



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Хидропреносници снаге

Број индекса: 359/2011

Драган Љ. Радосављевић

**ПРИМЕНА ХИДРОСТАТИЧКЕ
ТРАНСМИСИЈЕ КОД ГЛАВНОГ ПОГОНА
ВЕДРИЦА БАГЕРА Ers-710**

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Вања Шуштершич - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да применом најновијих достигнућа у области хидропреносника снаге изврши замену механичке трансмисије главног погона ведрица багера ЕРс-710 хидростатичком. Примењујући најновија достигнућа у свету у овој области, увођењем хидростатичке трансмисије уместо механичке кандидат је у обавези да задовољи све потребне услове, које је постизала механичка трансмисија.

Препоручена литература:

- [1] Д. Јаношевић: Пројектовање мобилних машина; Машински факултет, Универзитет у Нишу, 2006.
- [2] В. Савић: Уљна хидраулика - Конструкција, прорачун и одржавање хидрауличних система; Дом штампе, Зеница, 1989.
- [3] В. Келић: Хидропреносници; Научна књига, Београд, 1989.
- [4] В. Шуштершич: Хидростатички преносници снаге; Машински факултет- скрипта, 2010.

Крагујевац, 31.05.2013.г.

Ментор:

Др Вања Шуштершић, ванредни професор

Овај рад посвећујем мојој супрузи Слађани, која је имала разумевање за мене.

РЕЗИМЕ

Последњих година постигнут је велики напредак у развоју и практичној примени хидростатичког погона и управљања у свим гранама привреде. Посебно широку примену хидростатички преносници имају у области мобилних машина у грађевинарству, рударству, пољопривреди, шумарству, како за покретање радних органа (мултипликатора) који изводе технолошке операције, тако и за погоне кретања. На основу досада доступних радова код тежке механизације у рударству примена хидростатичких преносника позната је у примени само код роторних багера. Овим радом презентираће се примена хидростатичке трансмисије и код багера ведричара и то извођења главног погона ведрица, применом хидростатичке трансмисије код багера ЕРС-710 који је у експлоатацији за откоп откривке и угља на ПО "Дрмно".

ABSTRACT

Lately the progres has been made in developing and practical application of hydrostatic propulsion and controlment in all branches of economy. Hidrostatic gears have application specially for mobile machines in civil engineering, minig, agriculture and forestry. These hydrostatic systems are intended for movement of working organs (manipulators) which perform tehcnological operations and also as properly driving power. Based on the available information about heavy equipment in the mining application application of hydrostatic transmissions is known only is application of excavators. This paper shows the application of hydrostatic transmission with bucket dredger and execution main drive of bucket, using hydrostatic transmissions for excavators ERS 710 which is in exploatation for excavation of overburden and coal at the PO "Drmno".

1.0 УВОД.....	3
1.1. Основни појмови, технологија и производни процеси у рударству.....	3
1.2. Услови примене, предности и недостаци у зависности од начина експлоатације.....	4
1.3. Захтеви које треба да испуне машине у условима рада на површинским коповима и рудницима са подземном експлоатацијом.....	7
2. ПОДЕЛА МАШИНА И УРЕЂАЈА У РУДАРСТВУ.....	10
2.1. Основни системи рударских машина.....	12
2.2. Погонски системи.....	13
3. ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ (ТРАНСМИСИЈЕ).....	18
3.1. Механички пренос снаге.....	19
3.2. Електрични пренос снаге.....	22
3.3. Хидраулични пренос снаге.....	25
3.3.1. Хидродинамички пренос снаге.....	26
4. ХИДРОСТАТИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ.....	29
4.1. Хидропумпе.....	31
4.2. Хидромотори.....	32
4.3. Подела хидростатичке трансмисије.....	32
4.3.1. Однос обртни момент/брзина.....	34
4.3.2. Образовање хидростатичке трансмисије са затвореним или отвореним кругом циркулације.....	35
4.3.3. Кавитација.....	37
4.4. Карактеристике запреминских хидропреносника.....	37
4.5. Регулација хидропумпи и хидромотора.....	39
4.5.1. Примери примене хидростатичке трансмисије.....	41
5. ИЗМЕНА МЕХАНИЧКЕ ТРАНСМИСИЈЕ ПОГОНА ВЕДРИЦА ХИДРОСТАТИЧКОМ ТРАНСМИСИЈОМ.....	44
5.1. Ланчаник са ведрицама.....	44
5.1.1. Погон ланчаника са ведрицама.....	44
5.1.2. Ведрице.....	45
5.2. Примена хидростатичке трансмисије.....	46
6. ПРОРАЧУН КОМПОНЕНАТА НА ОСНОВУ УЛАЗНИХ ПАРАМЕТАРА.....	49
6.1. Избор параметара хидростатичке трансмисије.....	50
6.2. Одређивање вучног дијаграма.....	55
6.3. Одабир и усвајање одговарајућег регулатора.....	57
6.4. Вентил сигурности (ограничења притиска).....	57
6.5. Неповратни вентил.....	58
6.6. Избор везивних компоненти (цевовода и цревовода).....	58
6.7. Избор филтра.....	59
6.8. Избор резервоара.....	60
ЗАКЉУЧАК.....	61
ЛИТЕРАТУРА.....	62

1.УВОД

1.1 Основни појмови, технологија и производни процеси у рударству

Интенција сваке земље да до максималних могућности развије и прошири сировинску базу налази пре свега оправдање у стално растућим захтевима свих грана привреде, а нарочито тешке индустрије за металима, енергетским сировинама и другим материјалима који чине основ за рад и развој лаке индустрије. Данас је немогуће замислити велике инжењерско-техничке захвате без обезбеђења огромних количина енергије разних видова, разних конструкција и врста материјала који се претежно добијају из сировина чврстих минералних лежишта. Према томе, рударска индустрија има веома одговоран задатак обезбеђења привреде сировинама у разним облицима. Међутим, током дугогодишње експлоатације велики број лежишта је откопан тамо где су владали лакши радни услови или су пак откопани делови са богатијим садржајем корисног минерала. Овај разлог, као и перманентно повећање физичког обима производње суочили су рударску индустрију са проблемом експлоатације такозваних сиромашних лежишта: откопавање сиромашнијих лежишта, повећање дубине експлоатације и погоршање рударско-технолошких услова, компензира се у савременој пракси производњом нове рударске механизације са повећаним капацитетима која омогућава јефтинију производњу.

Развој процеса експлоатације лежишта потпомаже и стално прати увођење одговарајуће механизације, аутоматизације и даљинског управљања. Технички прогрес у површинској и подземној експлоатацији утиче на све већу редукцију радне снаге, тако да су данас на површинским коповима и у подземној експлоатацији системи са минималним бројем радника, који углавном раде послове надгледања и одржавања.

При разматрању проблема експлоатације лежишта треба респектовати чињеницу да са становишта експлоатације постоје велике разлике између лежишта метала, неметала и угља, пре свега код примењених метода откопавања, примењене механизације и др.

Пре непосредног приступања експлоатацији једног лежишта у ширем смислу, неопходно је изградити одговарајућу пројектну документацију, почев од геолошких елабората, студија оправданости експлоатације, до главних пројеката. У идејним пројектима и студијама оправданости које претходе конкретним пројектним решењима неопходно је пре свега разјаснити начин експлоатације једног лежишта. Према технолошком процесу експлоатације разликују се два начина експлоатације:

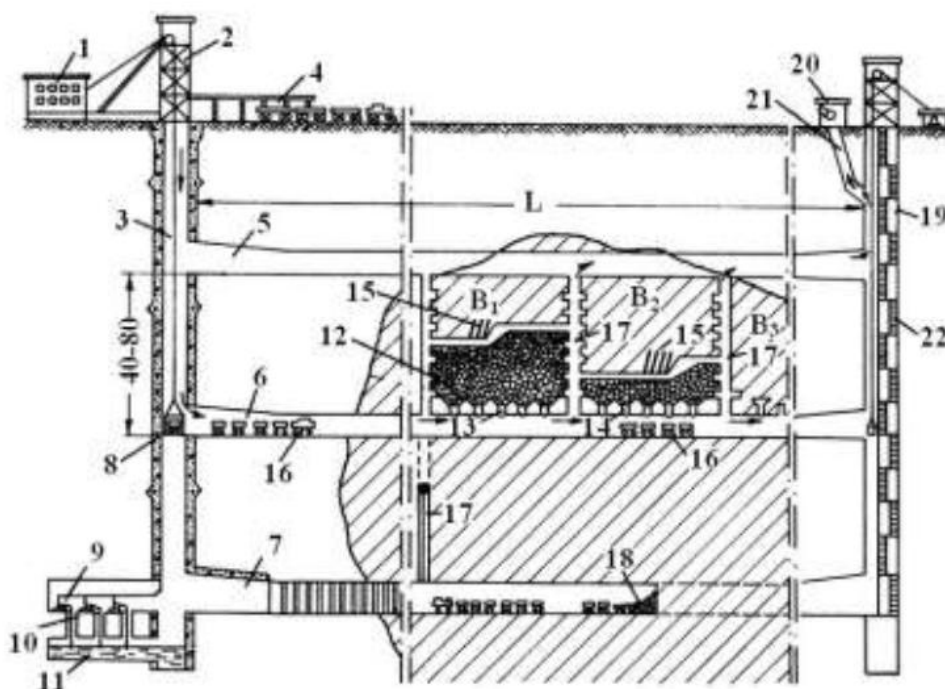
- подземна експлоатације лежишта, и
- површинска експлоатације лежишта.

Код напред наведених начина експлоатације присутни су сви класични елементи и одговарајућа организација технолошког процеса добијања корисне супстанце. Међутим, треба напоменути да постоје и други видови експлоатације лежишта са битним разликама у процесу добијања корисне супстанце при чему нису заступљене све фазе експлоатације. У ове процесе пре свега спада процес лужења примењен за примарну експлоатацију неких лежишта метала (урана), или пак као допунска метода за накнадно искоришћење преосталих резерви (лежишта бакра) корисне супстанце, као и процес гасификације неких лежишта угља. Ови процеси се могу сматрати изузетним, али у одређеним условима дају задовољавајуће економске ефекте. [5]

1.2. Услови примене, предности и недостаци у зависности од начина експлоатације

Подземна експлоатација лежишта

Под подземном експлоатацијом лежишта подразумева се добијање минералних сировина у подземном раду применом одговарајућих метода откопавања. Да би се могло приступити откопавању лежишта, у пратећим стенама и у самом лежишту израђују се одговарајуће јамске просторије и објекти. Будући да се подземна експлоатација обавља испод земљине површине, са њом је повезана и потреба за јамским просторијама (окнима, поткопима, нископима и др.) а самим тим намеће се и потреба сталног подграђивања, вентилације и осветљења подземних просторија.

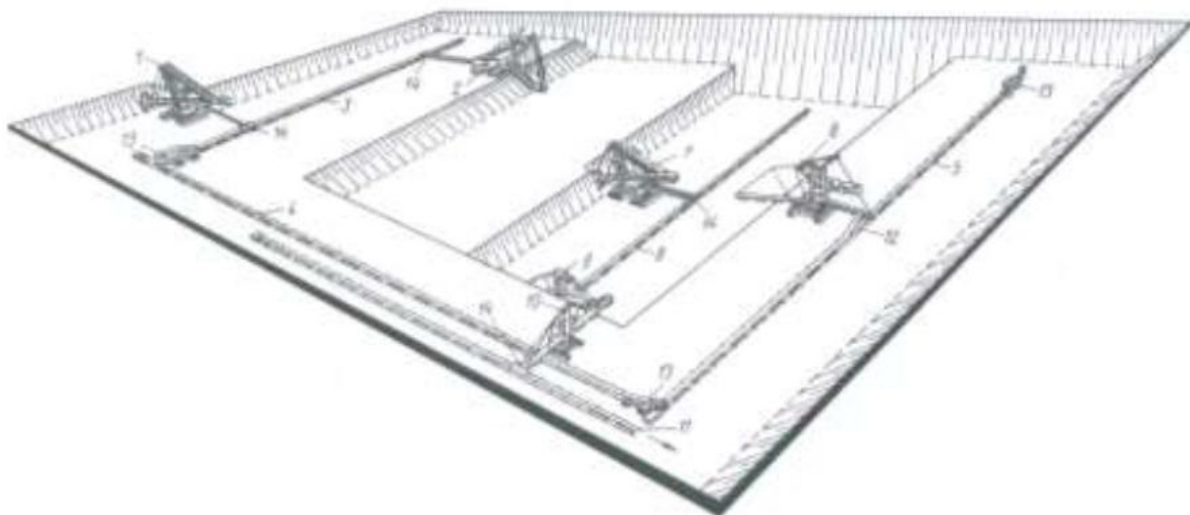


Слика 1. Приказ рудника са површинским и подземним објектима: 1- зграда за извозну машину; 2- извозни торањ; 3- извозно окно; 4- извозиште; 5, 6 и 7- ходници; 8- кош; 9- пумпна комора; 10-пумпе; 11- водосабирник; 12- откопи; 13 и 14- левкови за утовар; 15- минске бушотине; 16- вагонети; 17- слепоокно; 18- чело радилишта; 19- вентилационо окно; 20- зграда за вентилатор; 21- вентилациони канал; 22-лествице; B1, B2 и B3- лежишта припремљено за експлоатацију

Површинска експлоатација лежишта

Површинска експлоатација лежишта се битно разликује од подземне, како по технолошком процесу откопавања лежишта, тако и по примени одговарајуће механизације. Површинска експлоатација представља скуп свих радова са површине терена за откопавање лежишта корисне минералне сировине. Објект који се при томе формира назива се површински коп. У неким специфичним случајевима површинске експлоатације процес откопавања лежишта се обавља под водом.

Површинска експлоатација обухвата две основне групе радова: радове на откривци (јаловини) и радове на корисној минералној сировини.



Слика 2. Приказ површинског копа

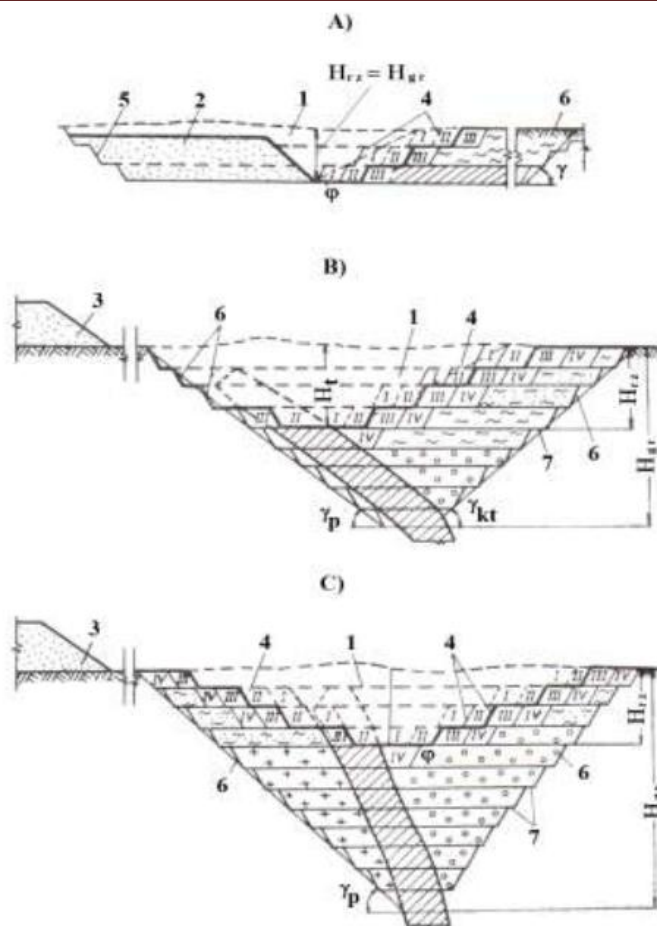
Радови на откривци се састоје у одстрањивању (откопавању, транспорту и одлагању) јаловинских маса које покривају односно спречавају слободан приступ и безбедну експлоатацију корисне сировине. Радови на корисној сировини се састоје у добијању (откопавању, транспорту, претовару или складиштењу) корисне минералне сировине.

Овде, међутим, треба истаћи чињеницу да су у одређеним случајевима неки од литолошких чланова откривке (глина, песак, шљунак и др.) могу третирати као минерална сировина.



Слика 3. Површински коп угља и површински коп бакра

Код експлоатације лежишта радови на откривци и корисној сировини се изводе синхронизовано, при чему радови на откривци у извесној мери, временски и просторно, претичу радове на корисној сировини (слика 4).



Слика 4. Шематски приказ површинске експлоатације лежишта: а) хоризонталних и благо нагнутих; б) косих; ц) стрмих; 1– откопани простор; 2,3 – унутрашња и спољашња одлагалишта; 4,5 – радна и завршна косина површинског копа; 6 –завршна контура површинског копа; 7 – берме; I, II, III ... – редоследи развоја рударских радова

Основна обележја површинског начина експлоатације лежишта минералних сировина се састоје у следећем:

- експлоатација минералних сировина се може обављати само после одстрањивања (откопавања, транспорта и одлагања) откривке, чији је обим обично 3 до 5 пута, некада и знатно већи од обима корисне сировине;
- велико радно пространство површинског копа пружа могућност примене крупних и високопродуктивних машина на откопавању, транспорту и одлагању јаловине, односно на добијању корисне минералне сировине;
- откопавање јаловине и корисне сировине се углавном врши багерима, ретко хидромеханизацијом или откопно-транспортним машинама (дозерима, скреперима и др.), при чему се багерима могу откопавати поред меких и чврстих (полустенски и стенски) материјали са претходним растресањем поступком минирања, а хидромеханизацијом само меки и сипки материјали.

Површинска експлоатација, у поређењу са подземном, има низ предности од којих треба посебно истаћи следеће:

- повољније услове примене крупне и високопроизводне механизације;
- широке могућности увођења аутоматизације и дистанционог управљања механизмима и производним процесима;

- лакшу примену савремених метода дијагностиковања и одржавања рударске опреме;
- мање губитке корисне супстанце у производном процесу (3 до 10% у поређењу са 20 до 30% и више код подземне експлоатације);
- повољније услове селективног откопавања корисне минералне сировине;
- краћи рок изградње и мања инвестициона улагања (у поређењу са подземним рудником истог капацитета изградња површинског копа је временски 2 до 3 пута краћа, а трошкови изградње 1,5 до 2,5 пута нижи);
- бољу економску ефективност, већу продуктивност рада, повољније услове рада и већу безбедност запослених.

Површинска експлоатација има и својих недостатака од којих треба истаћи:

- велики утицај климатских фактора (температуре, интензитета ветра, врсте и количине падавина, магле и др.) на својства радне средине, дејствујућа оптерећења виталних елемената конструкције машина, услове експлоатације и одржавања, а самим тим и на укупну ефективност рада површинског копа;
- деградацију великих површина, често веома плодне земље, загађење ваздуха, река и језера, снижење нивоа подземних вода на широком простору и др.

Специјалним мерама заштите одређена штетна дејства површинске експлоатације се могу елиминисати или осетно ублажити, мада често уз релативно велика финансијска улагања.

1.3. Захтеви које треба да испуне машине у условима рада на површинским коповима и рудницима са подземном експлоатацијом

Захваљујући великим преимућствима, површински начин експлоатације бележи непрекидан раст. При овом начину откопавања постиже се висока продуктивност рада, мања специфична инвестициона улагања и трошкови производње, стварају се веома повољни услови за рационално, тј. максимално, коришћење резерви корисне супстанце, побољшавају се услови рада запослених и њихова сигурност итд.

Такве услове и такав развој површинска експлоатација остварује првенствено захваљујући развоју и изградњи великих - моћних комплекса на откопавању, преради и употреби сировина, које карактерише висока концентрација производње, рационална мрежа и врсте транспорта, масовна прерада и велика потрошња.

Битан елеменат за наведена преимућства површинског начина откопавања је висока механизованост скоро свих технолошких процеса у технолошком ланцу, примена аутоматизације процеса, даљинско управљање, модерно одржавање и опслуживање машина, научна организација рада и др.

Због свега реченог, површинско откопавање рудне супстанце захтева:

- примену високопродуктивних специјализованих машина, које могу да обављају све специфичне радове у овој врсти делатности;
- примену универзалних машина само за радове, где су у питању комплексни захвати, који обједињују два или више производних процеса;
- примену средстава тзв. „помоћне механизације“ за све помоћне радове који се не могу обављати крупним, тј. основним, машинама, као и за радове који треба да омогуће што продуктивнији рад основним машинама;
- систематску обнову машинског парка и његову модернизацију.

Досадашње искуство је показало да темпо и економика радова на површинском откопу, у основи, зависе од нивоа опште механизованости откопа, а посебно од нивоа механизације радова на откопавању и транспорту откривке. Ова врста радова спада у врло сложене и тешке, а од висине трошкова за ове радове зависи укупна економика експлоатације, с обзиром да у трошковима за јединицу произведене корисне супстанце учествују са далеко највећим процентом. Ради тога, конструисање или избор одговарајућих машина, односно конструкције таквих машина које у свему задовољавају услове радне средине, представља врло одговоран и сложен задатак за стручњаке. Не мањи задатак од претходног је и одговорно, добро и ефикасно одржавање машина, тако да њихово временско и капацитетно коришћење буде максимално, а поузданост и сигурност завидна.

Максимални економски ефекат постиже се само ако машина задовољава низ услова, од којих су најважнији:

- да поседује једноставну просту кинематичку шему,
- целисходан распоред уређаја са становишта монтаже, ремонта и опслуживања;
- технологичност конструкције, која се састоји из унифицираних делова просте израде и једноставне монтаже машине;
- уравнотеженост;
- чврстину и солидност;
- поузданост, трајност и сигурност у раду и дуговечност;
- високу продуктивност и
- удобност опслуживања.

Процес механизације рударских радова се одвија по принципу од простог ка сложеном – од механизације појединачних операција до механизације укупног технолошког процеса. Механизација рударских радова на површинским коповима у различитим природним условима остварује се различитим машинама и уређајима, при чему се увек настоји да се појединачне операције у времену и простору повежу у јединствену технолошку шему. Иза операције која се изводи једном машином, следи друга која се у истом темпу изводи следећом машином, при чему друга машина мора бити повезана са првом тако да се обезбеди непрекидност укупног процеса. Овако постављена организација технолошког процеса одговара принципима комплексне механизације производних процеса.

Сходно овоме, под комплексном механизацијом рударских радова се подразумева високи степен механизације при којем је тешки ручни рад истиснут не само из основних, већ и из помоћних процеса. За постизање најбољих техно-економских показатеља површинске експлоатације, пре свега високе продуктивности рада, механизација мора бити комплексна, а њена структура тако изабрана и постављена да сви елементи (машине и уређаји) те структуре у оквиру производног процеса испуњавају следеће захтеве:

- структура комплексне механизације треба да обухвата само машине које су капацитетно усаглашене и прилагођене физичко-механичким особинама материјала;
- структура комплексне механизације мора да одговара рударско-геолошким, хидрогеолошким и топографским условима лежишта и да поседује одређену гипкост технолошког процеса у случају промене ових услова;
- структура комплексне механизације треба да одговара облику, величини и капацитету површинског копа, року изградње и веку експлоатације, као и капацитету и опреми прерађивача или потрошача корисне сировине;
- структура комплексне механизације треба да садржи што је могуће мањи број појединачних машина и уређаја који су неопходни за извођење одређеног обима радова јер се на тај начин повећава њена поузданост, продуктивност и економичност;

- структура комплексне механизације треба по правилу да обухвата типске и серијске машине и уређаје како би њихова евентуална замена била лакша и бржа, уникатне машине и уређаје треба користити само у случајевима када је примена стандардне опреме немогућа или нерационална;
- коефицијенти резерве снаге и техничког капацитета појединачних машина у поређењу са просечним показатељима њиховог рада, у сагласности са карактером рударске производње, треба да буду не мањи од 1,2 до 1,3 (при експлоатацији меких материјала), и не већи од 1,5 до 1,7 (при експлоатацији чврстих стенских материјала);
- структуру комплексне механизације треба по могућности опремити машинама континуираног дејства; непожељно је у једној структури имати узајамно повезане машине континуираног и дисконтинуираног дејства;
- најбољи економски ефекти се постижу у условима пуног искоришћења снаге и капацитета машина које улазе у структуру; по могућности треба давати предност једној машини већег у односу на неколико машина мањег капацитета, мада при непотпуном искоришћењу крупне и висококапацитетне машине економски показатељи рада неколико машина мањих маса и капацитета, које успешно извршавају задати обим радова, могу да буду знатно повољнији;
- структуре комплексне механизације са најмањим учешћем тешких и непотпуно механизованих помоћних процеса и операција су по правилу ефективније;
- свака структура комплексне механизације треба у потпуности да испуни захтеве у погледу сигурности извођења рударских радова, потпуног искоришћења резерви корисне сировине и обезбеђења потребног квалитета.

Основни принципи на којима се базира структура комплексне механизације су: непрекидност производње, могућност обједињавања процеса, најкраће растојање транспорта материјала и најмањи могући обим помоћних радова.

На избор структуре комплексне механизације већи или мањи утицај могу имати:

- *природни фактори* (физичко-механичке особине материјала, облик, величина и услови залегања лежишта, климатски услови региона, рељеф површине откопног поља, инжењерско-геолошки услови експлоатације, врста и намена корисне сировине);
- *техничко-технолошки фактори* (задати или могући капацитет копа, комерцијално-финансијски и тржишни услови набавке опреме, могући извори снабдевања енергијом, водом и др.);
- *организациони фактори* (расположивост квалификованом радном снагом, режим рада копа, рок изградње и освајања пројектованог капацитета копа, могући рокови изградње енерго и водоснабдевања, допреме и транспорта опреме и др.);
- *економски фактори* (величина инвестиционих улагања, тржишна вредност корисне сировине, величина добити, продуктивност рада, услови амортизације и др.).

Сваки од поменутих фактора у конкретним условима може имати одлучујући или другостепени значај. Сигурно је, међутим, да је код лежишта ограничених величина и релативно малих резерви корисне сировине нерационално тежити великом капациту копа уз примену крупне механизације и обрнуто, код експлоатације пространих лежишта великим коповима нерационална је примена опреме малих капацитета.

На савременим површинским коповима обично се тежи примени једнотипних средстава механизације, што знатно упрошћава организацију рударских радова, експлоатацију, ремонт и одржавање опреме. На радовима откривке се, по правилу, примењује опрема већих радних параметара и капацитета. Структуру комплексне механизације у општем случају чине низ

машина или група машина за извођења радова на: откопавању и утовару, транспорту откопаног материјала, одлагања, претовару или складиштењу и примарној преради.

У зависности од врсте материјала који се откопава и усвојене технологије рада, структура комплексне механизације може да садржи све или само део поменутих чланова структуре. [5]

2. ПОДЕЛА МАШИНА И УРЕЂАЈА У РУДАРСТВУ

Номенклатура машина, механизма и уређаја који се примењују на површинским откопима је велика и разноврсна. Машине за површинско откопавање рудне супстанце се класификују по намени, принципу дејства, конструкцији радног, погонског и транспортног уређаја, по систему управљања, по капацитету, снази, габаритима итд. У литератури се као основна особина за класификацију машина узима технолошко обележје, јер оно у основи одређује кинематичку шему машине и конструкцију њених делова и склопова.

По оваквој класификацији машине и уређаје за површинску експлоатацију можемо поделити на следеће класе:

- машине за откопавање и утовар јаловине и рудне супстанце;
- машине за одлагање јаловине,
- машине и уређаји за транспорт јаловине и рудне супстанце;
- машине за дубинско бушење;
- машине за помоћне радове (дозери, ријачи, грејдери, дизалице и сл.);
- механизовани алати.

Машине сваке класе деле се на групе, које обухватају машине за извршавање одређених радова. На пример, класа машина за откопавање јаловине састоји се из две групе машина: багера и машина за хидромеханичко откопавање.

Свака група машина дели се на подгрупе, које се између себе разликују по конструкцији радног органа или шире. Тако, на пример, у групи багера разликујемо багере са једним радним елементом и багере са више радних елемената.

Машине сваке подгрупе делимо даље на типове према њиховим конструктивним карактеристикама и специфичностима. Тако у подгрупи багера са једним радним елементом разликујемо багере кашикаре, дреглајне итд.

Машине сваког типа делимо на моделе, који се међусобно разликују по техничким карактеристикама (капацитет, радне димензије, масе, габарити итд.). На пример, међу багерима кашикарима разликујемо багере са кашиком мале, средње и велике запремине.

Значајна је и класификација машина за површинску експлоатацију по режиму рада. По овом основу разликују се:

- а) машине са периодичним (цикличним) дејством, код којих се радне операције изводе једна иза друге наизменично по одређеном реду и понављају се после извесног времена
- б) и машине са непрекидним дејством, код којих се све операције изводе истовремено.

Као пример за машине групе а) могу да послуже багери са једним радним елементом, а за групу б) трачни транспортери или багери са више радних елемената.

Класификација машина за површинску експлоатацију по покретљивости исто је значајна јер што обухвата не само поделу на стационарне и покретљиве машине, већ и даљу специфичност ове покретљивости по уређајима за кретање (на гусеницама, пнеуматичима, на корачајућем уређају и сл.).

Рударске машине у подземној експлоатацији намењене су за откопавање, утовар, транспорт, подграђивање откопаног простора и његовог запуњавања, као и за израду подземних просторија. Рударске машине у подземној експлоатацији обављају једну или више рударских операција, па могу бити просте или комбиноване.

Основна подела машина у подземној експлоатацији врши се према њиховој основној технолошкој намени, а како је приказано на следећој слици.



Слика 5. Основна подела рударских машина у подземној експлоатацији

Треба напоменути да се у пракси често сусрећу "комбиноване" рударске машине. Ове машине су конструисане тако да врше функцију две или више врста машина, односно, обављају више од једне радне операције. Најчешће "комбинације" су производно-утоварне и утоварно-транспортне машине.

Мере заштите које се односе на рударске машине предвиђене за рад у условима подземне експлоатације, поред основних одредби, посебно обрађују рад ових машина:

- У условима експлозивне атмосфере, односно када је у јамској атмосфери присутан метан или угљена прашина, што је веома чест случај у рудницима угља са подземном експлоатацијом. Рударске машине предвиђене за рад у оваквим условима се пројектују и израђују у тзв. "против експлозивној конструкцији", која подразумева спречавање контакта експлозивне атмосфере и могућих извора енергије, поред рударских машина односе и на осталу опрему и уређаје инсталиране у руднику (нпр. електро инсталације).

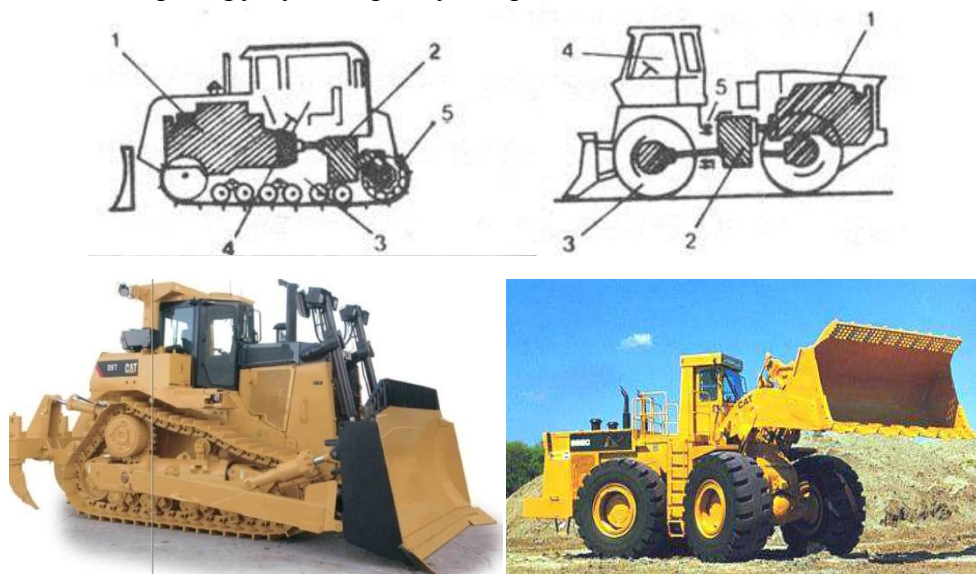
- Са погоном на дизел гориво. Ове машине се углавном примењују у рудницима метала и неметала са подземном експлоатацијом. Мере заштите које се односе на рад ових машина прописују дозвољене емисије чврстих честица (чађи) и штетних материја преко издувних гасова дизел мотора, као и максималну температуру издувних гасова.

2.1. Основни системи рударских машина

Свака машина се конструктивно састоји из пет основних група елемената:

- радног органа, тј. елемената који непосредно остварују технолошку операцију (на пример, кашике багера и сл.),
- преносних механизма (трансмисије) који повезују радни орган са погонским мотором (вратила, зупчасти и други преноси и сл.),
- погонског уређаја, мотора, који се јављају као извори енергије за покретање елемената машине,
- система управљања, којим се обезбеђује укључивање и искључивање појединих механизма машина и
- уређаја за транспорт, односно кретање масине (пнеуматици, гусенице, корачајући уређај и сл.), који је као саставни део укључен у општу конструкцију покретних машина.

Радни орган и преносни механизми су специфични за поједине машине или групу машина, а одређују се зависно и од намене машине. На слици 6 приказани су основни агрегати и системи рударских машина на примеру булдозера и утоваривача.



Слика 6. Основни делови рударских машина (пример булдозера и утоваривача)

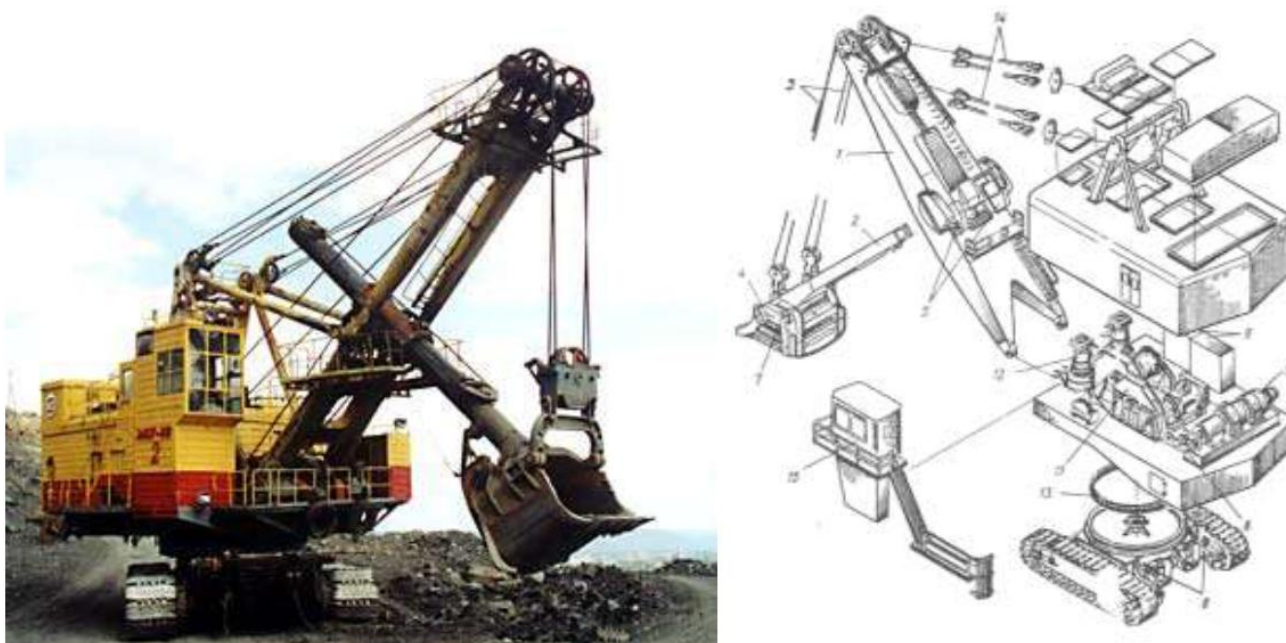
- 1- погонски агрегат односно мотор са помоћним агрегатима снаг ; 2- трансмисија, 3 - уређај за транспорт са вешањем и кочницама, 4 - кабина и елементи ослањања машине; 5 - механизам управљања, 6 - радни орган.

2.2 Погонски системи

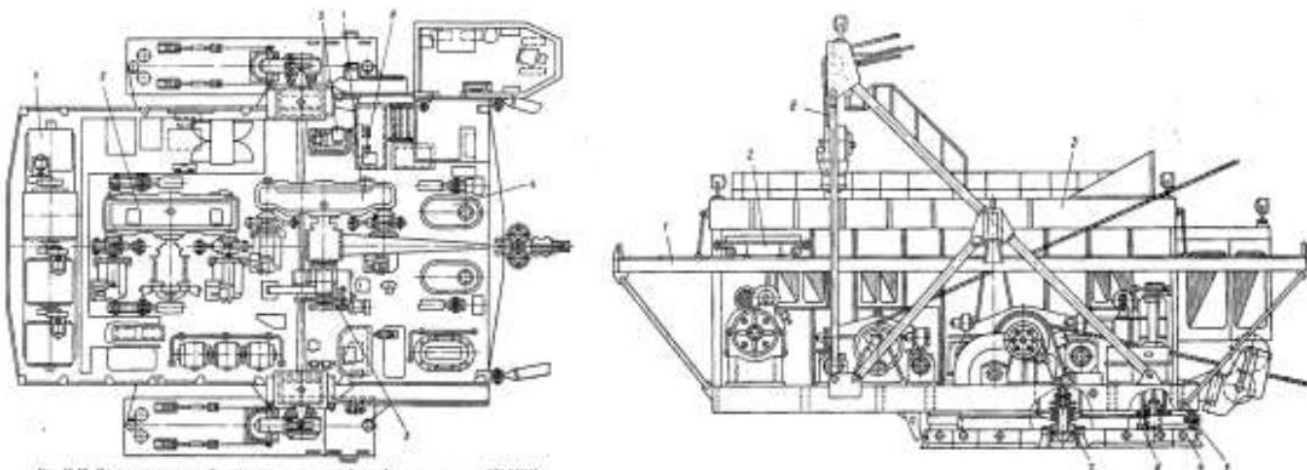
Под погоном се подразумева уређај који саопштава кретања машини. У општем случају, то је уређај који се састоји из енергетског извора, преноса (трансмисије) и уређаја управљања. При овоме, у појам преноса или трансмисије такође улазе укупни уређаји за пренос механичке енергије од мотора на радни орган, укључујући међупогоне.

Савремене рударске машине представљају обично агрегате машина. Због тога, оне могу да имају неколико погона истих или различитих типова. Због тога се разликују основни погон и помоћни погон. У први спада обично погон радног уређаја, механизма за кретање и окретање (код багера са једним радним елементом), а у друге - допунски ослонци, стабилизатор код погона транспортног уређаја за кретање на пнеуматичима, механизам управљања, елементи трансмисије и др.

На сликама 7 и 8 приказани су багери са једним радним елементом са својим основним и помоћним погонима.



Слика 7. Багер са нормалном висинском кашиком

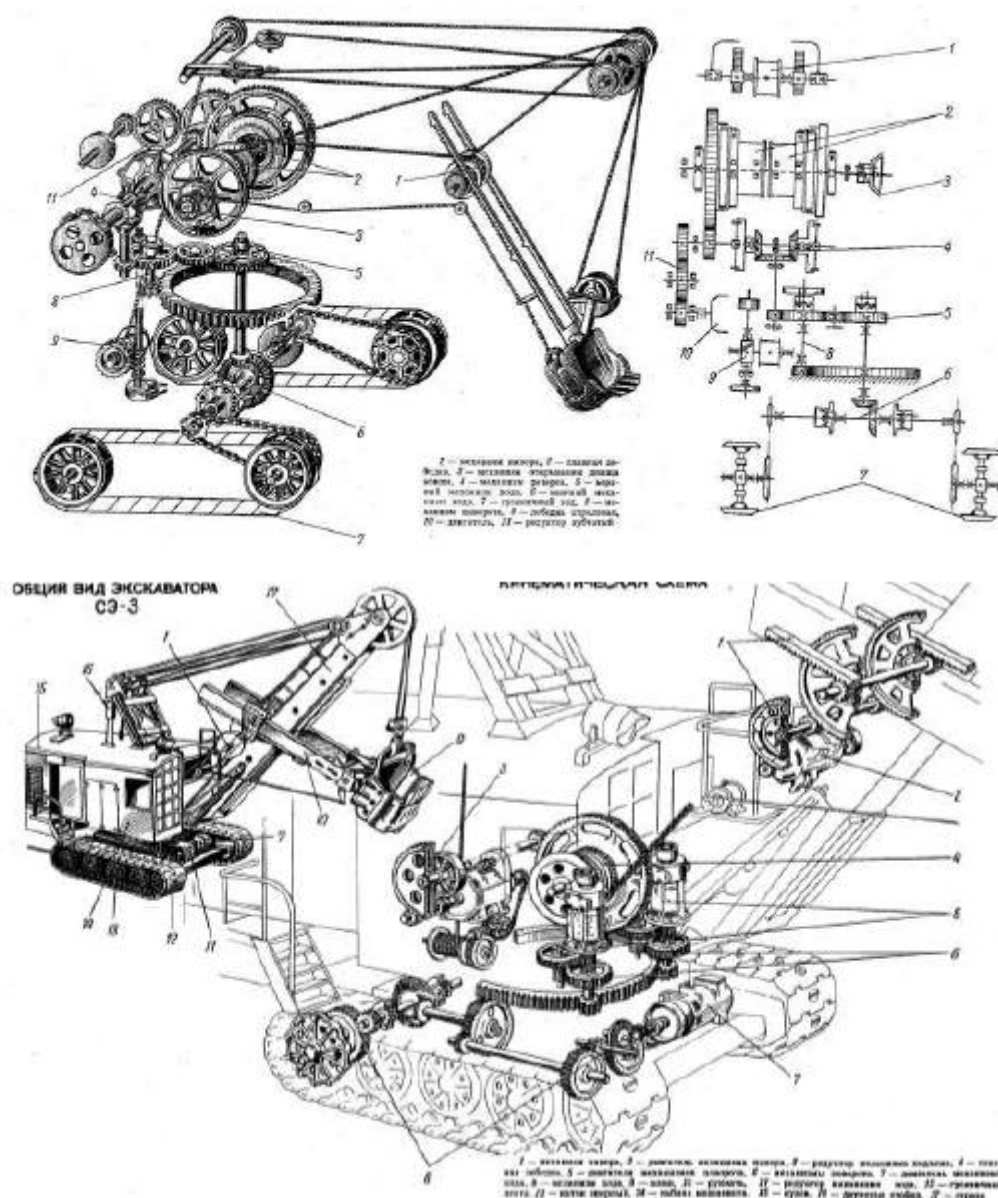


Слика 8. Багер драглајн

Механизми и прибори управљања обједињени су у систем управљања машином. Погони се разликују и по врсти енергије коју користе. При овоме се узима у обзир не само врста енергије која се претвара примарним мотором, већ и оне врсте, које се користе у трансмисији за пренос механичке енергије, произведене примарним мотором.

По врсти коришћене енергије разликују се следећи погони: топлотни, електрични, хидраулични, пнеуматски и комбиновани (електрохидраулични и др.).

По броју мотора, погони могу бити са једним или више мотора. При погону са једним мотором (групни погон), погон свих кретања машине, која су неопходна за њен радни процес, остварује се помоћу једног мотора (на слици 9 приказана је кинематска шема једног једномоторног багера и једног вишемоторног багера); при погону са више мотора (индивидуалном погону) свако кретање (или њихов збир) се остварује посебним мотором. Због тога, код машина са једномоторним погоном сваки извршни механизам поседује самосталну везу са мотором и могућност независног прикључења за мотор, који се налази у непрекидном раду. Код машина са вишемоторним погоном независност радних кретања се постиже посебним индивидуалним погоном (посебним моторима) извршних механизма.



Слика 9. Кинематска шема једномоторног и вишемоторног багера

Зависно од услова примене, односно намене, код рударских машина се користе претежно следеће врсте погона: једномоторни са мотором са унутрашњим сагоревањем или електричним мотором и са механичком трансмисијом; једномоторни са мотором са унутрашњим сагоревањем и хидрауличном трансмисијом; вишемоторни електрични, који се напаја електричном енергијом из генератора кога погони мотор са унутрашњим сагоревањем; вишемоторни електрични који се напаја електричном енергијом из мреже и вишемоторни са мотором са унутрашњим сагоревањем који је спојен са погоном посебних извршних механизма хидрауличним моторима.

По конструкцији и врсти коришћене или претворене енергије разликују се следећи уређаји, који се примењују код рударских машина:

- мотори са унутрашњим сагоревањем,

- електрични мотори наизменичне или истосмерне струје,
- хидраулични мотори и пумпе, а такође и турбомањачи, хидрауличне спојнице, цилиндри снаге, пнеуматски уређаји снаге итд.

Свака врста погона има своје добре и лоше особине, те стога сваком од њих одговара своја област примене.

Мотори са унутрашњим сагоревањем су веома распрострањени у примени код мањих рударских машина. Њихова главна одлика је: независност од спољњег извора енергије, а затим мала маса по јединици снаге (kg/kW), сразмерно висок коефицијент корисног дејства, поузданост и једноставност у експлоатацији.

Насупрот томе, они су осетљиви на преоптерећења, њихова експлоатација зависи од температурних услова, век трајања им је мали, не могу се непосредно реверсирати, захтевају снабдевање горивом.

На слици 10. приказане су карактеристичне рударске машине које користе СУС моторе.



Слика 10. Примери рударских машина које користе СУС моторе

Збир свих ових особина одређује им успешну примену код мањих машина и код машина који непрекидно или често мењају радно место или се селе са једног на друго градилиште и сл. Мотори са унутрашњим сагоревањем успешно се примењују такође код комбинованих погона (дизел-електрични или дизел-хидраулични).

Електрични погон не захтева снабдевање горивом, допушта непосредно реверсирање, има високи степен корисног дејства, поуздан је и једноставан у експлоатацији, чак и при ниским негативним температурама, дуговечан је и универзалан. Насупрот реченом, захтева спољни извор енергије, те је неподесан за машине које често мењају локације и када је радни процес машине везан за њено сопствено кретање. Због тога, област примене овог погона су багери са једним и више радних елемената средњег и великог капацитета, који се користе, по правилу, без честих премештања, затим погон трачних транспортера итд.

На слици 11. приказан је погон радног точка роторног багера и погон транспортера са траком



Слика 11. Примери рударских машина који користе електрични погон

Хидраулични погони у поређењу са другим имају знатно мању масу и мање габаритне димензије агрегата, те стога поседују малу инерцију; обртна маса хидрауличних мотора обртног дејства за неколико пута је мања од обртне масе електромотора исте снаге. Они омогућавају да се оствари безстепенаста промена излазне брзине, да се претвара обртно кретање у транслаторно и транслаторно у обртно; конструктивно једноставно обезбеђује заштиту хидроагрегата од преоптерећења. У недостатке спада велика цена агрегата, сложеност експлоатације, релативно мали век трајања.

Хидропогони се примењују, по правилу, у спрези са примарним моторима са унутрашњим сагоревањем или електричним моторима код багера са једним радним елементом мање снаге, багера за копање канала и као помоћни погони код скоро свих машина, а данас и код багера велике снаге.

На слици 12. приказан је хидропогон радног точка роторног багера.



Слика 12. Примери рударских машина који користе хидропогон

Пнеуматски погон одликује се поступношћу при укључивању брзина и промени снаге, једноставношћу регулисања, поузданошћу итд. Ови системи раде под мањим притиском него хидраулични, што им даје преимућство примене у системима управљања кочницама и спојницама. При ниским негативним температурама поузданост пнеуматских погона се смањује. [5]

3. ПРЕНОСНИЦИ СНАГЕ (ТРАНСМИСИЈЕ)

Преносници снаге су уређаји који су намењени да снагу, добијену од погонског мотора пренесу на радни орган гоњене машине. Они морају да испуне следеће задатке:

- да регулишу обртни момент, број обртаја, смер обртаја, итд. у зависности од врсте спољашњег оптерећења,
- да регулишу радне карактеристике (проток, напор) пумпи, компресора, итд.,
- да изврше сумирање потребне снаге мотора при групном погону више различитих уређаја,
- да обезбеде миран старт и заштиту од преоптерећења погонског мотора.

Код групног и код индивидуалног погона преносници снаге морају да обезбеде оптималну дистрибуцију снаге уз минималне губитке. Они такође морају да буду:

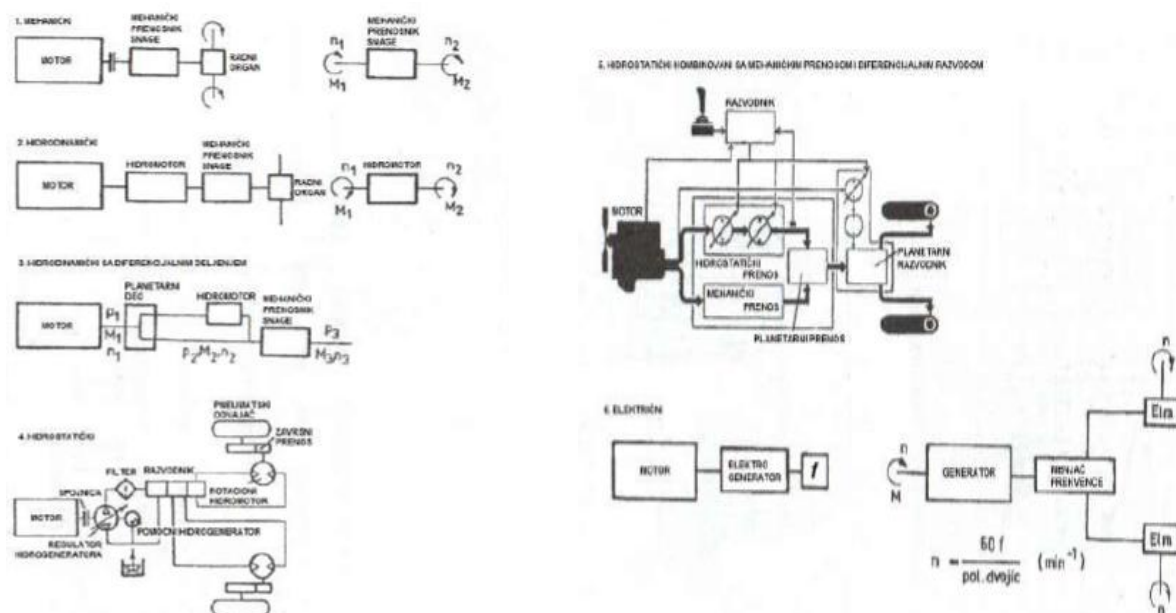
- поуздани у раду,
- лаки за управљање, транспорт, одржавање, опслуживање, итд.

Да би се то постигло најчешће се изводе као агрегати из више целина, прилагођени потребама погона уређаја за који су намењени, специфичностима транспорта, експлоатације и одржавања у тешким теренским условима.

По начину трансформације обртног момента погонског система, системи преноса могу бити: (слика 13):

- механички,
- хидраулични,
- електрични и
- пнеуматски.

По карактеру промена преносног броја трансмисије могу бити степенасте или безстепенасте. Највише су распрострањене механичке трансмисије, које се састоје из главне спојнице или квачила, мењача степена преноса, преносних вратила и главног преносника, диференцијала и полуосовина.



Слика 13. Упоређење начина трансформације

3.1. Механички пренос снаге

Механички преносници су по својој конструкцији најпростији преносници. Постоје:

1. Механички преносник снаге (редуктор) са константним преносним односом,
2. Механички преносник снаге (редуктор) са променљивим преносним односом (мењач).

Под појмом преносник снаге (редуктор) подразумева се зупчасти или пужни преносник смештен у засебну кућицу. Задатак му је да пренесе снагу од извора обртног момента на радни орган, уз одговарајућу промену обртног момента.

Поседују:

- висок степен корисног дејства
- лака је промена броја и смера обртаја,
- поуздани су у раду, итд.

Недостаци су им:

- ограничен број гоњених машина, које се могу прикључити на ове преноснике,
- немогућност континуалне промене броја обртаја, итд.

Механички преносници се одликују поузданим радом са степеном искоришћења 0,64-0,97 и ниским трошковима одржавања. Основни недостатак ових преносника је степенаста промена броја обртаја. Како се код механичких преносника радно оптерећење, при задатом преносном односу, директно преноси на погонски систем свако преоптерећивање, због неправилно одабраног преносног односа, доводи до преоптерећења погонског система па самим тим и до његовог краћег радног века. Правилан избор оптерећења погонског система, сагласно оптерећењу на радном органу, зависи од квалификације послуживоца, а то често доводи до грешака. Такође механички преносници захтевају застој при промени преносног односа што утиче и на време одвијања појединих радних операција.

Подела редуктора:

Према типу се деле на редукторе:

- са паралелним вратилима,
- са вратилима које се секу и
- са вратилима која се укрштају (мимоилазе се);
- посебну групу чине планетни редуктори и тзв. моторредуктори.

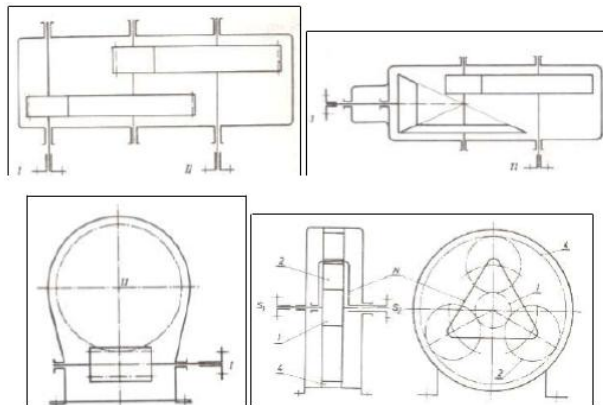
Према положају улазног и излазног вратила:

- редуктори са паралелним вратилима деле се на редукторе са вратилима у хоризонталној равни, у вертикалној равни и у некој косој равни;
- код редуктора са вратилима које се секу, улазно вратило је углавном у хоризонталној равни, а излазно може бити у хоризонталној и вертикалној равни;
- код редуктора са вратилима која се укрштају улазно вратило пужног завртња може бити испод, изнад или са стране пужног зупчаника – у прва два случаја вратило пужног зупчаника лежи у хоризонталној равни, а у трећем у вертикалној равни;

Према броју степена преноса на: једностепени и вишестепени.

Конструктивни облици редуктора:

- Редуктори са паралелним вратилима,
- Редуктори са вратилима која се секу под 90° ,
- Редуктори са вратилима која се укрштају,
- Планетни редуктори.



Слика 14. Редуктор

Основни параметри редуктора су:

- Преносни однос (однос бројева обрта улазног и излазног вратила),
- Међуосно растојање (код редуктора са паралелним вратилима је растојање оса улазног и излазног вратила; код редуктора са вратилима која се секу даје се само међуосно растојање цилиндричних зупчаника; код пужних редуктора то је најкраће растојање оса пужног завртња и пужног зупчаника),
- Снага редуктора (номинална снага која одговара максималном оптерећењу, константног интензитета које редуктор може трајно да преноси),
- Избор редуктора (врши се на основу номиналне снаге, карактера рада моторне и конзумне машине, и дневног трајања рада погона).

У формирању једног механичког преносника учествује велики број механичких склопова: еластична спојница, карданске спојнице, пнеуматичке спојнице, каишини и ланчисти преносници.



Слика 15. Примери механичке трансмисије



Слика 16. Редуктор погона транспортера – конусно-цилиндрични редуктор



Слика 17. Редуктор погона транспорта машине – пужно-планетарни редуктор са моментном полугом



Слика 18. Редуктор погона радног точка багера – конусно-цилиндрично-планетарни редуктор са моментном полугом



Слика 19. Редуктор погона окрета багера – конусно-цилиндрично-планетарни редуктор

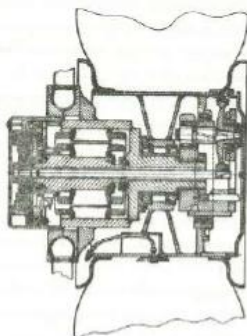
3.2 Електрични пренос снаге

Електрични пренос спада у групу прогресивних система и данас је све више распрострањен и то израђен по шеми: дизел-мотор тегљача – генератор - електромотори.

Дизел-електрични погон има преимућства, која омогућују да се инсталисана снага мотора рационално користи практично у свим режимима рада. Недостатак ове врсте преноса снаге је доста висока цена агрегата и релативно велика њихова маса. Специфична маса износи 20-27 kg/gW, што је за скоро 5 пута више од аналогног показатеља за механички систем преноса снаге. Недостатак је такође и релативно низак (не већи од 0,75) укупни коефицијент корисног дејства.

Примена електричних агрегата омогућује унификацију преносника, која се може уградити на различите машине исте снаге. У највећој мери оваквој намени одговара дизел–електрични систем са електромоторним точковима. Кућиште електромотора сваког моторног точка представља носећи елеменат помоћу кога је моторни точак сједињен са рамом тегљача.

У конструкцијама мотор-точак, по правилу, се примењују електрични мотори једносмерне струје, који омогућавају да се реализује велики обртни моменат при регулисању брзине у широком дијапазону.



Слика 20. Пресек моторног точка

Регулисање брзине кретања се постиже:

- изменом поља електромотора посредством увођења допунских отпора у намотаје побуде, при чему слабљење поља изазива повећање брзине обртања електричног мотора
- остваривањем различитих шема међусобних спајања електричних мотора моторних точкова (редног, оточног и сложеног)
- променом напона генератора (и фреквенције генератора у системима наизменичне струје) променом брзине обртања мотора.

У зависности од места постављања мотора могуће су две шеме:

- вучни електромотори постављени у точковима возила, у такозваном моторизованом точку, па сваки точак покреће се самостално и
- вучни електромотор смештен у картеру задњег моста од којег се торзионим моментом до погонских точкова преноси вишестепеним зупчастим преносом, групно покретање, те се код дампера ређе примењује.

Електропогон може покретати једносмерна или наизменична струја, као и њихова комбинација. Врста струје у великом степену одређује карактеристике електроопреме и возила.

Главни елемент електро-механичке трансмисије је моторизовани точак, који обухвата: електромотор, смештен у рукавцу точака, и планетарни редуктор - преко кога се преноси торзиони момент од електромотора на точак. Ради боље доступности унутрашњим склоповима моторизованог точака, са циљем једноставнијег и бржег прегледа и ремонта као и бржег хлађења - настоји се изнети ван рукавца што више делова електро-механичке трансмисије.

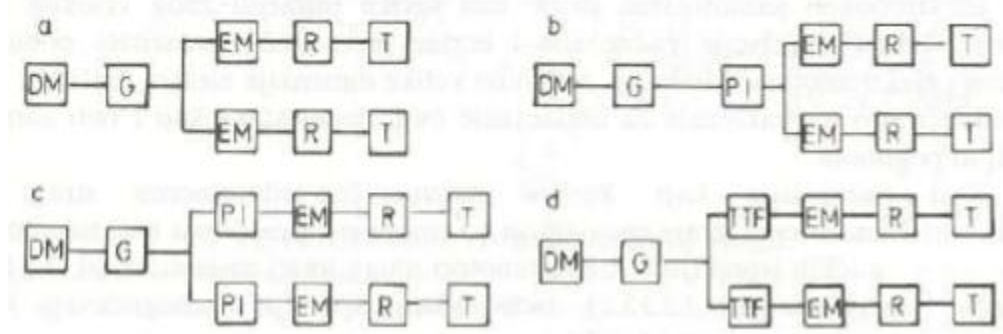


Слика 21. Електромеханичка трансмисија

- Електро-трансмисија једносмерне струје је најједноставнија јер су мотори са генератором директно повезани, па се регулисање електропогона остварује променом побудне струје генератора и електромотора. Пошто снага побуђивања износи свега 1 до 2,5% од номиналне снаге електричне машине - губици струје у уређајима за побуђивање су безначајни.
- Електропогон једносмерне струје има велику примену због високог степена сигурности и просте регулације вучне силе и брзине променом интензитета побуђивања генератора и електромотора. Међутим, релативно велике димензије електро машина и њихова маса подстичу нова истраживања за отклањање ових недостатака.

Обртни моменат, који развија погонски мотор тегљача, трансформише се и преноси, предаје погонским точковима односно погонском механизму гусеница путем низа агрегата који се називају трансмисија. Присуство трансмисије код тегљача и уопште код машина неопходно је ради претварања-трансформације брзине и обртног момента мотора у већем опсегу, као и ради неопходних промена у режиму рада машине.

Могућност самога мотора да трансформише брзину и обртни моменат је мала и оцењује се коефицијентима прилагођавања. Међутим, специфичност рада самоходних машина за откопавање и транспорт откопаног материјала захтева трансформацију брзина и обртног момента у веома широком дијапазону. Код савремених машина овај дијапазон неопходног регулисања износи 60-80, што показује постојано регулисање брзина - при одговарајућој вучној сили - од 0,5 до 40 km/h.



Слика 22. Структурне шеме електро трансмисија:

а) једносмерна, б) једносмерно-наизменична и в) наизменична струја: Д - дизел мотор, Г - генератор, ПИ - полупроводнички исправљач, ЕМ - електромотор, ТТФ - тиристорски трансформатор фреквенције струје, Р - редуктор, Т - точак

Такав опсег регулисања се не може да обезбеди при непрекидном преносном односу, те ради тога задатак трансмисије је и промена преносних односа од погонског мотора ка погонским точковима. Код већине савремених трансмисија таква промена преносног односа се остварује степенасто. Тешкоће компоновања се повећавају услед неопходног размештаја различитих радних уређаја, те због тога сваки од агрегата трансмисије треба да поседује минималну масу и габарите, чиме се олакшава компоновање трансмисије. Поред тога, на састав трансмисије одражава се и конструкција веза између појединих агрегата трансмисије. Трансмисије, код којих су агрегати међусобно повезани гипким-еластичним везама (хидро-трансмисије и електричне трансмисије), пружају већу могућност за компоновање у поређењу са механичким и хидромеханичким преносима, где се веза између агрегата остварује карданским вратилима, редукторима и т.сл.

Машине за копање и транспорт откопаног материјала на површинским откопима раде у тешким климатским и теренским условима, те су стога и захтеви у погледу поузданости, сигурности, квалитета, издржљивости итд. много оштрији него код других сличних машина. Поузданост трансмисије зависи од поузданости агрегата који чине трансмисију пре свега у погледу на неравномерности оптерећења која се јављају. Динамичка оптерећења су пропорционална квадрату брзине обртања елемената трансмисије, те се стога са повећањем брзоходности трансмисије њена поузданост смањује. Снага мотора код машина за копање и транспорт откопаног материјала се истовремено троши код већег броја потрошача. Наиме, ове машине поседују неколико погонских осовина, затим механизме за управљање радним органом итд.

Електро-механичка трансмисија има велику примену код возила носивости изнад 60 т. Она омогућава три могуће изведбе возила:

- дизел електрична, код којих дизел мотор покреће генератор,
- дизел тролна возила, возила на комбиновани погон која би по сталним путевима користила струју из контактне мреже и
- електрична возила која би покретали електромотори напајани само из контактне мреже.



Слика 23. Електрично возило

3.3 Хидраулични пренос снаге

Под хидрауличним погоном подразумевамо механизме који служе за пренос механичке енергије и трансформацију кретања помоћу уља, а састоје се од хидропреносника, управљачког система и помоћних уређаја.

Хидраулични преносници су сложене машине са елементима које се могу сврстати у три групе:

- хидрауличне радне машине,
- хидрауличне моторне машине,
- компоненте за напајање и управљање.

Основне компоненте хидропреносника су:

- хидромотор или турбина и
- пумпа,
- елементи везе.

Пумпа служи да механичку енергију преобрази у енергију уља, а хидромотор пак да расположиву хидроенергију преобрази у механичку енергију извршног органа. Као радни флуид, у овим машинама, користе се хидраулична уља. Уља за хидрауличке системе нису мазивна уља, у ужем смислу речи, већ су то уља која се користе као носиоци енергије (мада обављају и функцију подмазивања). Поред подмазивања учествују и у расхлађивању и штите од корозије. Од њих се захтева да поседују добра: механичка, физичка и хемијска својства.

Хидраулични преносници се према принципу дејства могу поделити на:

- хидростатичке,
- хидродинамичке.

Основни задатак ових преносника је да, у радном делу преносника, механичку снагу трансформише у хидрауличку енергију и да тако формирану хидрауличку енергију поново трансформише у механичку снагу, у моторном делу преносника. Овај процес се може одвијати при константном или при променљивом броју обртаја.

Предности ових преносника су:

- компактност конструкције
- могућност континуалне регулације броја обртаја
- поуздан рад, итд.

Недостаци су:

- скупа израда
- осетљивост на прљавштину
- сложено одржавање, итд.

3.3.1 Хидродинамички пренос снаге

За разлику од хидростатичких, код хидродинамичких преносника енергија се преноси коришћењем кинетичке енергије течности при сразмерно не тако високим притисцима. Код хидродинамичких преносника радни и моторни елементи су елементи турбо машине.

Хидродинамички преносник састоји се из два кола: пумпног и турбинског. Пумпно коло је везано са погонским мотором и потискује уље у турбинско коло, а које је пак везано са излазним вратилом хидропреносника.

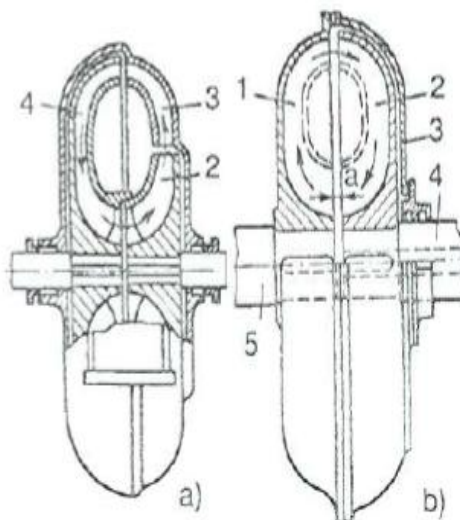
У принципу, хидродинамички преносници функционишу на следећи начин: једна од центрифугалних пумпи, погођена обично мотором СУС, пумпа усисану течност у апарат, где се њен смер мења, а брзина повећава за рачун снижења статичког притиска. При овом расте кинетичка енергија течности у кретању под утицајем смањења енергије притиска. Струја течности удара по лопатицама турбине, услед чега се на вратилу ове ствара обртни момент.

Овакав пренос нема чврсту кинематичку везу између вратила пумпе и вратила турбине. Број обртаја турбине се мења аутоматски у зависности од оптерећења на вратилу, а то значи да се са повећањем отпора број обртаја турбине смањује, што повећава притисак струје на лопатице и моменат торзије на турбини.

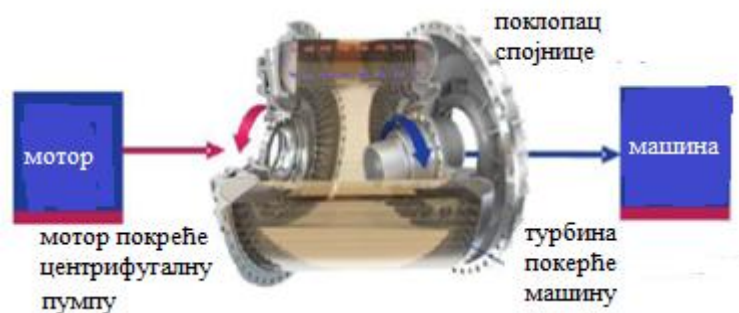
Хидродинамички преносници се деле на две групе:

- хидродинамички трансформатори обртног момента – турбомењачи,
- хидродинамичке спојнице.

Код хидродинамичког трансформатора обртног момента, пумпно коло (2) предаје енергију турбинском колу (4) преко реактивног кола (3).

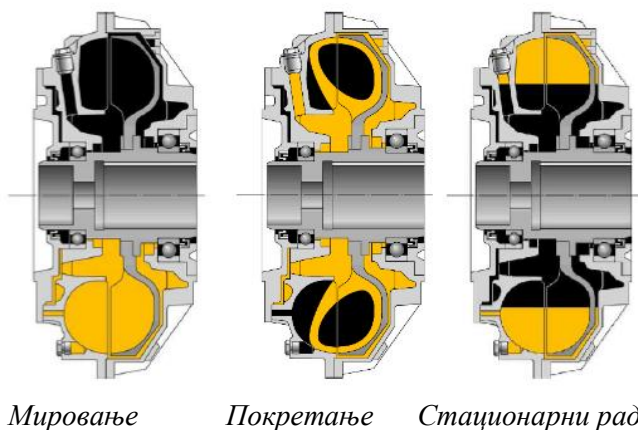


Слика 24. а) Хидродинамички трансформатор: 2.пумпно коло, 3.реактивно коло, 4.турбинско коло
б) Хидродинамичка спојница: 1.пумпно коло, 2.турбинско коло, 3.ротирајуће кућиште,4.вођено вратило, 5.водеће вратило



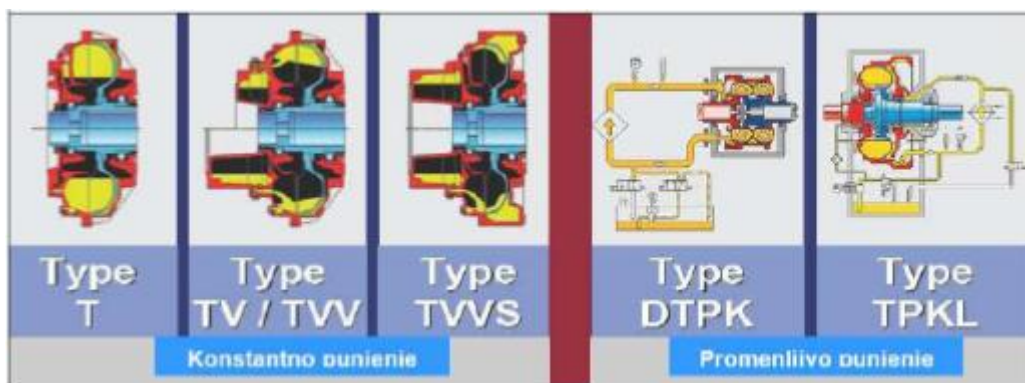
Слика 25. Хидродинамичка спојница

Са становишта преноса снаге и момента принцип рада хидродинамичке спојнице „дели“ погонску групу на примарну страну (мотор погони центрифугалну пумпу) и секундарну страну (турбина погони машину). Центрифугална пумпа има параболну карактеристику (сличну вентилатору) стога мотор увек стартује као да је оптерећен параболном моментном карактеристиком. Између пумпе и турбине хидродинамички ток уља преноси енергију са примарне стране (пумпа/пумпно коло) на секундарну страну (турбина/турбинско коло). Погоњена машина се убрзава уз помоћ турбине пратећи хидродинамичку карактеристику спојнице. Овај излазни момент спојнице је један од кључних фактора са правилно стартовање трачних транспортера.



Слика 26. Принцип рада хидродинамичке спојнице

Специјално развијени тип спојнице као што је ТВВС (слика 27) који омогућава меки старт транспортера и има повећан термички капацитет користи се у погонским групама дугачких хоризонталних транспортера. Спојница са променљивим пуњењем типа ТПКЛ са новом самодржећом конструкцијом могу да стартују изузетно дугачке транспортере, обезбеде временски дугачак старт и често понављање стартовања транспортера. Овакав профил обезбеђује константан/континуиран момент стартовања транспортера и резултује поузданим убрзавањем без динамичких вибрација у транспортеру.



Слика 27. Хидродинамичка спојница са константним и променљивим пуњењем

Предности хидродинамичких спојница су:

- лагано убрзање великих маса,
- омогућена примена електромотора са краткоспојеним ротором,
- мотор се растерећен стартује до високих обртаја,
- није потребно предимензионисати електромотор,
- ограничен полазни момент,
- веома добро пригушење торзионих удара и осцилација,
- заштита погонског система од преоптерећења,
- изравнавање оптерећења код вишемоторног погона.

Спојницу је најбоље уградити у погонску групу преко спољњег радног кола. Када је мотор повезан за спољне делове спојнице обезбеђује се оптимално функционисање спојнице и лако одржавање тј. лако проверавање количине радног флуида коришћењем стакленог чепа без отварања спојнице (без алата). У прошлости се спојница врло често монтирала на вратило редуктора, а еластична спојница између хидродинамичне спојнице и мотора. Ревитализација погонске групе захтева флексибилну конструкцију еластичне спојнице која се састоји од стандардних компоненти. [5]

4. ХИДРОСТАТИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ

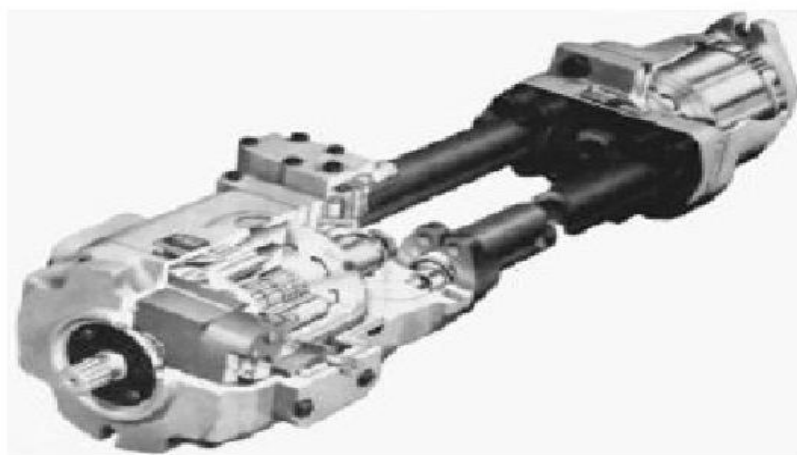
Примарна функција сваке хидростатичке трансмисије (ХСТ) је пренос енергије од стране примарног покретача (обично мотора СУС или електромотора), који има своје специфичне радне карактеристике, до оптерећења. У току рада хидростатичка трансмисија углавном мора да регулише брзину, обртни момент, снагу или, у неким случајевима, смер обртања. У зависности од своје конструкције хидростатичка трансмисија може да преноси оптерећење од максималне брзине у једном смеру до максималне брзине у другом смеру, са бесконачним бројем варијација брзина између два максимума – при чему за све варијације брзина примарни покретач ради са константном брзином.

Принцип рада хидростатичке трансмисије је једноставан: она се састоји од хидрауличне пумпе, која је повезана са примарним покретачем и ствара проток који служи за покретање хидрауличног мотора, који је, пак повезан са оптерећењем. Ако су радне запремине регулационе пумпе и регулационог мотора константне, хидростатичка трансмисија се једноставно понаша као мењач који преноси снагу од примарног покретача ка оптерећењу. Главна предност хидростатичких преносника снаге је коришћење регулационе пумпе променљиве запремине, регулационог мотора или оба уређаја заједно, тако да се брзина, обртни момент или снага могу регулисати.

Хидростатичке трансмисије нуде низ предности у односу на друге типове преносника снаге. У зависности од своје конструкције хидростатичке трансмисије:

- могу да преносе велику снагу,
- изложене су малој инерцији,
- раде ефикасно у широком опсегу односа обртни момент – брзина,
- одржавају контролисану брзину без обзира на оптерећење у оквиру конструкционих лимита,
- одржавају тренутну брзину тачном насупрот возним или кочионим оптерећењима,
- могу да преносе снагу од једног примарног покретача до више локација, чак иако се позиције и оријентације локација мењају,
- могу да остану непокретне и неоштећене под пуним оптерећењем при малим губицима снаге,
- не клизе при брзини 0,
- обезбеђују бржи одговор у односу на механичке и електромеханичке трансмисије,
- могу да обезбеде динамичко кочење.

Оба типа конструкција, и интегрални и неинтегрални, користе се у хидростатичким трансмисијама. Најчешће коришћена до сад је неинтегрална конструкција, због тога што се снага може пренети до једног или више оптерећења, у областима где би то на други начин било тешко оствариво. У овој техници регулациона пумпа је повезана са примарним покретачем, регулациони мотор је повезан са оптерећењем, а они су међусобно повезани помоћу цеви и цевастих склопова (слика 28.). Интегрална конструкција комбинује регулациону пумпу, регулациони мотор и све остале хидрауличне компоненте у једном кућишту (слика 29.). Предност оваквог извођења је економично, компактно кућиште које може да се састоји од осовина, монтираних површина и осталих компонената као додатака хидростатичкој трансмисији.



Слика 28. Типична хидростатичка трансмисија која се састоји од регулационе пумпе променљиве радне запремине и регулационог мотора константне радне запремине, а који су повезани помоћу металног цевовода, цевастих склопова или помоћу обе компоненте



Слика 29. Комбинована хидростатичка трансмисија која спаја регулациону пумпу, регулациони мотор, систем управљања и све остале помоћне компоненте у једно кућиште

Комбинована хидростатичка трансмисија је доступна у различитим варијантама, при чему су многе од њих директно спојене на мотор. Без обзира шта је њен задатак хидростатичка трансмисија мора бити пројектована као оптимална веза између мотора и оптерећења. То дозвољава мотору да ради при оптималном броју обртаја и ХСТ тада врши подешавања у зависности од радних услова. Што је боља веза између улазних и излазних карактеристика, већа је ефикасност целокупног система преноса снаге.

Као радни флуид хидростатичког система користе се вишенаменска уља која због мале стишљивости и повољне вискозности испуњавају основни захтев за пренос енергије. Осим тога минерална уља у систему обављају и функције подмазивања и корозионе заштите компонената као и одвођење топлотне енергије из система. Лоше особине минералних уља у хидростатичким системима су запаљивост, токсичност (ако садрже одређене адитиве) и загађење средине при непажљивом просипању.

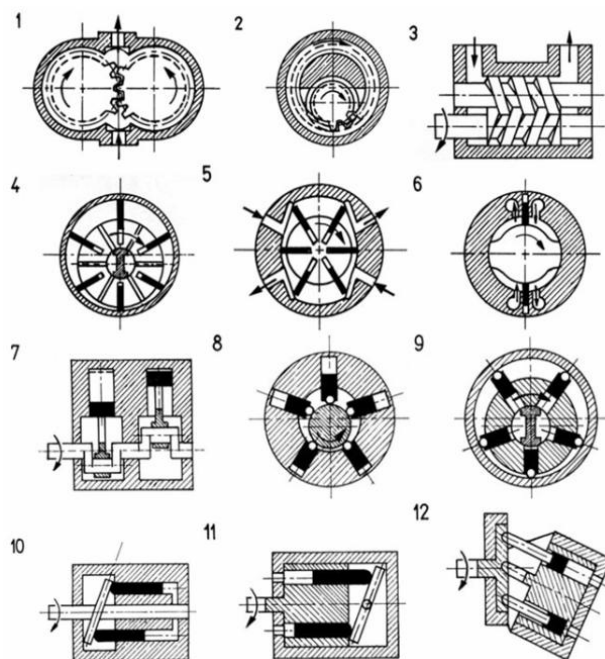
Вискозитет уља одсликава отпор којим се слојеви уља узајамно супростављају свом релативном померању. Вискозитет се оцењује коефицијентом кнематичког вискозитета $\nu(mm^2/s)$. Висок вискозитет изазива веће отпоре трења, отежано покретање и издвајање ваздуха из система. Пренизак вискозитет изазива веће цурења и хабање у систему уз веће загревање уља. Савремени хидростатички системи користе хидрауличка уља WG22-WG100, спецификације ХЛП (ДИН 51524). [4]

4.1 Хидропумпе

Хидропумпе хидростатичких система параметре механичке снаге трансформишу у параметре хидрауличне 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. Излазни параметри хидрауличне снаге су: проток Q_p и притисак p уља у потисном воду хидропумпе. Основни параметри преносне функције хидропумпе су: специфични проток q_p и запремински η_{pv} и механички 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. Специфични проток q_p одређује величину хидропумпе. Према концепцији трансформационог механизма хидропумпе се деле на: зупчасте, клипно радијалне, крилне и клипно аксијалне. [1]

Табела 1. Опште карактеристике хидропумпи и хидромотора

изведба са слике 3,5	радна запремина cm^3/okr	максимални притисак, bar	максимална брзина обртања o/min	препоручени кинематски вискозитет медија $10^{-6} m^2/s$
1.2	0,4.....1200	200350	1500.....3000 (.....3000)	40.....80
3	2.....800	200	1000.....5000	80.....200
4	30.....800	100	1000.....5000	30.....50
5	3.....500	160(200)	500.....1500	30.....50
6	8.....1000	160	500.....3000	30.....50
7	800	400	1000.....2000	20.....50
8,9	0,4.....15000	630	1000.....2000	20.....50
10,11,12	1,5.....3600	400	500.....3000	20.....50



Слика 30. Најчешће конструктивне изведбе пумпи и мотора при грађењу хидростатичких преносника: 1-зупчаста пумпа са спољашњим озубљењем, 2-зупчаста пумпа са унутрашњим озубљењем, 3-завојне пумпе, 4,5,6-клипне пумпе, 7-редне клипне пумпе, 8,9-радијалне клипне пумпе, 10,11,12-аксијалне клипне пумпе [9]

4.2 Хидромотори

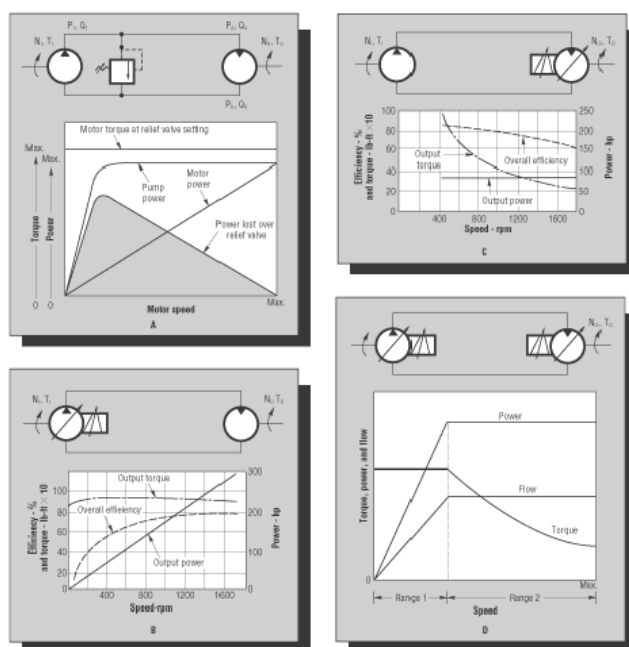
Хидромотори у хидростатичким системима параметре хидрауличне снаге трансформишу у обртне моменте механичке снаге са којима даље, као актуатори, оснажују погонске механизме машине. Улазни параметри хидрауличне снаге су: проток Q и притисак p уља у потисном воду хидромотора. Излазни обртни параметри механичке 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 хидромотора 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. Према концепцији трансформационог механизма хидромотори се деле на: зупчасте, клипно радијалне и клипно аксијалне. [1]

4.3 Подела хидростатичке трансмисије

Конфигурација хидростатичке трансмисије без обзира да ли има регулациону пумпу са константном или променљивом радном запремином, регулациони мотор или оба уређаја – одређује њене радне карактеристике. На слици 31 су приказане комбинације и радне карактеристике сваке од ових конфигурација. Најједноставнији облик хидростатичке трансмисије користи регулациону пумпу са константном радном запремином за покретање

регулационог мотора, који је такође са константном радном запремином (слика 31, а). Иако је ова трансмисија јефтина, њена примена је ограничена, највише због тога што су други типови преносника снаге ефикаснији. Због константне радне запремине регулационе пумпе, она мора бити димензионисана тако да може да покрене регулациони мотор са константном брзином под пуним оптерећењем. Када није потребна пуна брзина, флуид излази из регулационе пумпе помоћу вентила за растерећење. Овај губитак енергије је у облику топлоте.

Коришћењем регулационе пумпе са променљивом радном запремином, уместо регулационе пумпе са константном радном запремином, обезбеђује се константан пренос обртног момента (слика 31,б). Излазни обртни момент је константан при свакој брзини због тога што обртни момент зависи од притиска флуида и радне запремине регулационог мотора. Повећавањем и смањивањем радне запремине регулационе пумпе повећава се и смањује се брзина регулационог мотора у одређеном односу, док обртни момент остаје релативно константан. Због тога се снага повећава са повећањем радне запремине регулационе пумпе.



Слика 31. Функционална шема хидростатичке трансмисије

- а) са регулационом пумпом и регулационим мотором константне радне запремине;
- б) са регулационом пумпом променљиве радне запремине и регулационим мотором константне радне запремине;
- в) са регулационом пумпом константне радне запремине и регулационим мотором променљиве радне запремине и
- г) са регулационом пумпом и регулационим мотором променљиве радне запремине

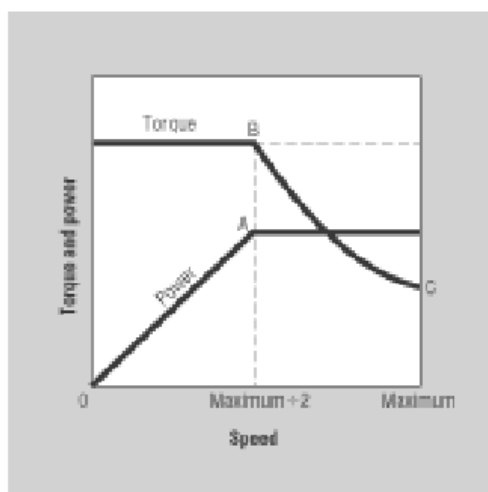
Коришћењем регулационог мотора са променљивом радном запремином који ради у спрези са регулационом пумпом са константном радном запремином реализује се трансмисија која преноси константну снагу (слика 31, в). Ако је проток ка регулационом мотору константан и ако се радна запремина регулационог мотора мења како би се одржали константним брзина и обртни момент, онда је пренета снага константна. Смањивањем радне запремине регулационог мотора повећава се његова брзина, али се истовремено смањује обртни момент, што представља комбинацију која одржава снагу константном.

Најраспрострањенија конфигурација хидростатичке трансмисије састоји се од регулационе пумпе и регулационог мотора са променљивом радном запремином (слика 31, г). Теоретски гледано, овакав распоред обезбеђује бесконачан број односа обртних момената и брзина. Са регулационим мотором при максималној радној запремини, променљива излазна запремина регулационе пумпе директно мења брзину и излазну снагу, док обртни момент остаје константан. Смањивањем радне запремине мотора при пуној радној запремини регулационе пумпе, повећава се брзина регулационог мотора до њене максималне вредности, обртни момент се инверзно мења са брзином, а снага остаје константна.

Криве на слици 31, г представљају две зоне подешавања. У првој зони подешавања, радна запремина регулационог мотора је константна на максимуму, а радна запремина регулационе пумпе се повећава од нуле до максимума. Обртни момент остаје константан како се радна запремина регулационе пумпе повећава, али се упоредо са тим повећавају снага и брзина. Друга зона подешавања почиње када регулациона пумпа достигне максималну радну запремину, што се постиже док се радна запремина регулационог мотора смањује. У току ове зоне подешавања обртни момент се смањује како се брзина повећава, али снага остаје константна. [4]

4.3.1. Однос обртни момент/брзина

Теоретски гледано, максимална снага коју хидростатичка трансмисија може пренети је функција протока и притиска. Међутим у трансмисијама константних снага са променљивим излазним брзинама, теоретска снага је функција односа обртни момент/брзина. На пример, ако је минимална брзина представљена тачком А на кривој снаге (слика 31.), а која је уједно једнака половини максималне брзине, онда је однос обртни момент/брзина 2:1. Максимална снага која се може пренети једнака је половини теоретске максималне снаге. Тачка Б одговара излазној брзини А, крива обртног момента се смањује како брзина расте. При максималној излазној брзини, она ће пасти до тачке Ц. При излазним брзинама које су мање од половине максималне брзине, обртни момент остаје константан при његовој максималној вредности, али је смањење снаге пропорционално са брзином. Брзина тачке А је критична брзина и она је одређена динамиком компонената трансмисије. Испод критичне брзине, снага линеарно опада ка 0 при 0 о/мин. Изнад критичне брзине, обртни момент опада са повећањем брзине, што обезбеђује константну снагу. [4]

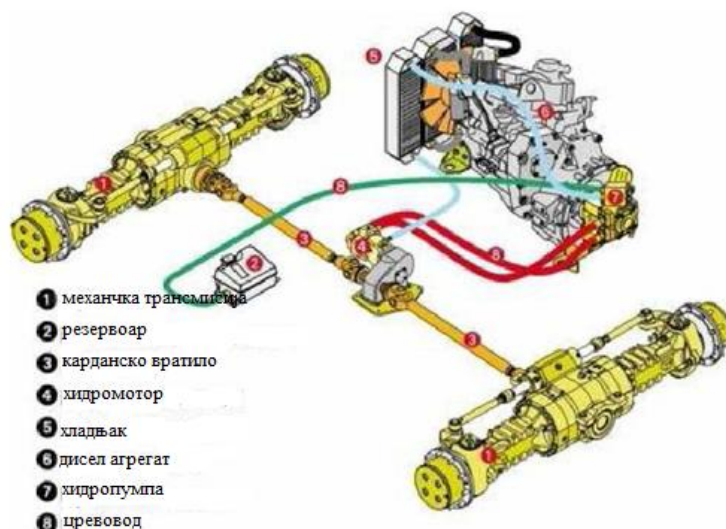


Слика 32. Критична брзина (означена тачком А) у хидростатичкој трансмисији (најмања брзина при којој се може пренети максимална константна снага)

4.3.2. Образовање хидростатичке трансмисије са затвореним или отвореним кругом циркулације

Постоје четири основне конфигурације хидростатичке трансмисије; две конфигурације отвореног круга циркулације и две конфигурације затвореног круга циркулације. Оба типа се односе на то како су хидрауличне линије у систему повезане. У отвореном кругу, флуид улази у регулациону пумпу кроз резервоар, који је повезан са регулационим мотором, после чега се флуид поново враћа у резервоар, после проласка кроз регулациони мотор. У затвореном кругу, путања флуида је непрекидна – флуид протиче сталном путањом од излаза регулационе пумпе ка улазу у регулациони мотор, затим од излаза из регулационог мотора назад ка улазу у регулациону пумпу.

Систем отвореног кола не подразумева повратну спрегу за брзину, притисак, проток или регулацију обртног момента. Сва променљива контролна подешавања врше се мануелно од стране оператора. Контрола затвореног кола, међутим укључује уређаје повратне спреге, који обезбеђују комуникацију између регулационе пумпе и регулационог мотора, тако да се трансмисија аутоматски прилагођава променама у радним режимима оптерећења, мотора или оба.



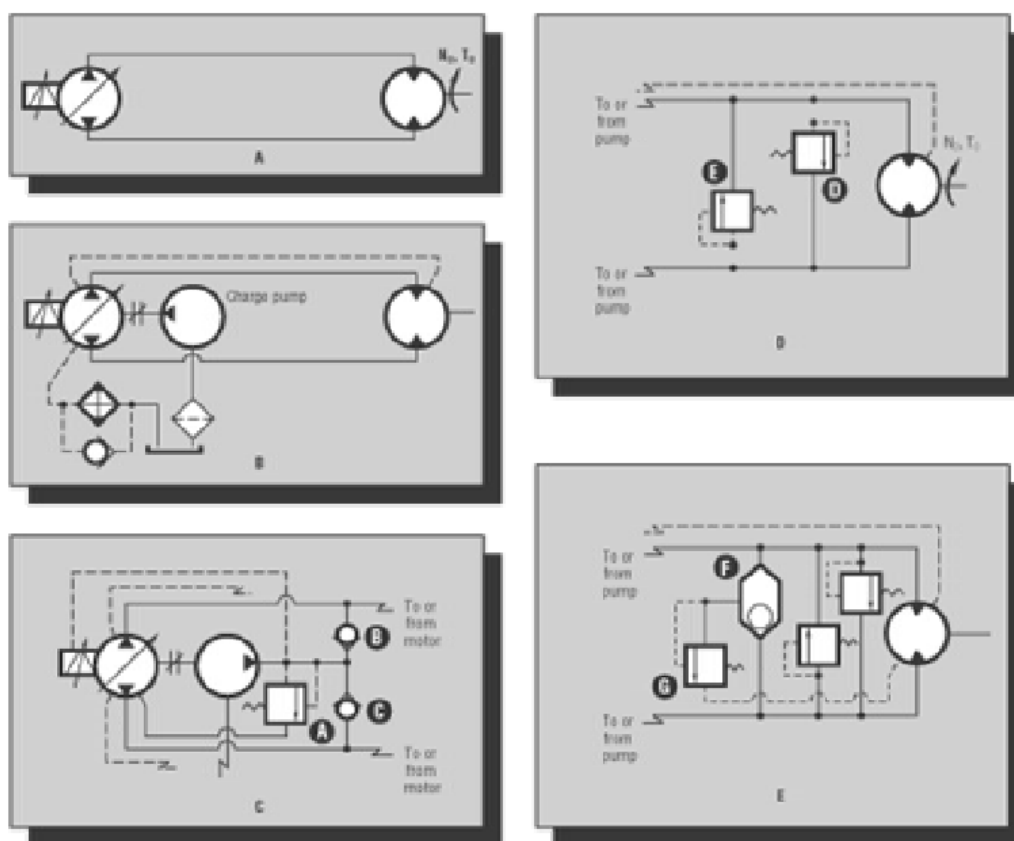
Слика 33. Пример хидростатичке трансмисије

Описивање хидростатичке трансмисије са затвореним кругом циркулације, а који је приказан на слици 33, заснива се само на параметарским разматрањима. На слици 33,а приказана је хидростатичка трансмисија константног обртног момента (тип који се најчешће користи). Она поседује серво уређај и регулациону пумпу са променљивом радном запремином која покреће регулациони мотор са константном радном запремином. Због тога што је ово трансмисија са затвореним кругом, цурење флуида се акумулира у кућиштима регулационе пумпе и регулационог мотора и одводи се помоћу одводне цеви (слика 33,б). Комбинована кућишта одводе цурење у резервоар помоћу измењивача топлоте.

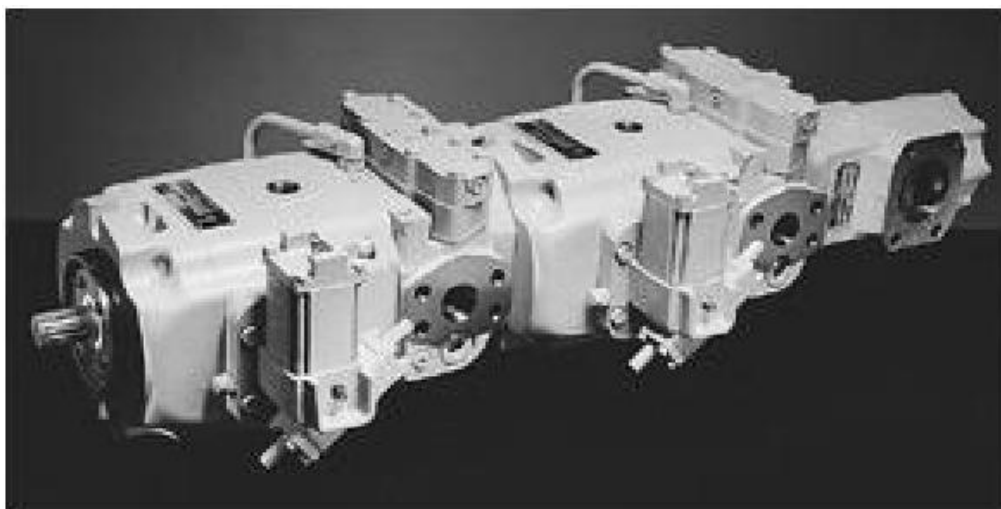
Једна од најважнијих компонената у хидростатичкој трансмисији са затвореним кругом је напојна пумпа. Напојна пумпа је обично интегрални део главног пумпног кућишта, али исто тако може бити независна пумпа која је групно повезана са покретачким пумпама које опслужује (слика 34). Без обзира какав је распоред, напојне пумпе врше две функције. Прва функција је спречавање појаве кавитације у главним пумпама попуњавањем губитака флуида помоћу затвореног система кроз регулациону пумпу, као и спречавање клизања регулационог

мотора. То истовремено обезбеђује нормалан притисак флуида који захтева контролни механизам променљиве запремине.

На слици 33, в, приказан је нископритисни вентил растерећења А који се налази на потисној страни напојне пумпе и који дефинише контролни притисак. Типична хидростатичка трансмисија са затвореним кругом такође захтева вентиле растерећења Д и Е (Слика 33, г). Они су обично интегрисани у кућиште хидрауличног мотора. Два вентила растерећења инсталирана су да би се спречило стварање високих притисака у напојним линијама који се јављају као последица ударних оптерећења повратне спреге кроз регулациони мотор, превисоких радних оптерећења или сличних услова рада. Ови вентили ограничавају притиске у притисним напојним линијама тако што усмеравају флуид из високопритисне ка нископритисним линијама. Ови преливни вентили врше исту функцију као и систем преливних вентила у отвореном кругу. Као додатак преливним вентилима, укључен је и сигурносни вентил Ф. Сигурносни вентил се увек активира помоћу високопритисног флуида, који спаја нископритисну линију са нископритисним преливним вентилом Г. Вентил Г усмерава већи проток напојне пумпе ка кућишту регулационог мотора, а затим кроз одводну линију ка кућишту регулационе пумпе. Флуид се затим враћа у резервоар напојне пумпе кроз измењивач топлоте. [4]



Слика 34. Затворени круг циркулације код хидростатичке трансмисије константне снаге – од саме хидрауличне пумпе и хидрауличног мотора до склопа са основним помоћним уређајима



Слика 35. Групно повезивање сложених регулационих пумпи обезбеђује један, компактни склоп који напаја два или више независних кругова платформе погона на задњим точковима бензинског или дизел мотора. На овом примеру се виде са леве стране две клипне пумпе променљивих радних запремина и крилна пумпа са константном радном запремином на десној страни која служи као напојна пумпа

4.3.3. Кавитација

При кретању чврстих тела кроз течности могу се на деловима њихових омотача појавити површине испуњене гасом или паром. Фруд је ову појаву назвао кавитацијом, а Рејнолдс је пре 70 година објаснио. Кавитација се јавља када локална брзина течности на површини тела толико порасте да се притисак у флуидној струји спушта испод напона паре при постојећој температури, па долази до испаравања течности и стварања парних мехурова. Парни мехурови расту, спуштају се низструјно све док не дођу у зону виших притисака, када пуцају уз појаву ударног таласа. Прскање парног мехура изазива ерозију чврсте површине због великог убрзања течних капи кроз гасну средину као и деловање електричних и хемијских појава. [10]

Крутост хидростатичке трансмисије зависи од стишљивости флуида и еластичности компонената система, то јест, цевовода и кућишта. Утицај ових компонената може се поредити са утицајем који би имао акумулатор са опругом да је повезан на напојну линију кроз цевну арматуру. При малим оптерећењима опруга акумулатора се мало сабија; при великим оптерећењем акумулатор је изложен стварном притиску, и због тога има више флуида у акумулатору. Ова додатна запремина флуида мора се доводити од напојне пумпе. Критичан фактор је величина повећања притиска у систему. Ако притисак расте сувише брзо, величина повећања запремине на напојној страни може достићи капацитет протока напојне пумпе, па се може јавити кавитација у главној пумпи. Због тога токови циркулације који напајају регулационе пумпе променљиве радне запремине са аутоматским управљањем представљају велику опасност. Када такав један систем кавитира притисак опада или нестаје заједно.

4.4 Карактеристике запреминских хидропреносника

Запремински хидропреносници одликују се могућношћу континуалне варијације обртних момената и угаоних брзина у широким интервалима њихових вредности, а мана им је релативно споро реаговање на промене ових величина. Користе се, пре свега, на грађевинским машинама,

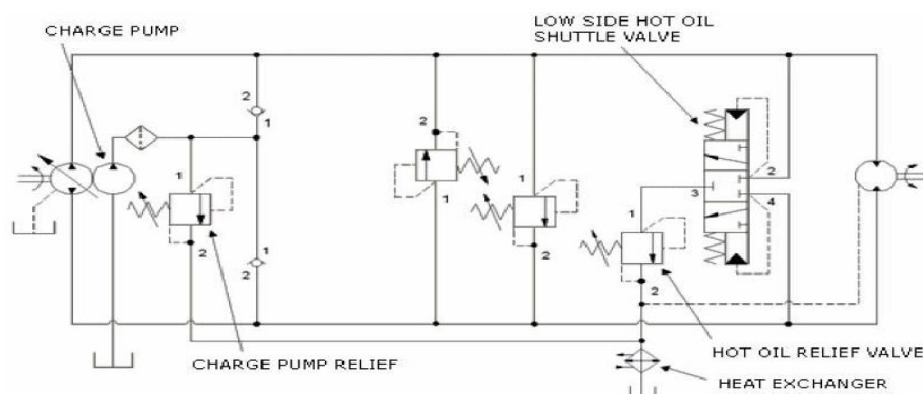
ваљаоничким пругама, алатним машинама и на другим машинама код којих се оптерећења мењају у великим интервалима.

Карактеристике запреминских хидропреносника представљају континуалну промену погонских параметара:

- излазног броја обртаја $n_{hm} = f(q_p, \psi)$
- излазног обртног момента $M_{hm} = f_2(M_p, \psi)$
- излазне снаге $P_{hm} = f(q_p, \psi)$
- укупног степена корисности $\eta = \frac{P_{hm}}{P_p} = \left(M_{hm} \frac{\eta_{hm}}{M_p \cdot \eta_p} \right)$.

Ове вредности представљају излазне карактеристике запреминских хидропреносника. Код запреминских хидропреносника улазне карактеристике једнаке су карактеристикама погонског мотора, ако између њега и запреминског хидропреносника нема посредника, или су једнаке трансформисаним карактеристикама погонског мотора, ако између мотора и запреминског хидропреносника постоји редуктор или мултипликатор. Карактеристике се најчешће приказују у графичком облику. Степен корисности цевовода и хидрауличних компонената, осим пумпе и хидромотора, сматра се равним јединици у случају да природа њиховог функционисања и дужина цевовода допушта занемаривање губитака.

Брзина кретања хидрауличног мотора се све донедавно најчешће одређивала подешавањем пригушног или регулационог вентила. Касније су уведени системи са пумпама или моторима који су имали уграђене регулаторе, затим тзв. Load-Sensing системи, а у последње време системи са секундарном регулацијом. На слици 36. приказан је хидраулични систем са пумпом променљивог капацитета и хидрауличним мотором константног протока, повезани у отвореном хидрауличном кругу (изведба А1). Управљање током уља врши се преко разводног вентила, а број обртаја мотора је функција положаја регулатора протока пумпе. За време погона нема губитака енергије, јер се сва количина уља потискује према мотору. [4]



Слика 36. Шематски приказ хидростатичке трансмисије

4.5 Регулација хидропумпи и хидромотора

Хидростатички системи се одликују могућношћу једноставног регулисања својих основних параметара притисака и протока, према критеријумима који одговарају промени параметара функције машине, односно промени отпора и брзине кретања радног органа машине, при чему отпори утичу на притисак, док брзина зависи од протока хидростатичког система.

Постоји *пригушна* и *запреминска* регулација хидростатичког система.

Пригушна регулација се изводи код хидростатичких система са хидропумпама и хидромоторима констатног специфичног протока. Промену смера и брзине окретања хидромотора омогућава разводник, а дозвољени максимални притисак у систему ограничава вентил сигурности. Регулација мањих брзина кретања, од максимално могуће, се постиже смањењем протока хидромотора пригушивањем струје уља уз помоћ разводника (смањењем проточних пресека разводника - покретањем клипа разводника), при чему се у потисном воду хидропумпе ствара повећање притиска до границе када се отвара вентил сигурности тако да један део максималног протока хидропумпе преко вентила сигурности одлази у резервоар. Тиме се смањује проток напајања хидромотора, а са њим и број обртаја његовог излазног вратила, односно брзина кретања. При пригушивању долази до непожељног загревања уља тако да се део снаге хидростатичког система губи и претвара у топлоту која може бити толика да захтева додатни расхладни систем уља.

Запреминска регулација хидростатичких система се остварује променом специфичног протока хидропумпи и хидромотора. Регулација се изводи помоћу посебних модуларних уређаја-регулатора који се интегрално повезују са хидропумпом или хидромотором. Карактеристике регулатора су прилагођене различитим условима рада система. Сигнали на основу којих регулатори остварују своје карактеристике су задати или зависе од параметара функције система. Могу бити: механичке, хидрауличке, електричне или електронске природе.

Карактеристични су регулатори хидропумпи засновани на критеријуму *константне хидрауличне снаге*. Регулатор хидропумпе по критеријуму *константне хидрауличне снаге* треба да омогући хиперболичну промену специфичног протока q_p хидропумпе зависно од промене притиска p у потисном воду хидропумпе.

$$q_p = \frac{N_h}{k_h \cdot p \cdot n_p} = \frac{k}{p} = f_q(\alpha)$$

где је: α - параметар од кога зависи промена специфичног протока хидропумпе (нпр. код клипно-аксијалних хидропумпи је то угао положаја закретне плоче или закретног блока), k -константа.

Један од основних захтева хидростатичког система је да омогући коришћење максимално расположиве снаге мотора, односно хидрауличне снаге система, при различитим параметрима функција (отпорима и брзинама кретања) током радног циклуса машине.

При најмањем оптерећењу притисак p_2 у потисном воду хидромотора и хидропумпе је најмањи, тада регулатор омогућује максимални проток $Q_2 = Q_{\max}$ хидропумпе, односно највећу брзину $v_{\max}$. Супротно се догађа при највећем оптерећењу, тада је притисак у $p_{\max}$ највећи, а проток $Q_{\min}$ најмањи. Међутим у оба случаја се користи константна снага мотора N_{em} једнака хидрауличној снази N_h хидропумпе.

$$N_{en} = N_h = \frac{p_2 \cdot Q_{\max}}{60 \cdot \eta_{pu}} = \frac{p_1 \cdot Q_1}{60 \cdot \eta_{pu}} = \frac{p_{\max} \cdot Q_{\min}}{60 \cdot \eta_{pu}} = const$$

Осим са регулацијом по критеријуму константне хидрауличне снаге, хидропумпе се опремају регулаторима других карактеристика прилагођених различитим потребама и захтевима система. Карактеристичне су хидропумпе за затворена кола са регулаторима и пропорцијалним разводницима који, мануелним, хидрауличким, електричним и електронским сигнаlima регулације, мењају специфични проток хидропумпе.

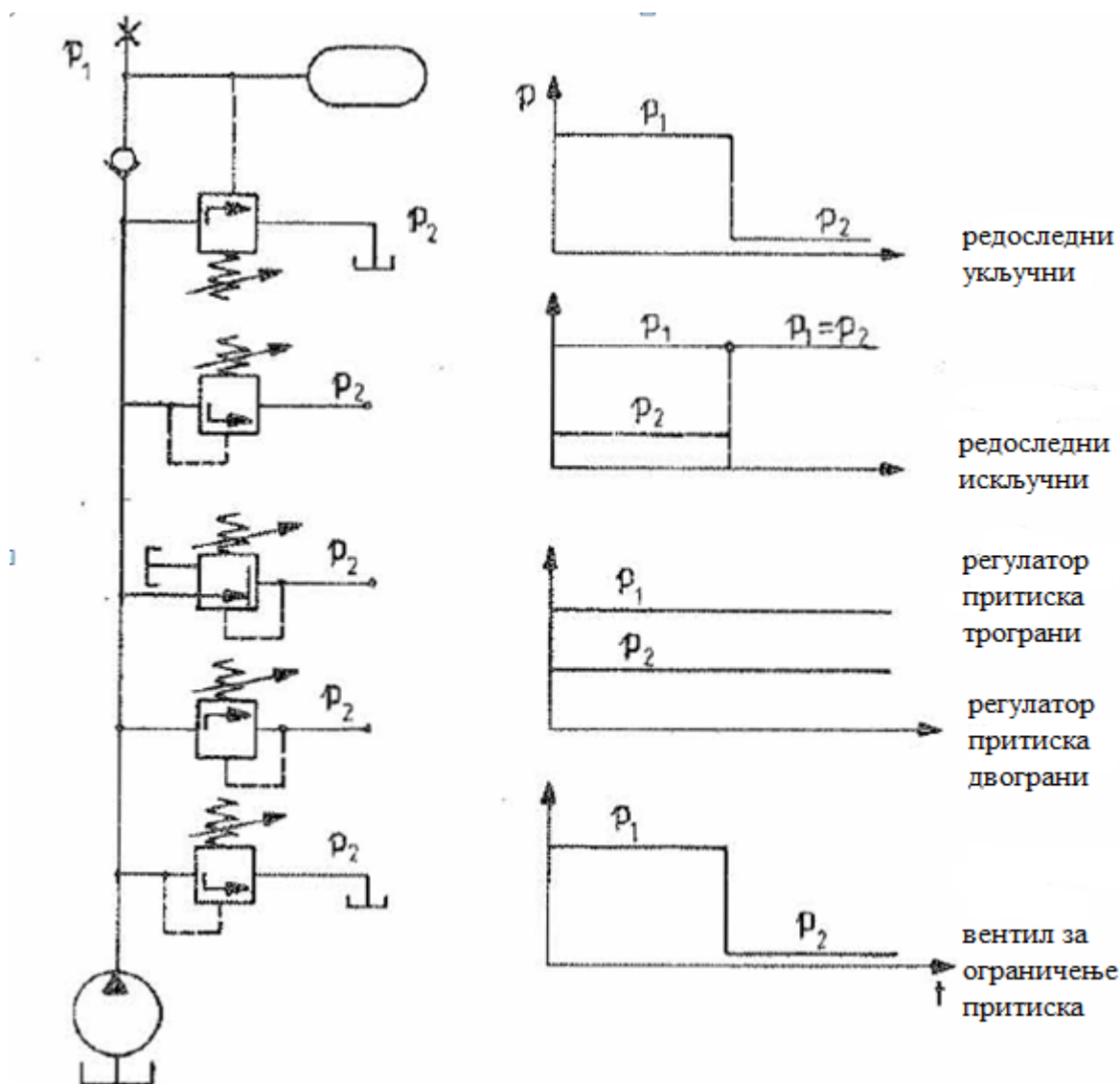
Мануелна регулација.-Мануелним померањем клипа разводника доводи се уље у радне коморе регулатора хидропумпе, тако да се постиже континуална промена специфичног протока q_p хидропумпе зависно од померања β . Смер струјања хидропумпе се такође мења мануелно преко разводника.

Хидраулична регулација.-Хидрауличним активирањем разводника, преко водова Y1 и Y2, доводи се уље у радне коморе регулатора хидропумпе, тако да се постиже континуална промена специфичног протока хидропумпе зависно од притиска (p) активирања разводника.

Електрична регулација.-Електричним активирањем разводника преко соленоида а и b, доводи се уље у радне коморе регулатора пумпе тако да се постиже континуална промена специфичног протока хидропумпе, зависно од јачине струје активирања разводника. Постоји могућност електронске регулације када се јачина струје у соленоидима мења и контролише преко микроконтролера одговарајућим софтвером.

Притисак у хидрауличном систему дефинише величину активне силе на клипу хидрауличног цилиндра и вредност момента на излазном вратилу хидрауличног мотора. Величина притиска у хидрауличном систему је дефинисана првенствено величином супростављајућих отпора, а зависна је и од конструкције и степена подешавања притисног вентила. Они се деле на *вентиле за ограничење притиска, регулаторе притиска и редоследне вентиле*. [2]

На слици 36. је приказана шема уградње све три групе притисних вентила са карактеристикама промене притиска у функцији времена.



Слика 37. Конструктивне варијанте притисних вентила

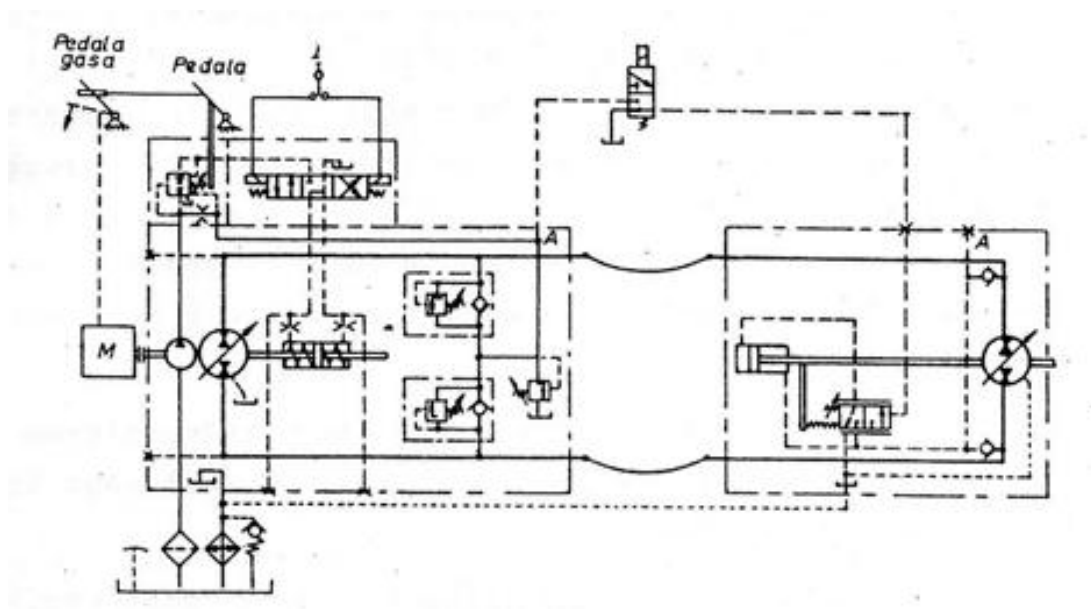
4.5.1 Примери примене хидростатичке трансмисије

На слици 37. дат је приказ функционалне хидрауличне шеме за погон утоваривача са хидропумпом и хидромотором са регулацијом протока. Хидромотор има могућност регулације протока на две вредности радне запремине. Укључивање се изводи преко једног 3/2 разводника.

Уље за управљање одузима се од напојног круга пумпе на прикључку “А” и доводи се хидромотору на прикључак “Х”. Хидромотор ради са највећом радном запремином када је прикључак “Х” без притиска. Код регулације на малу радну запремину (транспортно подручје) потребно је на прикључак “Х” довести притисак од 15 бара.

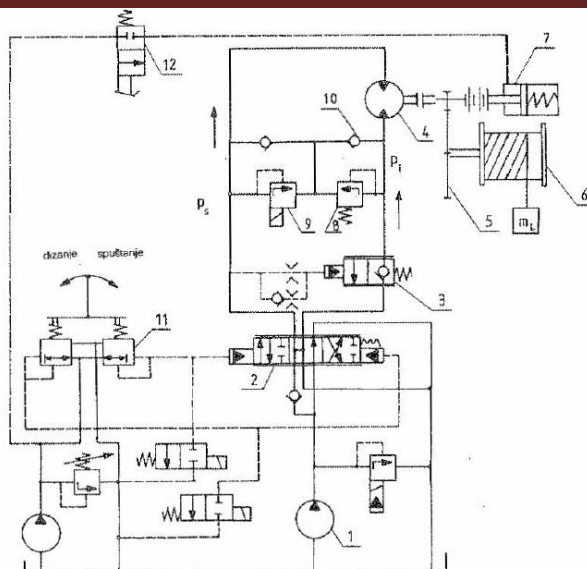
Минимална радна запремина се регулише помоћу једног вијка за подешавање. За спречавање сувише великих убрзања и успорења треба између осталог предвидети мере за подешавање времена управљања.

Пумпа променљивог протока из програма фирме ХИДРОМАТИК је опремљена регулациони вентилом који ограничава одузимање снаге од погонског мотора. Као регулациони сигнал служи разлика између регулационе потребне и стварне величине броја обртаја мотора. Електромагнетним разводником 4/3 одређује се правац кретања командног клипа, а тиме и смер потискивања флуида хидропумпе. [1]



Слика 38. Приказ функционалне хидрауличне шеме за погон утоваривача са хидропумпом и хидромотором са регулацијом протока

Код хидрауличног система за погон бубња дизалице (слика 38.) хидраулични мотор (4) погони преко планетарног редуктора (5) бубањ (6) дизалице. За време мировања систем држи у затеченом положају кочница (7) и вентил за кочење (3). Због деловања терета у делу ценовода од мотора до вентила за кочење делује стално притисак чија је величина одређена величином оптерећења.



Слика 39. Шема хидрауличног система за погон бубња дизалице

Заштита овог дела система се врши преко вентила за ограничење притиска (8). Уље се усмерава у горњу (спуштање) или доњу (дизање) страну преко разводног вентила (2). Померање разводног вентила је хидрауличним путем, а дужина помака зависи од величине притиска управљачког уља. Он се одређује положајем регулатора притиска (11) који су постављени у управљачком воду. Положајем разводног вентила одређује се број обртаја хидрауличног мотора. Са становништа анализе хидрауличних сила проблем спуштања је сложенији од дизања. Пре давања команде за операцију спуштања, неопходно је довести кочницу (7) у отворен положај помоћу управљачког притиска. У моменту када се бубањ откочи, терет настоји да покрене бубањ, што преко редуктора и мотора доводи до пораста притиска (p) у цевоводу према вентилу за кочење. Операција спуштања бубња почиње у моменту када се у леви цевовод доведе уље под притиском (p) и отвори вентили за кочење.

Код хидрауличних система са уграђеним вентилима за кочење, у одређеном броју конструкција, постаје интересно питање брзине отварања и затварања вентила, затим притисака у цевоводу и, коначно, времена за које се може постићи потребан број обртаја. Ова питања нису интересантна само због капацитета машине која се погони хидрауличним системом, него и због прорачуна величине сила, притисака, инерционих сила и других елемената. Те податке треба да за сваки случај оптерећења, капацитета и конструкције вентила, дају произвођачи или се добију испитивањем на пробном столу уз симулацију реалних оптерећења. [2]

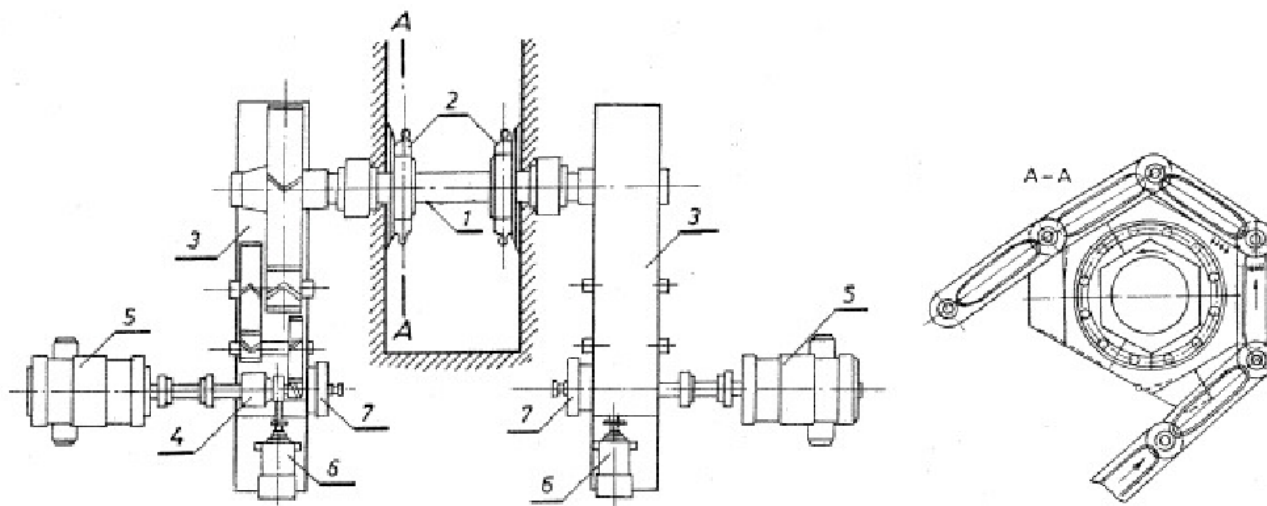
5. ИЗМЕНА МЕХАНИЧКЕ ТРАНСМИСИЈЕ ПОГОНА ВЕДРИЦА ХИДРОСТАТИЧКОМ ТРАНСМИСИЈОМ

5.1 Ланчаник са ведрицама

Ланчаник са ведрицама представља радни орган багера ведричара. Он се састоји од два чланкаста бесконачна ланца и ведрица багера, које су у одређеним размацима причвршћене између оба ланчаника. Слика 39. приказује конструкцију ланчаника са ведрицама. Сваки четврти или шести чланак у ланчанику представља чланак ведрице, за који је она причвршћена варењем или закивцима. Број чланака са ведрицама утврђује размак између ведрица, те у зависности од брзине ланчаника одређује и број пражњења ведрица у минути. Ово директно утиче и на теоретски капацитет багера ведричара. Поједини чланци се међусобно спајају осовиницама и лако мењају, што је потребно због великог хабања и оптерећења, коме су изложене при копању и клизању по вођицама ланчаника.

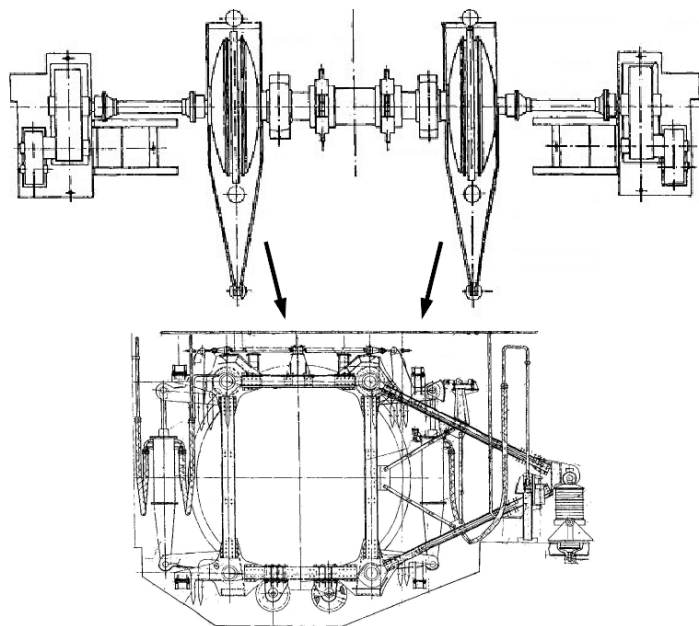
5.1.1 Погон ланчаника са ведрицама

Ланчаник са ведрицама погоне преко осовине 1 погонски зупцаници 2 (тзв. турас), који се састоје од два шестоугаона или код већих багера од два осмоугаона точка причвршћена клиновима на погонску осовину. Погонску осовину преко редуктора 3 и хидрауличне спојнице 4 покрећу електромотори 5, смештени на свакој страни погонске осовине, као што је приказано на слици 39.



Слика 40. Погон ланчаника са ведрицама

Ланчаник са ведрицама постиже брзину од 1.0 до 1.4 m/s, па је у случају оправке предвиђен и помоћни мотор 6 за покретање ланчаника мањом брзином. У случају хаварије предвиђена је сигурносна спојница 7, која спречава кидање ланчаника и преоптерећење погона ланчаника.



Слика 41. Погон ланчаника са ведрицама са сигурносном спојницом

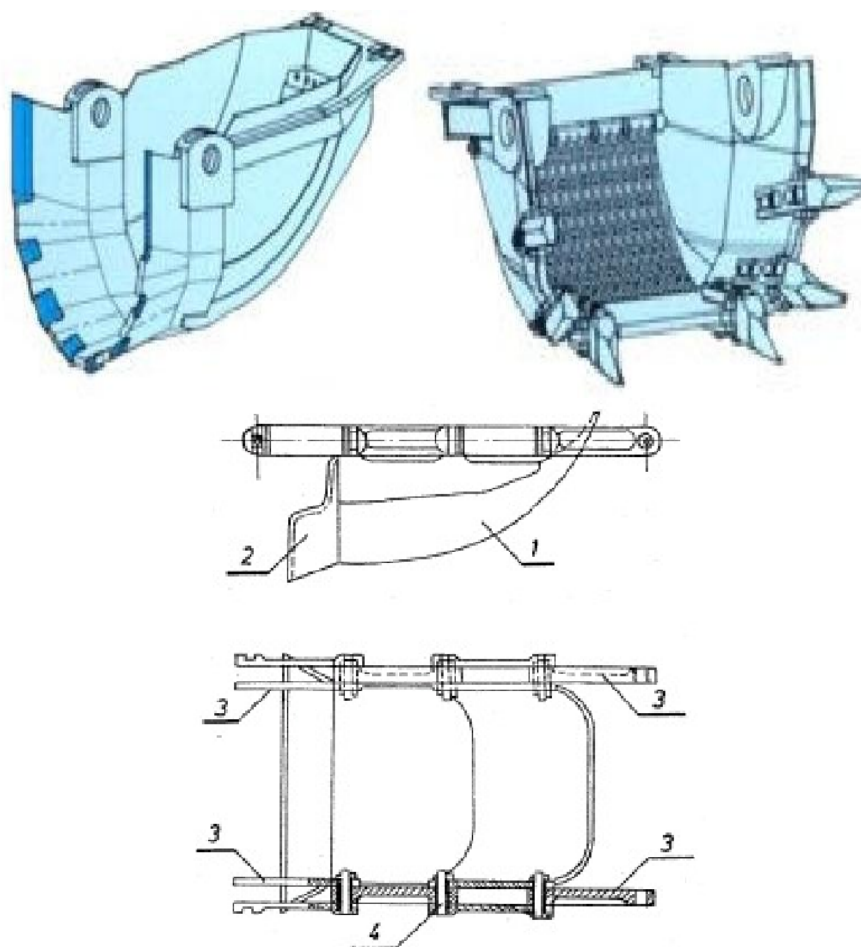
Пресек А-А на слици 40. приказује зупчасти точак (турас) за погон ланчаника са ведрицама. Због великог оптерећења и хабања ови зупчasti погонски точкови се често мењају односно наварују хабајући зуби (канце). Наиме, услед неуједначене брзине ланчаника, која настаје због сталне промене одстојања од погонске осовине, долази до ударног оптерећења ланчаника, а тако и до хабања углова погонског точка. Хабање је мање код погонског точка са више зуба (углова).

5.1.2 Ведрице

Ведрице код багера ведричара служе за откопавање и транспорт откопане откривке односно угља до места пражњења. Истовремено одржавају размак између оба ланчаника ведрица. Ведрице су састављене од лименог плашта и ножа. Обзиром да је нож код копања изложен великом хабању, израђен је од манганског челика са могућношћу измене. Код врло чврстог лигнита нож се додатно опрема и зубима. Облик ведрица мора омогућити добро пражњење приликом окретања око погонске осовине и добро пуњење при одговарајућем нагибу радне косине и спречавати заглаву ведрице.

Задњи део ведрице мора бити тако висок, да материјал ни код највећег угла нагиба косине не испадне из ведрице. Међутим, сувише велика висина задњег дела ведрице може сузити простор за пражњење, па и на то треба обратити пажњу.

До заглаве ведрица може доћи при наиласку на већи камен или пањ. Да би се спречила заглава, односно омогућило избегавање такве препреке, ведрица је у односу на почетак чланка повучена уназад. Учвршћивање ведрица за чланак, тако да се нож налази испред предње осовинице чланка је неправилно, јер се ведрица код окретања на повратном точку или при наиласку на препреку дубље укопа и изазива велике ударе на погонској осовини.



Слика 42. Ведрџца

5.2 Примена хидростатичке трансмисије

Најважнија претпоставка за постизање задовољавајућег решења проблема је претходни системски поступак планирања и извођења хидростатичког система. При пројектовању хидростатичког система најпре се детаљно анализирају захтеви и параметри функција чланова кинематичког ланца машине које актуатори хидростатичког система треба да оснаже. За правилан избор и дефинисање хидростатичких компоненти неопходно је познавање њихових карактеристика: принципа, начина и услова рада, основних параметара и преносних функција, начина уградње и одржавања, цене и начина испоруке.

С обзиром да је тема нашег задатка заменити механичку трансмисију главног и помоћног погона ведрџца багера ЕРС-710, хидростатичком трансмисијом која има ту могућност да регулацијом обезбеди радну (максималну) брзину кретања ведрџца са одговарајућим обртним моментом, и брзину (минималну) потребну за кретање ведрџца у оправци. Такође ова трансмисија треба да задовољи и услов кретања у супротном смеру, код оправке или заглава које се дешавају приликом рада багера. Оно што је механичка трансмисија обезбеђивала, а што је потребно да обезбеди и хидростатичка је заустављање погона приликом оптерећења изазваног различитим условима а најчешће упадом страног предмета у радни елемент, тако да је то заштита од преоптерећења и хаварије.

Имајући у виду габарите и снагу погона, као и габарите вратила погонског ланчаника дошло се до закључка да једино изводљиво решење је примена мешовито механичко-хидростатичке трансмисије. Конфигурација те трансмисије ће се састојати: од електромотора, који преко еластичне спојнице погони регулациону хидропумпу са интегралним регулатором (хидрауличним и мануелним), цевоводом који повезује систем у који је уграђен вентил сигурности, резервоар и филтер, и хидромотора који је интегрисан са тростепеним редуктором, који је преко шупљег вратила повезан са погонским вратилом ланчаника.

Да би се испунили претходно наведени захтеви хидростатичка трансмисија затвореног типа у својој концепцији садржи: хидропумпу која ће претворити механичку енергију са вратила електромотора у хидрауличну енергију коју преко компоненти предаје хидрауличном мотору, а који има функцију претварања хидрауличне енергије у механичку снагу на вратилу погонске ланчаника. Поред пумпе и мотора трансмисија, обзиром на постављене захтеве, садржи и следеће компоненте: цевовод који ће бити изабран према протоку и брзини струјања радне течности, аутоматски регулатор који ради на принципу повећаног притиска, а чија је улога да са повећањем оптерећења на вратилу хидромотора (самим тим и повећања притиска у систему) преко регулатора изврши померање-регулацију регулационе хидропумпе која ће смањити проток, а самим тим и брзину на вратилу хидромотора, обзиром да је потребно обезбедити и сигурност рада од преоптерећења погона (изазваних заглавом радног елемента) трансмисија. Мора да садржи и један вентил сигурности који ће при знатном повећању притиска реаговати пуштањем радне течности у грану која не води према хидромотору. Тиме ће се зауставити погон хидромотора, а самим тим и обртање његовог вратила. Да би се обезбедило обртање радног органа у супротном смеру, што овај систем има као могућност, потребно је уградити један мануелни регулатор који ће по потреби смањити брзину до брзине оправке и даље до заустављања, даљим активирањем мануелног регулатора дошло би до промене смера хидропумпе, а самим тим и хидромотора.

Снага потребна за покретање овог погона је позната из техничке документације одржавања багера произвођача фирме ТАКРАФ и износи 400 kW. Такође нам је позната брзина кретања ведрица од 1,1 m/s. Бавећи се научним истраживањем, да би овај рад био што квалитетније одрађен, дошао сам до података да је без последица могуће повећати брзину кретања ведрица на 1,6 m/s чиме се повећава учинак копања багера.[5]

Имајући податак о потребној снази усвојили смо високонапонски трофазни асинхрони мотор снаге 400 kW и 1486 o/min, произвођача СЕВЕР-Суботица.

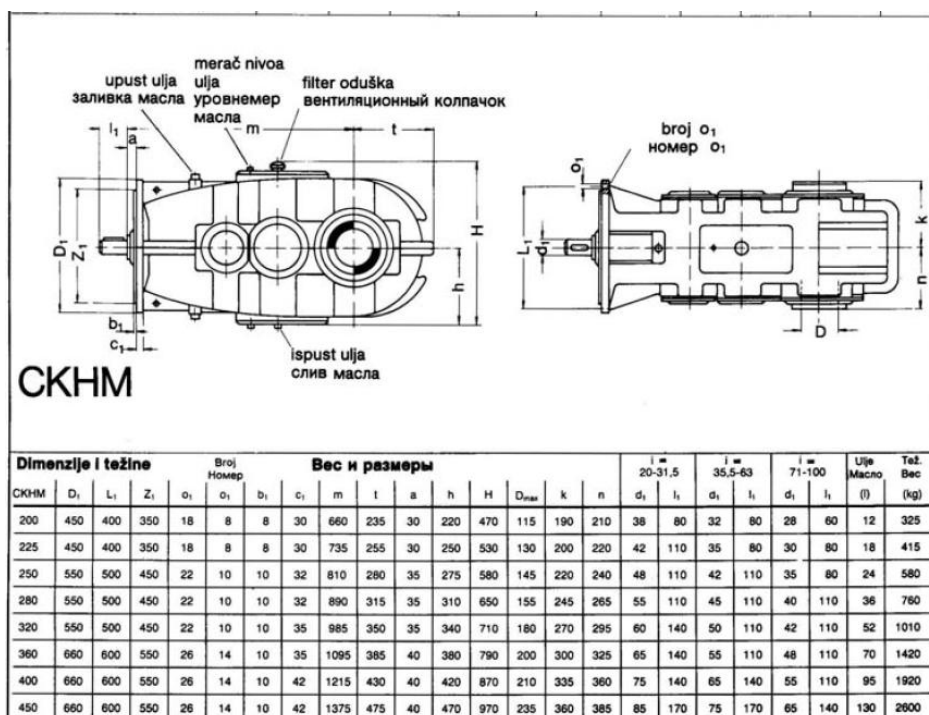
tipika oznaka	nom. snaga P_n kW	nom. brzina obr./min	stepen korisnog dejstva η %			faktor snage $\cos\phi$			nom. struja I_n A	pol. struja I_s A	pol. mom. - prema nom. - M_s/M_n	prev. mom. - prema nom. - M_{pr}/M_n	mot. dodat. inercije J_d kgm ²	masa motora cca IPW24 IP 23 m kg		
ns=1000 min ⁻¹																
1.K. 4355 S-c 4	200	984	92,5	0,85	0,81	0,73	24	4,6	1	2,2	10,5	292,8	1540	1690	1730	
1.K. 4355 M-a 6	225	984	92,7	0,85	0,82	0,74	27	4,6	1	2,2	11,5	308,5	1630	1792	1842	
1.K. 4355 M-b 6	250	984	93,1	0,85	0,82	0,75	30	4,6	0,9	2,2	12,5	310,8	1740	1910	2030	
1.K. 4400 S-a 4	280	984	93,5	0,85	0,83	0,76	34	4,7	0,7	2,1	12,5	427,5	1940	2140	2200	
1.K. 4400 S-b 4	315	984	93,7	0,85	0,83	0,77	38	4,6	0,7	2	12,8	420,5	2030	2290	2290	
1.K. 4400 S-c 4	355	984	93,9	0,86	0,84	0,8	42	4,6	0,6	2	14,5	428,8	2130	2350	2410	
1.K. 4400 S-d 4	400	984	94,5	0,86	0,84	0,8	48	4,6	0,6	2	16,2	457	2270	2470	2530	
1.K. 4400 M-a 6	450	987	93,8	0,86	0,84	0,8	53	4,6	0,7	2	18,4	498	2480	2700	2740	
1.K. 4400 M-b 6	500	987	94,5	0,86	0,84	0,8	59	4,5	0,6	2	20,5	519,9	2630	2870	2940	
1.K. 4450 S-a 6	560	990	94,2	0,86	0,84	0,8	66	5	0,8	2	20,7	515,9	2730	3030	3130	
1.K. 4450 S-b 6	630	997	94,4	0,86	0,84	0,8	74	5	0,8	2	24,5	547	2940	3220	3320	
1.K. 4450 M-a 6	710	998	94,5	0,86	0,84	0,8	83	5	0,8	2	29,2	577	3140	3440	3540	
1.K. 4450 M-b 6	800	999	94,7	0,87	0,84	0,8	93	5,5	0,8	2,1	43,7	636,7	3300	3600	3680	
1.K. 4500 S-a 4	900	991	95,4	0,87	0,85	0,78	103	5,8	1,4	2,3	87	1694	4130	4505	4545	
1.K. 4500 S-b 4	1000	991	95,5	0,87	0,85	0,79	114	5,4	0,9	2	63	1781	4370	4824	4784	
1.K. 4500 M-a 6	1120	991	95,6	0,87	0,85	0,78	128	5,9	0,9	2,1	70	1876	4689	4981	5355	
1.K. 4500 M-b 6	1250	991	95,7	0,87	0,84	0,77	144	5,4	0,9	2	79	2010	5046	5158	5532	
1.K. 4540 S-a 4	1400	991	95,7	0,87	0,85	0,8	162	5,4	0,9	2	88	2377	5439	5545	5940	
1.K. 4540 S-b 4	1600	991	98,8	0,86	0,85	0,8	186	5,3	0,9	2	112	2472	6009	6115	6531	
1.K. 4540 M-a 6	1800	991	95,9	0,86	0,85	0,79	209	5,3	0,9	2	123	2723	6347	6557	6973	
1.K. 4540 M-b 6	2000	993	96,3	0,86	0,82	0,75	234	5,3	0,9	2	135	3596	7018	7228	7644	



Слика 43. Подаци за високонапонски трофазни асинхрони мотор

Правећи концепцију трансмисије, а имајући у виду садашње велике габарите погонске звезде и вратила донета је одлука да трансмисија буде мешовито механичко-хидростатичка, с тим што би редуктор преко шупљег вратила био директно повезан са вратилом погонске звезде.

Такође, водећи рачуна о потребној снази редуктора, као и о вредности преносног односа који ће са хидростатичком трансмисијом моћи да задовољи наше захтеве усвојен је двостепени редуктор са шупљим вратилом у хоризонталној изведби типа СКНМ-400 са преносним односом $i = 38$.



Слика 44. Подаци за редуктор

6. ПРОРАЧУН КОМПОНЕНАТА НА ОСНОВУ УЛАЗНИХ ПАРАМЕТАРА

У оквиру овог дела урађен је прорачун основних компоненти хидростатичке трансмисије за погон ведрџца.

Усвојени параметри:

- маса ланца ведрџца са теретом

$$m = 60.000 \text{ kg}$$

- маса ведрџца

$$m_t = 22.000 \text{ kg}$$

- димензија погонске звезде

$$r_d = 0,653 \text{ m}$$

- погонски мотор

$$N = 400 \text{ kW}$$

- максимални улазни број обртаја (називни број обртаја пумпе)

$$n_p = 1486 \text{ min}^{-1}$$

- максимална радна брзина

$$v_{R\max} = 5,76 \text{ km/h}$$

- брзина потребна у оправци

$$v_{T\max} = 0,396 \text{ km/h}$$

- коефицијент отпора копања [5]

$$f = 0,5$$

- преносни однос редуктора

$$i_R = 38$$

- коефицијент отпора трења клизача ведрџца

$$\mu = 0,6$$

6.1. Избор параметара хидростатичке трансмисије

Максимална вучна сила зависна је од тежине оптерећених ведрица и коефицијента отпора копања:

$$F_{\max} = m \cdot g \cdot f_r = 60.000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 294.300 \text{ N}$$

m - маса пуних ведрица (kg)

Вучна сила потребна при оправци може се изразити према:

$$F_{\min} = m_o \cdot g \cdot \mu = 35.000 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 240.345 \text{ N}$$

m_o - маса празних ведрица (kg)

f_r - коефицијент отпора трења ланца о клизаче,

$$f_r = 0,5$$

Укупан степен трансформације хидростатичког претварача:

$$i_h = i_{hp} \cdot i_{hm}$$

односно:

$$i_h = \frac{v_{\max} \cdot F_{\max}}{3600 \cdot \eta \cdot \eta_R \cdot N_1} = \frac{\text{привидна снага}}{\text{реална снага}} = \frac{5,76 \cdot 294300}{3600 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 368} = 1,77$$

где је:

$$N_1 = N - N_N = 400 - 32 = 368 \text{ kW}$$

$$N_N = 0,08 N = 0,08 \cdot 400 = 32 \text{ kW}$$

N_N - обухвата губитак снаге која је апсорбована на погон неоптерећене пумпе радног уређаја и управљача,

$\eta = 0,8$ - степен искоришћења хидростатичког претварача,

$\eta_R = 0,9$ - степен искоришћења редуктора,

Обзиром на максималну брзину кретања ведрица $v_{\max} = 5,7 \text{ km/h}$ рачуна се број обртаја:

$$n_{m1} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot 60} = \frac{1000 \cdot 5,76}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,653 \cdot 60} \approx 23 \text{ o/min}$$

$$n_{m2} = \frac{1000 \cdot v_{\min}}{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot 60} = \frac{1000 \cdot 0,396}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,653 \cdot 60} = 1,6 \text{ o/min}$$

где је: r_d - динамички радијус.

Обртни момент: $M_o = F_o \cdot r_d$

Минимална и максимална вредност обртног момента на погонској звезди је:

$$M_{o\min} = F_{o\min} \cdot r_d$$

$$M_{o\max} = F_{o\max} \cdot r_d = 294.300 \cdot 0,653 = 192.177 \text{ Nm}$$

Обртни момент хидромотора рачуна се из израза:

$$M_{omot} = \frac{F_{o\max} \cdot r_d}{i_R} = \frac{294.300 \cdot 0,653}{38} = 5.057 \text{ Nm}$$

Можемо усвојити за хидропумпу $i_{hp} = 1,77$ и за хидромотор $i_{hm} = 1$

Специфични проток пумпе одређен је привидном снагом, односно:

$$\frac{v_{\max} \cdot F_{\max}}{3600} = \frac{q_{P\max} \cdot \Delta p_{\max} \cdot n_p \cdot i_{hm} \cdot \eta \cdot \eta_R}{600 \cdot 10^3}$$

па следи да је:

$$q_{P\max} = \frac{167 \cdot v_{\max} \cdot F_{\max}}{p_{\max} \cdot n_p \cdot i_{hm} \cdot \eta \cdot \eta_R} = \frac{167 \cdot 5,76 \cdot 294300}{400 \cdot 1.486 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 661 \text{ cm}^3 / \text{obrt}$$

Усваја се хидропумпа произвођача Bosch Rexroth A11VLO са заклетном плочом и следећим карактеристикама (слика 45) [7]

- специфични проток

$$q_{\max} = 750 \text{ cm}^3 / \text{obrt}$$

- макс. радни притисак

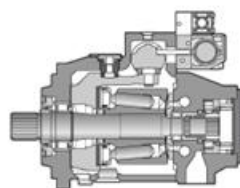
$$p_{\max} = 400 \text{ bara}$$

- номинални број обртаја

$$n_{op} = 1600 \text{ o/min}$$



Sizes 250...750
Axial piston swashplate design
Series 3
Closed circuits
Nominal pressure: 350 bar
Peak pressure: 400 bar



Variable pump, reversible, all components integrated for closed circuits

- Integrated boost pump and valve technology
- Compact design
- Through drive and pump combination also possible with integrated auxiliary pump

Size				250	355	500	750
Displacement		$V_{g \max}$	cm ³	250	355	500	750
Max. speed	at $V_{g \max}$	n_{nom}	rpm	2200	2000	1800	1600
Flow	at n_{nom}	q_V	l/min	550	710	900	1200
Power	$\Delta p = 400\text{bar}$	P	kW	321	414	525	700
Torque	$\Delta p = 400\text{bar}$	T	Nm	1391	1976	2783	4174
Weight (approx.)		m	kg	214	237	350	500

HD	EP
Proportional control hydraulic	Proportional control electric

Слика 45. Клипно-аксијално пумпа са закретном плочом Bosch Rexroth

- максимална специфична запремина хидромотора је:

$$q_{m \max} = \frac{167 \cdot v_{\max} \cdot F_{\max}}{n_{m \max} \cdot \Delta p_{\max} \cdot \eta_m \cdot \eta_R}$$

- максимални број обртаја хидромотора:

$$n_{m \max} = \frac{2,65 \cdot v_{\max} \cdot i_R}{r_d} = \frac{2,65 \cdot 5,76 \cdot 38}{0,653} = 888 \text{ o/min}$$

$$n_{m \min} = \frac{2,65 \cdot v_{\min} \cdot i_R}{r_d} = \frac{2,65 \cdot 0,396 \cdot 38}{0,653} = 61 \text{ o/min}$$

па следи:

$$q_{m \max} = \frac{167 \cdot 5,76 \cdot 294300}{888 \cdot 400 \cdot 0,92 \cdot 0,9} = 962 \text{ cm}^3/\text{obrt}$$

Усваја се хидромотор произвођача Bosch Rexroth A2FM са следећим карактеристикама (слика 46) [7]

- специфични проток

$$q_{m\max} = 1000 \text{ cm}^3 / \text{obrt}$$

- максимални радни притисак

$$p_{\max} = 400 \text{ bara}$$

- номинални број обртаја

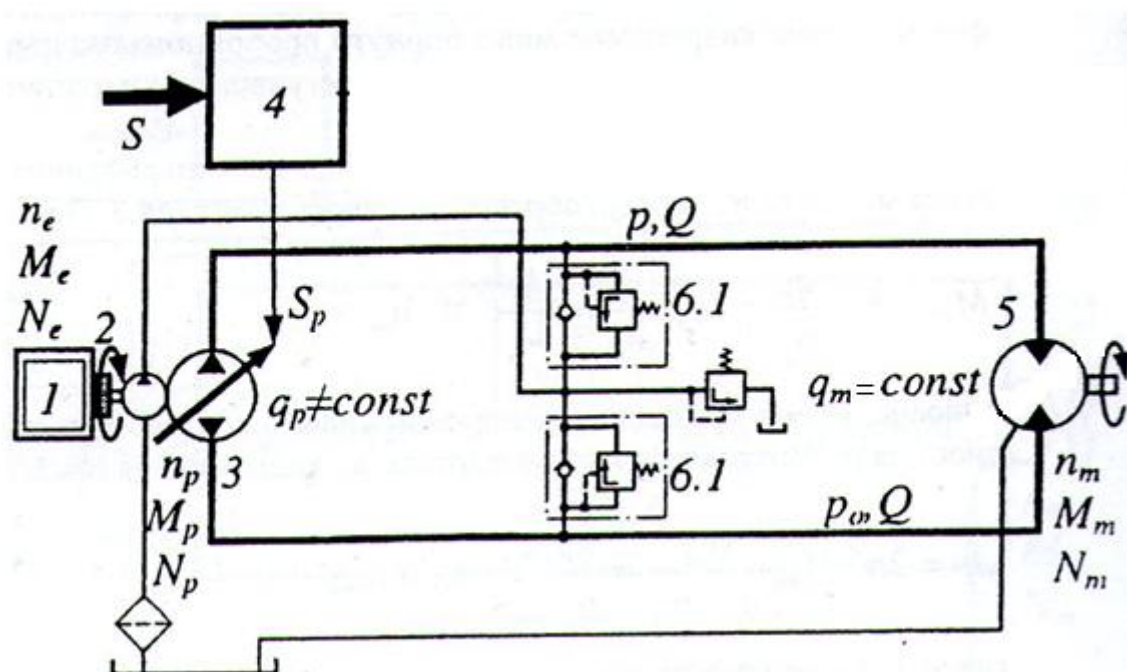
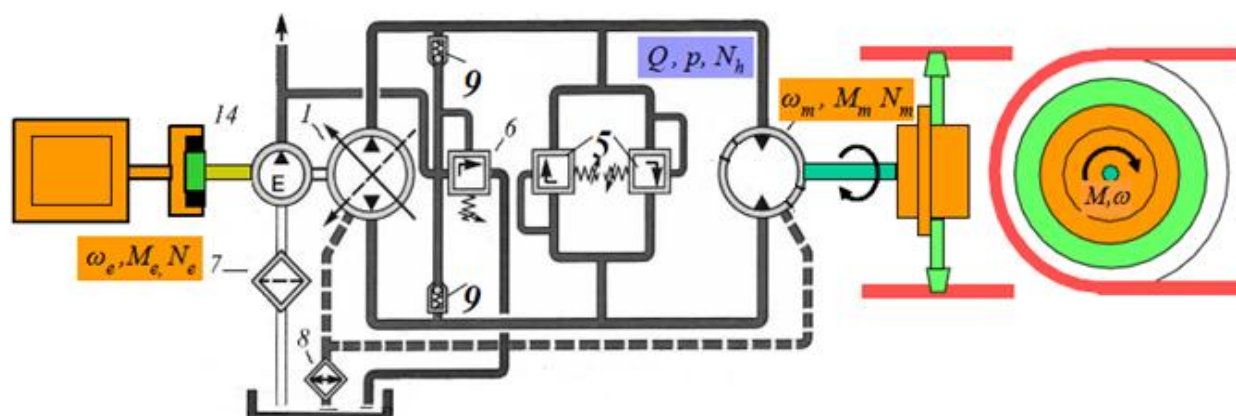
$$n_{om} = 1600 \text{ o/min}$$



A2FM		5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	
A2FE		-	-	-	-	-	28	32	45	56	63	80	
Спец. проток	q_m	cm^3	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4
Мах. број обр.	n_{max}	min^{-1}	10000	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5600	5000	5000	4500
Ном. притисак	p_r	MPa	31,5	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Мах. притисак	p_{max}	MPa	350	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Маса	m	kg	2,5	5,4	5,4	5,4	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23
A2FM		90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
A2FE		90	107	125	160	180	-	250	355	-	-	-	
Спец. проток	q_m	cm^3	90	106,7	125	160,4	180	200	250	355	500	710	1000
Мах. број обр.	n_{max}	min^{-1}	4500	4000	4000	3600	3600	2750	2500	2240	2000	1600	1600
Ном. притисак	p_r	MPa	40	40	40	40	40	40	35	35	35	35	35
Мах. притисак	p_{max}	MPa	45	45	45	45	45	45	40	40	40	40	40
Маса	m	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	322	336

Слика 46. Клипно-аксијално хидромотор константног специфичног протока Bosch Rexroth

У нашем случају смо изабрали клипно-аксијалну пумпу и клипно-хидромотор, као најчешће коришћене агрегате у хидрауличним системима преноса снаге, због низа изванредних својстава. Одликују се компактном конструкцијом, малим моментом инерције, високим радним притиском, великим радним запреминама и погодним конструктивним могућностима за уградњу уређаја за регулацију величине радне запремине и смера струјања. Недостатак им је што траже радну течност (уље) високог степена чистоће (10-20 μm). Изабрали смо их што задовољавају све наше постављене услове који су уједно и њихова одлика.



Слика 47. Шема развода снаге главног погона ведрица затвореним типом хидростатичке трансмисије са регулационом пумпом променљиве радне запремине и мотором променљиве радне запремине (1-електромотор, 3-хидропумпа, 4-регулатор, 5-хидромотор, 6.1-вентил сигурности и неповратни вентил.

6.2. Одређивање вучног дијаграма $F_o = f \curvearrowright$

Момент хидромотора одређен је релацијом:

$$M_m = 0,0159 \cdot \Delta p \cdot \eta_m \cdot q_m$$

Број обртаја:

$$n_m = \frac{Q_p \cdot \eta_{vm} \cdot 10^3}{q_m}$$

$$Q_{p \max} = \frac{n_m \cdot q_m}{\eta_{vm} \cdot 10^3} = \frac{888 \cdot 1000}{0,95 \cdot 10^3} = 934 \text{ l/min}$$

где је:

η_{vm} - запремински степен корисности хидромотора

Сагласно одређеним вредностима момената и бројевима обртаја, дефинисане су вучне силе и брзине у радној области, односно:

$$F_o = \frac{M_m \cdot i_R \cdot \eta_R}{r_d} = \frac{M_m \cdot 38 \cdot 0,9}{0,653} = 52,3 \cdot M_m$$

$$v = \frac{0,337 \cdot n_m \cdot r_d}{i_R} = \frac{0,337 \cdot n_m \cdot 0,653}{38}$$

$$v = 0,0058 \cdot n_m$$

Претпоставља се да хидропумпа при $p_{\max}$ има за радну тачку у $p - Q$ дијаграму тачку "1" као на слици 48., а хидромотор је подешен на максимални специфични проток $\curvearrowright_{m \max}$

$$p = p_{\max} = 400 \text{ bar};$$

$$q_m = q_{m \max} = 1000 \text{ cm}^3 / \text{obrt}$$

$$M_{m1} = 0,0159 \cdot 1000 \cdot 400 \cdot 0,9 = 5724 \text{ Nm}$$

$$F_{o1R} = 52,37 \cdot 5724 = 299.765 \text{ N}$$

Ова сила је нешто већа од рачунске због тога што је усвојена већа радна запремина хидромотора од рачунске вредности.

$$Q_{p1} = \frac{n_{m \min} \cdot q_m}{\eta_{vm} \cdot 10^3} = \frac{61 \cdot 1000}{0,95 \cdot 10^3} = 64 \text{ l/min}$$

$$n_{m1} = \frac{64 \cdot 0,95 \cdot 10^3}{1000} = 61 \text{ o/min}$$

$$v_{1R} = 0,0058 \cdot 61 = 0,353 \text{ km/h}$$

Пумпа ради у тачки “2” (p-Q дијаграм), при $Q_p = Q_{p\min} = 64 \text{ l/min}$, $p = 120 \text{ bar}$ а мотор ради при минималном специфичном протоку хидромотора:

$$q_m = q_{m\min} = \frac{q_{m\max}}{i_{hm}} = \frac{1000}{1} = 1000 \text{ cm}^3/\text{obrt}$$

$$q_m = q_{m\min} = 1000 \text{ cm}^3/\text{obrt}$$

$$M_{m2} = 0,0159 \cdot 1000 \cdot 120 \cdot 0,9 = 1717 \text{ Nm}$$

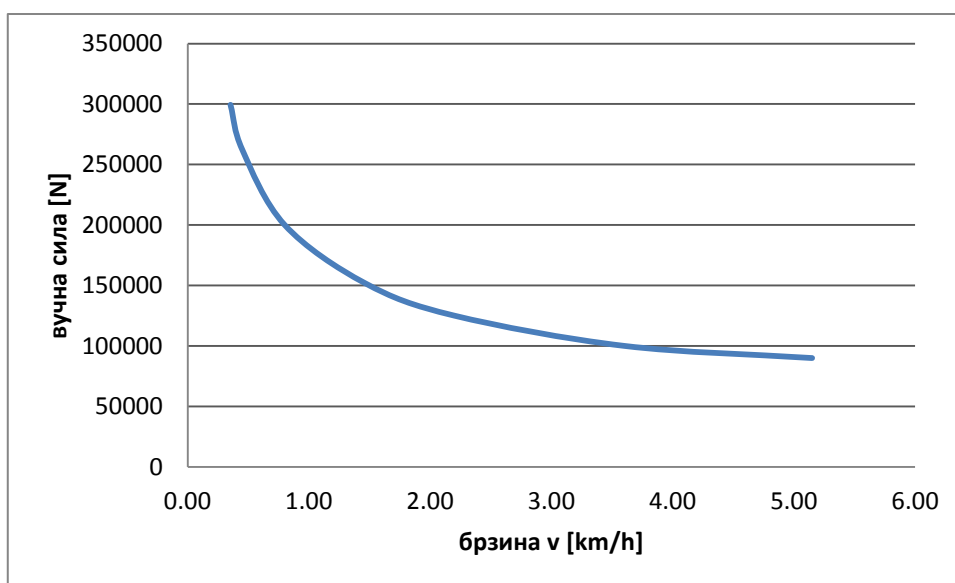
$$F_{o2R} = 52,37 \cdot 1717 = 89.930 \text{ N}$$

$$Q_{p\max} = \frac{n_{m\max} \cdot q_m}{\eta_{vm} \cdot 10^3} = \frac{888 \cdot 1000}{0,95 \cdot 10^3} = 934 \text{ l/min}$$

$$n_{m2} = \frac{934 \cdot 0,95 \cdot 10^3}{1000} = 888 \text{ o/min}$$

$$v_{2R} = 0,0058 \cdot 888 = 5,15 \text{ km/h}$$

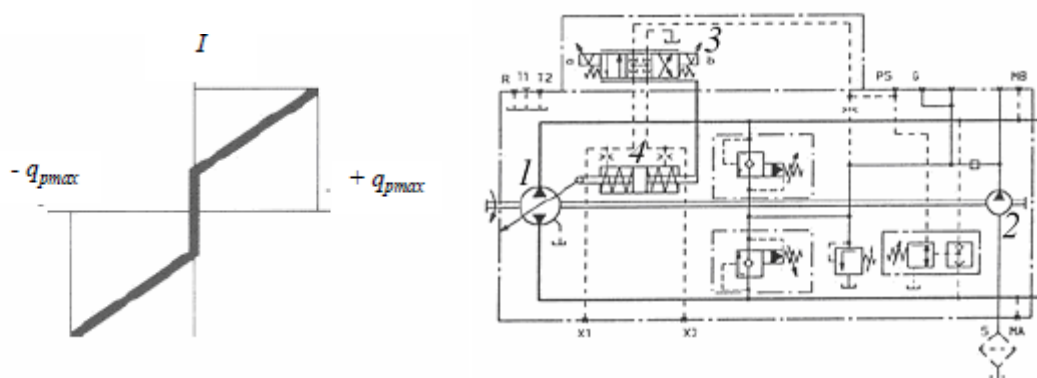
За прорачунате вредности вучне силе F_o и брзине кретања v нацртан је дијаграм зависности $F_o = f(v)$ за цело подручје рада главног погона багера и рада у оправци.



Слика 48. Графикон зависности: брзина – вучна сила

6.3. Одабир и усвајање одговарајућег регулатора

Пошто је у овом случају потребно обезбедити промену брзине у зависности од оптерећења, то избор хидростатичке трансмисије са регулационом пумпом променљиве радне запремине и регулационим мотором константне радне запремине задовољава наше потребе. Регулација се изводи помоћу посебних уређаја-регулатора који се повезују са хидропумпом и хидромотором (у нашем случају само са хидропумпом). Са повећањем оптерећења на вратилу хидромотора долази до повећања притиска у систему који ће посредством регулатора запремину хидропумпе, а самим тим и проток пумпе, а тиме и брзину. Ту потребу би задовољио један запремински **хидраулични** регулатор, тако да се постиже континуална промена специфичног протока зависно од притиска активирања разводника.



Слика 47. Хидраулична регулација

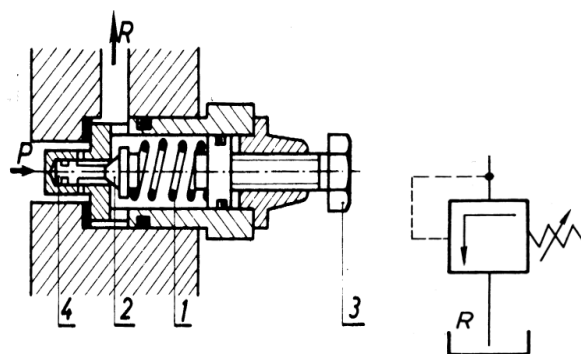
Како је потребно брзину кретања ведрица смањити до брзине оправке, ово се може постићи применом једног додатног запремински **мануелног** регулатора, тако да се постиже промена специфичног протока хидропумпе, до протока који ће задовољити брзину потребну у оправци. Њиме се такође може променити и смер струјања хидропумпе, то се постиже померањем нагиба косе плоче у другу страну (опширније о регулаторима у одељку 4.5)

6.4. Вентил сигурности(ограничења притиска)

Овај вентил назива се још и преливни и задатак му је да спречи да притисак у инсталацији пређе задату вредност. У зависности од величине протока који треба да пропусти, употребљавају се вентили директног и вентили индиректног дејства.

Вентили за ограничење притиска се постављају обавезно иза пумпе, а могу и унутар хидрауличног система у близини могућег извора повећања притиска. Задатак вентила је да заштити систем од преоптерећења притиском. Подешавају се на притисак који је 5 до 10% већи од максимално дозвољеног.

Завртањем завртња(3) притиска се опруга (1) и преко ње сила притиска преноси се на радно тело вентила (2). Овим се задаје максимална вредност притиска која сме да буде присутна у инсталацији, али у случају прекорачења те задате вредности тело вентила (2) се отвара и долази до преливања уља у правцу “R”.



Слика 48. Вентил сигурности

У нашем случају вентил сигурности ће имати заштитну улогу од преоптерећења погона и нежељених хаварија. Како је максимални притисак који влада у нашем хидростатичком систему 400 bara (по препоруци) вентил сигурности ће бити подешен на 440 bara.

6.5. Неповратни вентили

Неповратни вентили су компоненте хидрауличног система које дозвољавају струјање у једном смеру, а у супротном смеру потпуно блокирају струјање, или дозвољавају струјање под посебним условима. Производе се са конусним радним елементом, као и са куглицом као радним елементом. Притисак отварања вентила је $p=0,5 \text{ bara}$.

Одабир неповратног вентила се врши на основу величине називног отвора. У нашем случају величина називног отвора је NO 18.

6.6. Избор везивних компоненти (цевовода- цревовода)

Транспорт радне течности и енергија струјања радне течности врши се посредством хидрауличних водова и елемената за везивање (међусобно или са хидрауличним компонентама), уз прописно заптивање, тј. без губитака радне течности (цурења).

Хидраулични водови могу бити израђени као крути (цевоводи) и савитљиви (цревоводи). Кад год је то могуће хидрауличне цевоводе треба израђивати као круте. Цевоводи се обично израђују од челика, а изузетно се користе бакарне и алуминијумске цеви.

Унутрашњи пречник цеви d_u [m] одређује се према протоку радног флуида кроз цевовод Q [m³/s] и усвојеној брзини струјања v [m/s]:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Да би губитак притиска у хидрауличном цевоводу био довољно мали, а да при томе пречници цевовода не буду превише велики, препоручене брзине струјања $v = 6,5 \text{ m/s}$ за притисак преко 300 bara (притисак који се јавља у нашем случају је 400 bara).

Иначе код хидрауличних цеви стандардизован је спољашњи пречник цеви d_s [m], који се рачуна по формули $d_s = d_u + 2 \cdot \delta$ где је са δ - означена дебљина цеви. [8]

Унутрашњи пречници гумених хидрауличних црева су стандардизовани и за пречнике до 50 mm износе: 4, 6, 8, 10, 13, 16, 20, 25, 32, 40, 50. Пречник хидрауличних цревовода се израчунава као и пречник хидрауличних цревовода, с тим што се, на основу препорука, брзине струјања бирају у следећим интервалима:

- за притисне водове 2 - 4,5 m/s
- за повратне водове 0,6-1,2 m/s

- Прорачун цревовода

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 934}{3,14 \cdot 6,5}} = 13,5$$

$$d_s = d_u + 2 \cdot \delta = 13,5 + 2 \cdot 2 = 17,5$$

$$d_s = 18 \text{ mm}$$

Усваја се цевовод пречника

6.7.Избор филтра

Механичке нечистоће из радне течности се одстрањују у току рада хидрауличног система посебним направама - филтрима. Нечистоће доспевају у радну течност услед: хабања покретних делова агрегата и компонената, оксидације и других хемијских промена радне течности, продирања чврстих честица прашине споља (углавном кроз резервоар), монтажних радова, итд.

За филтрирање радне течности се користе разне *енергијске методе* и *механичка* метода. Код енергијских метода, које се ређе примењују у системима хидрауличног преноса снаге флуидом, за филтрирање се користе ефекти: магнетног или електричног поља (привлачења металних опилака), гравитационог (таложење) или центрифугалног дејства, итд. Код механичких филтара се честице чврстог материјала издвајају из радне течности због различитих димензија ових честица и пролазних канала филтарског елемента. Филтарски елементи могу бити површински, код којих се нечистоће издвајају на површини елемента, и дубински, код којих се нечистоће задржавају у порама канала филтарског елемента. Као филтрациони материјали се користе: разне тканине, папир, сита од пластичних влакана или металне жице, синтеровани керамички или метални материјали, итд. [8]

Степен филтрирања се дефинише величином β -фактора, који се дефинише као: $\beta = \frac{n_1}{n_2}$ где

су: β_x - бета фактор за величину честица x [mm]

n_1 - број честица величине веће од x у радној течности испред филтра

n_2 - број честица величине већих од x у радној течности иза филтра

Степен одвајања S се дефинише као: $S = 1 - \frac{1}{\beta_x}$

6.8. Резервоари

Резервоари су компоненте чија је основна функција обезбеђивање простора за смештај потребне запремине радне течности. Поред основне функције, резервоари обављају и додатне задатке:

- хлађење радне течности,
- издвајање ваздуха из радне течности,
- издвајање воде и механичких нечистоћа из радне течности,
- понекад поклопац резервоара служи за ношење пумпног агрегата и различитих компонената

Резервоари се изводе као *отворени*, код којих је притисак радне течности атмосферски, и знатно ређе као *затворени*, код којих је радна течност под притиском.

Величина резервоара се бира анализирајући могућност хлађења радне течности и издвајање ваздуха из резервоара. Препоруке за избор димензија резервоара узимајући у обзир могућност хлађења су:

код мобилних постројења

- да запремина резервоара буде 50% већа од запремине свих цилиндара или да запремина резервоара буде за 50% већа од минутног протока свих пумпи у систему,

код стационарних постројења

- где се примењује природно хлађење радне течности, а уређај ради повремено, запремина резервоара треба да је три пута већа од минутног протока свих пумпи у систему,
- где се примењује природно хлађење радне течности, а уређај ради стално, запремина резервоара треба да је пет пута већа од минутног протока свих пумпи у систему,
- где се радна течност хлади природним путем, а уређај ради стално са пригушењем и са отвореним вентилом сигурности, запремина резервоара треба да је десет пута већа од минутног протока свих пумпи.

Изабрана запремина треба да се увећа за 15-20% слободне запремине, за смештање ваздуха изнад радне течности, како би се обезбедило несметано функционисање одушке.

Топлотни биланс хидрауличног система, под претпоставком да се у хидрауличном систему топлота преноси само са резервоара на околину, може се представити следећим изразом:

$$\Phi_s = \Phi_r + \Phi_{hl} + \Phi_{rt}$$

Φ_s - топлотни флуks који се генерише у хидрауличном систему,

Φ_r - топлотни флуks који се пренесе резервоаром на околину,

Φ_{hl} - топлотни флуks који се пренесе хладњаку,

Φ_{rt} - топлотни флуks који прима радна течност. [8]

7. ЗАКЉУЧАК

Предност хидростатичких у односу на остале трансмисије је то што је елиминисано степенасто мењање брзина (не постоје степенасте промене). Континуално променљиви трансмисиони систем има две предности које механички не може да пружи. Погон са континуално променљивом трансмисијом ради ближе максимуму излазне снаге и одговара на свако повећање или смањење оптерећења. Погон са континуално променљивом трансмисијом може мекше и осетљивије да одговори на промене оптерећења, него било који упоредиви погон са механичком трансмисијом. Недостаци хидростатичке у односу на остале трансмисије су то што погон са континуалном трансмисијом има цену увећану за 10 до 15% .

Сама уградња континуално варијабилне трансмисије није циљ за себе, већ и остале компоненте, пре свега мотор, који мора одговарати оваквом режиму рада који је аутоматски и флексибилан. Континуално променљиви мењачи за разлику од стандардних мењача захтевају посебно руковање и одржавање, као и специјално обучене и квалификоване механичаре за то. Ако трансмисија ради у највишем рангу брзине, ефикасност хидростатичког елемента система значајно опада, зато је важно тежити да се ради у средњем или нижем рангу брзине, да би се редуковали губици снаге.

Последњих година је дошло до интензивног развоја хидростатичких преносника и захваљујући бројним предностима они потискују механичке и хидродинамичке преноснике. Њихове основне предности су: могућност континуиране промене брзине, штите од преоптерећења, имају веома висок обртни момент у односу на момент инерције, компактне су конструкције, па заузимају мало простора, погодни су за увођење система регулације, пренос енергије на велика растојања са минималним губицима, боље искоришћење снаге погонског мотора, велика поузданост, мали експлоатациони трошкови, погодност рада у екстремним условима рада, смањење масе целе машине.

Заменом механичке трансмисије главног погона ведрица хидростатичком постижу се велике уштеде поред веће искоришћености машине, и у смањеним трошковима одржавања, тако и у времену које је машина ван експлоатације, јер несумњиво више времена се потроши у току једне календарске године на отклањање кварова механичке трансмисије. Такође је време потребно за редовне ремонтне активности на механичким трансмисијама далеко веће него код хидростатичких. Правилним руковањем и одржавањем (редовном заменом уља и дотрајалих компоненти) хидростатичка трансмисија у многоструко доприноси повећању квалитета и квантитета производње, што је и основни задатак сваке рударске механизације-повећање производње уз што мање трошкова.

Највећи недостатак хидростатичке трансмисије је виша цена у односу на класичне механичке преноснике снаге и неопходност висококвалификоване радне снаге на сервисирању и одржавању. Ипак због свих предности овог типа погона, произвођачи машина све више прихватају генерални концепт хидростатичких трансмисија за погон својих машина. Тренд произвођача савремене механизације и њихов циљ за што бољим и револуционарнијим решењем, јасно указује на пораст примене хидромеханичких трансмисија.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Д. Јаношевић: Пројектовање мобилних машина; Машински факултет, Универзитет у Нишу, 2006.
- [2] В. Савић: Уљна хидраулика - Конструкција, прорачун и одржавање хидрауличних система; Дом штампе, Зеница, 1989.
- [3] В. Келић: Хидропреносници; Научна књига, Београд, 1989.
- [4] В. Шуштершич: Хидростатички преносници снаге; Машински факултет- скрипта, 2010.
- [5] Д. Игњатовић: Рударске машине, Рударско-геолошки факултет, скрипта, Београд, 2009.
- [6] Д. Игњатовић: Машины и уређаји за транспорт на површинским коповима, Рударско-геолошки факултет, скрипта, Београд, 2010.
- [7] Каталог фирме Bosch Rexroth.
- [8] Д. Гордић: Пренос снаге флуидом-Хидраулика.
- [9] М. Опалић: Пријеносници снаге и гибања, ДЕСК, Загреб 1998
- [10] М. Букуров: Механика флуида, Факултет техничких наука- скрипта, Нови Сад 2006.