
- Лако селектовање оптималне брзине кретања, што доприноси ефикаснијем обављању земљаних радова.[4]

Брзина кретања (степен преноса)	Напред	Позади
1	0-3,4km/h	0-4,1 km/h
2	0-5,6 km/h	0-6,5 km/h
3	0-8,5 km/h	0-8,5 km/h

Брзина кретања (варијабилни режим)	Напред	Позади
	0,8-8,5 km/h	0,8-8,5 km/h

Слика 5.6 Брзина кретања булдозера у зависности од степена преноса[4]



Дијаграм 5.1 Однос силе вуче и брзине кретања булдозера[4]

ЗАКЉУЧАК

Код трансмисије за кретање, савремених трактора гусеничара, снага дизел мотора се грана у два или три паралелна тока, помоћу модуларно грађених компонената са повећаним степеном корисности и лаким и брзим начином монтаже и демонтаже. При томе су системи управљања тако остварени да омогућују гусеничном возилу веће маневарске способности, ублажене прелазне процесе у трансмисији преноса снаге и лако и логично управљање.

Хидродинамичке трансмисије са фриktionим управљањем код трактора гусеничара су у свом развоју већ потпуно сазреле. Њихов даљи развој усмерен је на усавршавање компонената механичког дела трансмисије у делу потпуне аутоматизације промене степена преноса мењача и повећања степена корисности. Хидродинамичке трансмисије са диференцијалним управљањем се јављају код трактора гусеничара водећих светских произвођача који су већ имали развијен концепт хидродинамичких трансмисија. Може се рећи да су водећи произвођачи развијали ове трансмисије као прелазно решење с циљем да се: побољшају маневарске способности машине, искористиле већ постојеће компоненте и смање инвестиције у развој нове концепције трансмисија.

Хидростатичке трансмисије за тракторе гусеничаре су се последњих десет година нагло развиле. Разлози леже у томе што је главни тренд развоја свих мобилних машина, па и трактора гусеничара, повећање радног учинка, смањење потрошње енергије и повећање комфора руковања. Све ове захтеве данас је незамисливо остварити без примене хидростатичких и електронских система на мобилним машинама. У свету постоји велики број произвођача компонената и система мобилних машина. Тако су се већ појавили произвођачи (Bosch Rexroth) који нуде комплетне погонске системе мобилних машина међу којима су и хидростатичке трансмисије кретања трактора гусеничара.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Демић М.: Основи теорије гусеничних возила, Технички факултет у Чачку, 1992.

[2] Јаношевић Д.: Трансмисије кретања и управљања трактора гусеничара, Трактори и погонске машине, вол 6, но 3, 2001, пп. 24-29.

[3] Јаношевић Д.: Пројектовање погонских мобилних машина, Машински факултет Ниш, 2006.

[4]http://www.komatsuamerica.com/default.aspx?p=equipment&f1=view&prdt_id=1047#info приступљено 5. 9. 2013

[5]http://www.constructionequipmentguide.com/web_edit/Northeast/%202005/1305/CE2NE13229NE.pdf , KomStat 2 Dozers offer hydrostatic transmission, приступљено 6.9.2013