

Факултет инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Погони и трансмисије

Број индекса: 18/2005

Лагатор П. Бојан

АУТОМАТСКА ТРАНСМИСИЈА

- основе, дизајн и примена –

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Вања Шуштершич, ванр. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране:_____

Оцена:_____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- објасни принцип рада хидродинамичких и планетарних преносника снаге као основних делова аутоматске трансмисије,
- прикаже историјски развој преносника снаге,
- прикаже њихову примену и
- уради 3Д модел једне аутоматске трансмисије.

Препоручена литература:

- [1] Живановић З., Јанићијевић Н.: „Аутоматске трансмисије моторних возила“, Еколибри, 2000.
- [2] ZF 4HP20 AUTOMATIC TRANSMISSION, CITROËN UK LTD, 221 BATH ROAD SLOUGH SL1 4BA
- [3] www.zf.de

Крагујевац, датум

13. 03. 2012. год.

ментор:

Др Вања Шуштершич, ванр. проф.

Садржај

Садржај	2
1. УВОД	3
1.1 Основни принципи рада хидродинамичких преносника снаге.....	5
2. Историјски развој преносника снаге	9
3. Планетарни преносници	14
3.1 Основни појмови и подела планетарних преносника.....	15
3.2 Структурна анализа планетарних преносника.....	16
3.3 Кинематска анализа планетарних преносника.....	17
3.4 Кинематика планетарних преносника.....	18
3.5 Оптерећење планетарних преносника.....	19
3.6 Подмазивање планетарних преносника.....	20
4. Фрикционе спојнице	21
4.1 Подела фрикционих спојница.....	22
4.2 Фрикциони материјал.....	24
4.3 Подмазивање и хлађење фрикционих склопова.....	25
5. Приказ ZF - ове четворостепене аутоматске трансмисије	26
6. 3Д модел аутоматске трансмисије	31
ЗАКЉУЧАК	36
ЛИТЕРАТУРА	37

1. Увод

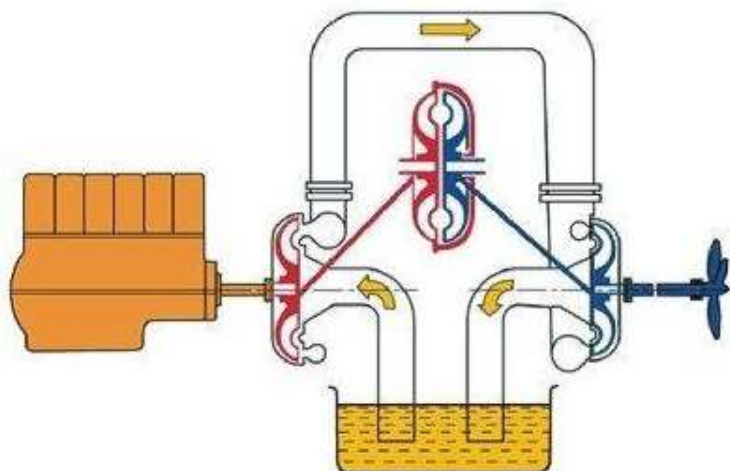
Преносником снаге назива се систем преноса енергије од извора до потрошача. Према принципу рада преносници се деле:

1. Механичке,
2. Електричне,
3. Пнеуматске,
4. Хидрауличке.

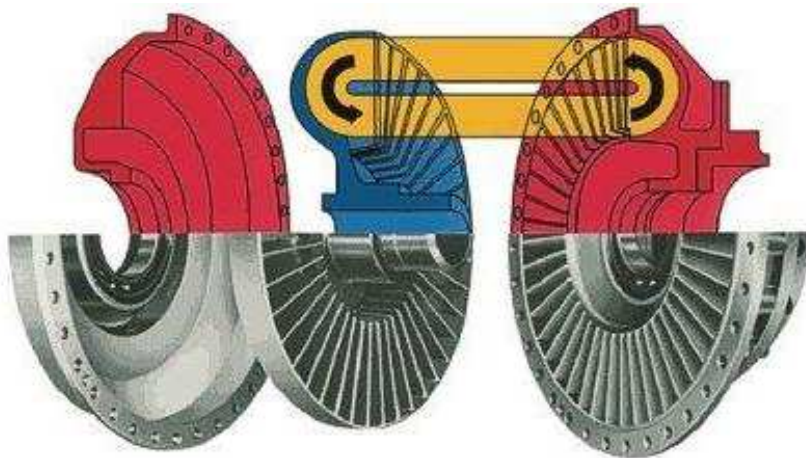
Постоје две врсте хидрауличног преносника снаге: хидростатички и хидродинамички. Предност хидрауличног преноса снаге у односу на остале је у малим габаритима и специфичној тежини у односу на снагу као и малом моменту инерције покретних делова. Хидраулични пренос снаге се врши подсредством течности најчешће минералног хидрауличног уља или незапаљивих течности за хидраулику. Основне компоненте ових преносника су претвараачи енергије, у којима се механичка енергија трансформише у енергију струје радне течности и обрнуто. У зависности од принципа рада претвараача енергије разликује се хидростатички и хидродинамички преносници снаге.

Код хидродинамичких преносника снаге претвараачи енергије раде по принципу турбомашине, центрифугалне пумпе и турбине.

Прво конструктивно решење хидродинамичког преносника остварио је немачки инжењер Фотингер (Hermann Föttinger) 1905. године. Скица основног решења, на коме разликујемо пумпно коло, турбинско коло као и цевоводе за транспорт радног флуида од пумпног ка турбинском колу, напојни цевовод турбине и резервоар. Пумпно коло погоњено је погонском машином какав је мотор са унутрашњим сагоревањем или електромотором, док турбина покреће радну машину.

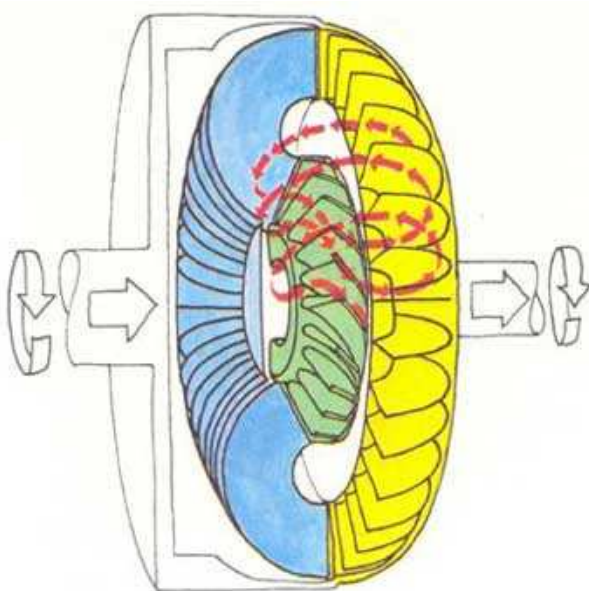


Слика 1.1 – Изворна шема Фотингеровог решења хидродинамичког преноса снаге



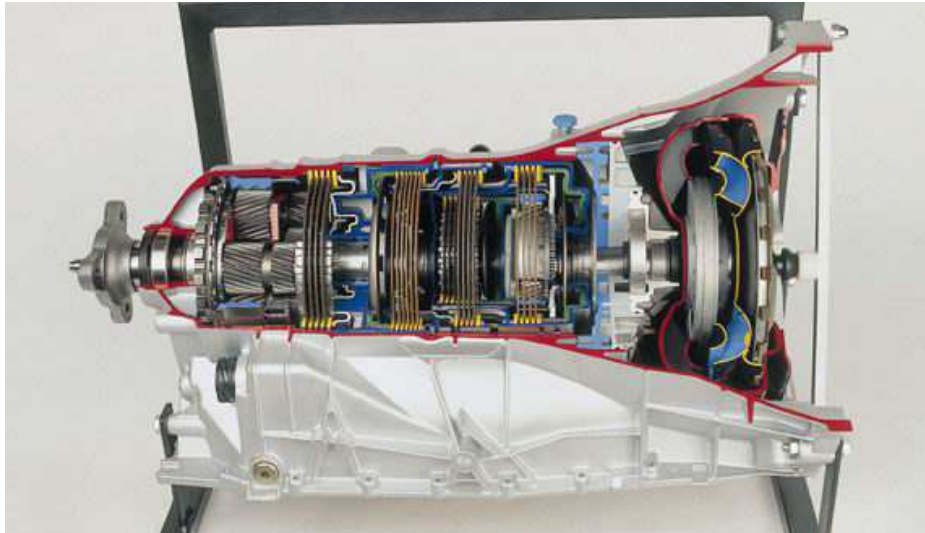
Слика 1.2 - Основни елементи хидродинамичке спојнице

Због тога се овакви преносници називају и турбопреносницима снаге. Механички рад улазног вратила, посредством радног кола пумпе изазива струјање радне течности и повећање њене енергије и то кинетичке. Успоравање струје флуида у обртном колу турбине, струјна енергија се трансформише у механички рад обртања излазног вратила. Струјање течности у хидродинамичком преноснику снаге карактерише релативно низак притисак, па се пренос снаге углавном врши на рачун протока.



Слика 1.3 - Приказ струјања течности у хидродинамичком преноснику

1.1 Основни принципи рада хидродинамичких преносника снаге



Слика 1.4 - Приказ турбомењача

Хидродинамички преносници или турбомењачи су турбомашине за пренос снаге, промену момента обртног кретања подсредством радне течности која циркулише кроз њихов радни простор. Пренос снаге се врши без круте везе и механичког додира погонског и гоњеног вратила. Трансформација параметара снаге обртног кретања гоњеног вратила у односу на параметре погонског вратила, врши се континуално и аутоматски се прилагођава оптерећењу на гоњеном вратилу.

Хидродинамички мењачи, за разлику од хидродинамичких спојница поред пумпног и турбинског кола имају и непокретно лопатично коло спроводног апарата.



Слика 1.5 - Хидраулички део турбомењача

Пумпна кола су по правилу центрифугална. Турбинска кола могу бити центрифугална, центрипетална или осна док непокретна спроводна кола могу бити центрипетална или осна.

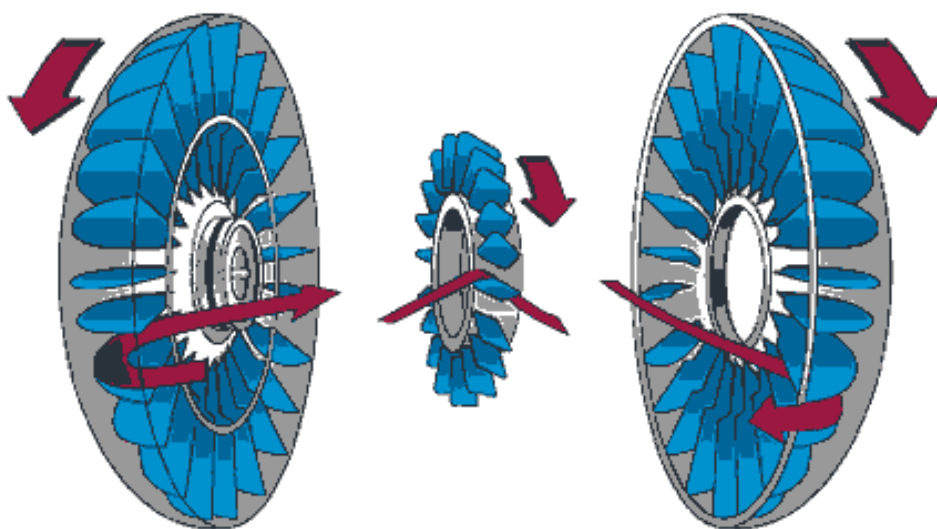


Слика 1.6 – Приказ лопатичних кола у турбомењачу

Постоје две основне шеме циркулације кроз мењач. У првој течност струји смером пумпа, турбина, спроводни апарат, а у другој шеми циркулација је смера пумпа, спроводни апарат, турбина. Промена момента количине кретања струје течности у спроводном апарату, момент кола турбине разликује се од момента кола пумпе. Да би момент кола турбине био већи или мањи од момента кола пумпе зависи од тога да ли се у спроводном апарату, услед скретања струје, момент количине кретања струје течности повећава или смањује. Вишестепени мењачи имају више турбинских и спроводних кола и по правилу једно пумпно коло. Турбинска кола су међусобно повезана и чине једно вишестепено турбинско коло. Момент на излазном вратилу вишестепеног хидродинамичког мењача разликује се од момента на улазном вратилу за величину збира активних момената свих спроводних апарата у мењачу. Код сложених хидродинамичких мењача коло спроводног апарата је преко једносмерне спојнице повезано са кућиштем мењача и непокретна је само када момент реакције тежи да га обрне у смеру супротном од смера обртања пумпног и турбинског кола, односно када је активни момент позитиван. Како спроводно коло може слободно да се обрће у смеру обртања пумпног и турбинског кола, оно не може изазвати негативни активни момент.

У групу сложених хидродинамичких мењача спадају и мењачи код којих је могуће мењати нагиб лопатица спроводног кола. Регулација променом нагиба лопатице је ефикаснија када се примене два спроводна кола, са тим да су подесиве лопатице другог спроводног кола. Регулација радних карактеристика хидродинамичких мењача променом степена пуњења се практично не примењује. Разлог је што се при делимичном пуњењу мењача ремети повољан ток струјања, а то повећава струјне отпоре и снижава степен корисности. Због делимичног пуњења се губи могућност одржавања надпритиска у струјном простору чиме се поспешује појава кавитације која је праћена оштећењима лопатице и осталих делаова мењача. Главни делови турбомењача су лопатична радна кола: пумпно, турбинско, спроводно или реакторско.

Међулопатични простори радних кола међусобно су постављени тако да чине затворени систем који представља циркулациони радни простор мењача и има облик торуса. Пумпно радно коло прима снагу од мотора и предаје је уљу кога прихвата из спроводног радног кола и потискује у турбинско радно коло. Радно уље пролази кроз турбинско радно коло и предаје му примљену снагу. По изласку из турбинског, радно уље пролази кроз реакторско коло и враћа се поново на улаз пумпног кола. Овај циклус се континуално понавља. Турбомењач има најмање три радна кола: пумпно, турбинско и реакторско.



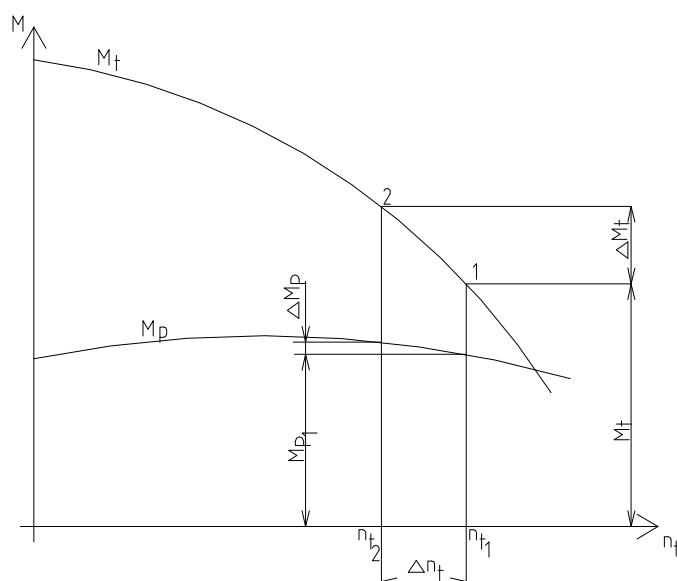
Слика 1.7 - Приказ радних кола турбомењача

Прост турбомењач има реакторско коло које је чврсто везано за кућиште преносника. Специјални турбомењачи су такозвани комплексни мењачи код којих је реактор преко једносмерне спојнице спојен са кућиштем. Постоје турбомењачи са више реакторских кола. За разлику од турбоспојнице лопатице радних кола мењача су повијене, где уље струји у кругу циркулације по сложеној путањи. Услед кретања уља при високој температури долази до стварања парних мехурића који погоршавају струјање. Да би се избегла појава кавитације, притисци у турбомењачу се крећу од 3-7 бара што зависи од његових габарита. Повећање обртног момента, доведеног од мотора-мењачу неопходно је на његовој турбини остварити допунски момент. Ово се остварује реактором који повећава брзину струјања уља после излаза из пумпе. Брзина струјања може бити повећана смањењем пресека канала на излазу из пумпе и изменом правца струје специјалним профилисањем лопатице реактора. Брзина струјања уља зависи од угаоне брзине турбине јер она утиче на противпритисак уља.

Недостатак код турбомењача је нижи степен корисности у односу на механичке преноснике снаге. Усавршавањем турбомењача сваким даном се њихов степен корисности повећава. Можемо говорити о потрошњи горива возила са аутоматском трансмисијом као недостатак. Потрошња горива је важан фактор који се неправилно

оцењује када је у питању примена аутоматских турбозупчастих мењача на друмским возилима, повећана потрошња горива у условима експлоатације представља теоријску претпоставку. Неправилним руковањем друмским возилима са механичким мењачем потрошња горива се може повећати и изнад теоријског повећања потрошње горива при употреби аутоматског турбозупчастог мењача. Возила са аутоматским турбозупчастим мењачем врши се аутоматска промена брзине у једној области, промена механичког степена преноса такође аутоматизована. Возач бира брзину само преко педале за гас, па је на тај начин утицај руковања на потрошњу горива сведен на минимум.

Хидродинамички преносници имају могућност саморегулације, односно аутоматске измене преносног односа при промени оптерећења. То омогућава рад мотора у оптималном режиму и рационално коришћење његове снаге.



Слика 1.8 – Дијаграм момента пумпног и турбинског кола турбомењача

На дијаграму је приказана зависност обртних момената пумпног и турбинског кола од броја обртаја турбине. Са дијаграма се види да улазни момент-обртни момент пумпног кола мења само онолико колико је потребно да би обртни момент мотора био целисходно искоришћен у датој констелацији карактеристика погонског мотора и жељених перформанси радне машине, излазни момент-обртни момент турбинског кола се интензивније мења, са циљем да се прате амплитуде промене оптерећења на извршним органима радне машине. Ако се излазно вратило момента турбомењача оптерети моментом, онда ће се обртни момент турбинског кола изједначити са обртним моментом оптерећења и успоставиће се стационарно стање у тачки. Ако се спољашње оптерећење повећава, турбомењач успоставља ново стационарно стање у тачки, при чему се момент турбине повећава, док се број обртаја излазног вратила смањује. Обртни момент пумпног кола се мења. Турбомењач у зависности од оптерећења врши промену обртног момента турбине на рачун излазног броја обртаја. Повећањем оптерећења на вратилу турбине смањује се број обртаја.

2. Историјски развој преносника снаге

Први цртежи зупчастог система су још из средњег века. Снага мишића је коришћена у одсуству механичке снаге. Људске машине морале су да раде тежак посао. Ово је био почетак прве трансмисије у возилима.

- 1784. James Watt је конструисао парну машину, што представља прекретницу у аутомобилској индустрији,
- 1821. развијена је Griffith-ова двостепена трансмисија са клизајућим зупчаником,
- 1827. развијен је Pесqueur -ов диференцијал на аутомобилу,
- 1834. Bodmer-ов планетарни преносник са прстенастим кућиштем користи кочничну везу
- 1849. Napier/Anderson-ов двостепени рамени преносник,
- 1879. Selden је патентирао обухватни преносник са рикверцом и квачилом,
- 1885. развијено је Marcus Cone-ово квачило за моторна возила,
- 1886. Benz-ов ремески каиш погођен је конусним диференцијалним преносником,
- 1889. Maybach-Daimler је развио четворостепену трансмисију са клизајућим зупчаницама,
- 1890. Peugeot развија преносник са клизајућим зупчастим погоном, а
- 1899. Buchet континуално променљиву рамену трансмисију са средишњим подесивим коничним дисковима.
- 1899. Krauser/Schmidt је развио континуално варијабилни фрикциони преносник са коничним дисковима,
- 1899. Darracq/Léon/Bollée петостепени мењач,
- 1899. Oliverson/Killingsbeck континуално променљиву ремену трансмисију са средишњим подесивим коничним дисковима.
- 1900. Reeves-Pulley развио је континуално променљиву трансмисију са проширеним ременим котуром са притисним везама и средишњим подесивим коничним дисковима.
- 1900. откривена је Léo-ова тростепена трансмисија
- 1900. Diamant Speed Gear компанија је унапредила трансмисију са завојним зупчаницама,
- 1905. Pittler је развио хидраулични погон са хидро пумпом и хидро мотором,
- 1906. Renault пнеуматску трансмисију са компресорским клипом и клипним мотором,
- 1906. Didier двостепену планетарну трансмисију,
- 1907. Renault хидростатичку трансмисију са аксијално клипном пумпом и аксијалним клипним мотором,
- 1907. Ford почиње масовну продукцију Т-модела са двостепеним планетарним преносником.

1915. ZF развија Soden- ову четворостепену трансмисију са константним спрезањем,
1925. такође, ZF развија комерцијални стандарни мењач за возила са цилиндрично озубљеним клизајућим зупчаницима,
1925. Rieseler аутоматску трансмисију путничког возила са претварачем обртног момента и планетарним сетом,
1926. Cotal тростепени планетарни мењач са аутоматском променом помоћу електромагнетна квачила.
1928. Развој Trilok мењача био је предуслов за модерну хидро-механичку конвенционалну аутоматску трансмисију
1928. Maybach развија убрзавајући помоћни мењач за смањене брзине мотора.
1929. ZF четворостепену трансмисију,
1931. DKW F1 трансмисију са погоном на предњим точковима,
1932. Wilson- развија вишестепени планетарни мењач са идентичним обухватним зупчаницима који су по избору фиксирани у односу на кућиште помоћу ламела.
1939. GM остварује прву масовну производњу конвенционалних аутоматских трансмисија,
1939. ZF развија четворостепену трансмисију, зупчато окрећући механизам са електро – магнетским мултиплатформским квачилима,
1948. General Motors развија трансмисију са полифазним конвертером и двостепеним Ravigneu планетарним сетом
1950. Packard Ultimatic transmisija - Конвенционална аутоматска трансмисија са закључавајућим квачилом претварача обртног момента
1950. Van-Doorn улази у масовну производњу континуално променљиве V-ремене трансмисије са аксијално подесивим фрикционим дисковима.
1952. Borg-Warner развија конвенцијалну аутоматску трансмисију са Trilok мењачем и тростепеним планетарним сетом.
1953. Borgward развија аутоматску трансмисију са конвертером и тростепеним зупчастим погоном са електро-хидрауличком променом,
1953. ZF хидрауличну трансмисију за аутобусе,
1958. Smith магнетно дупло квачило са позади монтираном тростепеном зупчастом трансмисијом,
1961. Daimler-Benz четворостепену аутоматску трансмисију,
1962. ZF промовише шестостепену трансмисију за комерцијална возила.
1962. Eaton развија двостепену комерцијалну трансмисију за возила са разделником снаге за 2 вратила за скраћење укупне дужине.
1962. настаје комерцијална конструкција са променом типа трансмисије са 9 и више брзина
1967. VW промовише полу-аутоматску трансмисију са турбомењачем и тростепеном зупчастом трансмисијом,

1970. Неколико компанија је развило трансмисију са турбOMEЊачем за комерцијална возила

1971. почиње масовна продукција хидростатичких комерцијалних мењача за возила са разделником снаге кроз планетарни сет

1972. Turner-ова комерцијална трансмисија са константном излазном брзином,

1975. Van Doorne почиње да користи континуално вариабилну трансмисију за путничка возила са потисним челичним ланцем и аксијално подесивим фрикционим дисковима,

1976. ZF уводи шестостепену трансмисија у комерцијална возила са целокупним монтираним разделником са предње стране и мерачем даљине монтираним са задње стране

1978. развија се петостепени мењач путничких возила са повећаним укупним преносним односом због смањења потрошње горива.

1980. се развија турбOMEЊач са lock-up квачилом у аутоматској трансмисији у путничким возилима

1983. Eaton/Fulcrum-ова дванаестостепена трансмисија за комерцијална возила са четворостепеним главним мењачем и 2 са задње стране монтиране разделне јединице

1985. Porsche поново открива принцип двоструког квачила као аутоматске трансмисије за путничка возила

1990. почиње масовна производња конвенционалних аутоматских трансмисија са турбOMEЊачем, lock-up квачилом, са пет брзина и електро-хидрауличном променом степена преноса,

1990. Voith користи континуално променљиву хидростатичку трансмисију за раздвајање снаге за аутобусе. Могућност опоравка кочења енергијом са енергијом акумулатора

1991. Обновљено интересовање за алтернативне концепте погона: електрични и хибридни погони

1995. Saab Sensonic /Sachs развија електронски контролисану спојницу за механички мењач

1996. BMW SMG - ATМ унапређује аутоматску механичку трансмисију,

1998. Volkswagen (golf 4 motion) Haldeks - електронски контролисан диференцијал,

2000. JACTO (Nissan Cedric and Gloria) полу-тороидеална CVT Nissan трансмисија,

2000. Luk (Audi A6) CVT - трансмисија са каишем,

2001. ZF(BMW)- шестостепена аутоматска трансмисија са Lepelletier зупчастим сетом,

2002. Borg Warner (Audi TT 3.2V6) Twin multidisk спојница електро-хидраулички контролисана,

2002. Sachs (Porsche Carrera GT) - керамичке диск спојнице,

2003. Mercedes (7G-Tronic) - седмостепена аутоматска трансмисија.

Развојом моторних возила, између осталог, тежимо поједностављању руковања, са циљем повећања комфора и безбедности возила у саобраћају. Један од путева за остварење је смањење на минимум броја радних операција које возач треба да обави при поласку, заустављању и за време кретања возила. Основна средства су механизација и аутоматизација мењача.

Аутоматска трансмисија је сложен систем који обједињује више повезаних подсистема и има улогу да обезбеди континуалну промену степена преноса. Подсистеме по функцији коју обављају чине преносници снаге и уређаји за управљање мењачем у које су интегрисане и функције дијагностике. Основне предности су брз одзив на промене оптерећења и скоро потпуно уклањање динамичких удара на погонску групу, олакшан рад возача, повећање века мотора и агрегата, повећање комфора, проходност возила и побољшање вучно-брзинских карактеристика.

Олакшан рад возача састоји се у његовом ослобађању од манипулација са командом главне спојнице и командом за промену степена преноса. На пример, када се ради о градским аутобусима у условима њихове експлоатације, возач изврши и до 2000 промена степена преноса у току једне смене, при чему свака траје 15-30 секунди. При промени возач сваки пут мора да смањи довод горива у мотор, искључи главну спојницу, изврши промену степена преноса, укључи главну спојницу и повећа количину горива. Ангажује 5-15% од његовог радног времена, физички напор који се улаже износи 25-40% од укупног напрезања. Предности аутоматских трансмисија долазе до изражаја код аутобуса који се користе у градском саобраћају. Најновија решења аутоматских трансмисија за градске аутобусе састоје се од хидродинамичко-механичког преносника снаге и најчешће су хидродинамичким успоривачем у функцији допунске кочнице и системом управљања у коме су заступљене хидрауличке и електронске компоненте, у који је интегрисан и дијагностички систем. Планетрани преносници са фрикционим склоповима који раде у уљу и који имају хидраулично управљање представљају погодна решења за увођење највишег степена аутоматизације.

У почетку равоја аутоматске трансмисије биле су примењиване на путничка возила а аутоматизоване су искључиво у механичком делу. Аутоматизација се заснивала искључиво на принципима хидраулике и примени хидрауличких компоненти. Развој технике и електронике омогућио је да се усаврши аутоматска трансмисија и њихова примена прошири на скоро све врсте моторних возила, дошло је до увођења аутоматизације и у друге типове трансмисије.



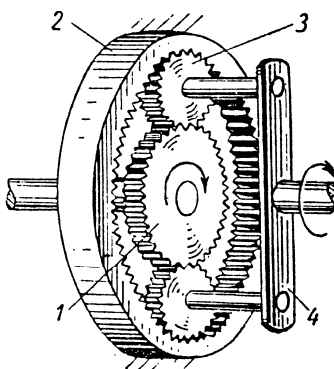
Слика 2.1 - Приказ развоја аутоматских трансмисија у периоду од 1945-2005

У свету постоје неколико водећих фирми за производњу аутоматских мењача за моторна возила, које диктирају заступљеност овог типа преноса снаге на светском тржишту. На слици примећујемо да су трансмисије највише заступљене у Сједињеним Америчким Државама (преко 90%) и Јапану (75%) док их је у Европи далеко ниже (око 20%). Примена аутоматских трансмисија у Европи је мања због потребног дужег развојног и истраживачког периода у односу на механичке мењаче, нешто нижег степена корисности, нешто сложеније конструкција која проистиче из постојања елемената и уређаја који обезбеђују аутоматску промену степена преноса, веће масе, цене и потрошње горива. Почетак овог века може очекивати да буде обележен масовном производњом моторних возила са аутоматским трансмисијама и у Европи.

3. Планетарни преносници

Планетарни преносници припадају групи механичких преносника снаге. Он се састоји од три основна члана који се назива планетарним сетом и који представља основни планетарни механизам који служи за формирање вишестепених мењача. Ово се остварује редним, паралелним или комбинованим везивањем потребног броја планетраних сетова. Основна особина планетарних преносника је постојање члана који се обрће око своје осе и истовремено и са осталим члановима око централног члана и централне осе. Кретање је слично кретању планета па одатле и назив преносника. Планетрани преносници спадају у групу специфичних преносника чија се све већа употреба заснива на великом броју карактеристичних особина. Карактеристике и предности планетраних преносника:

- Велики преносни однос,
- Могућност постизања различитих преносних односа,
- Могућност поделе снаге на погонском вратилу на више гоњених вратила,
- Могућност диференцирања и суперпозиције бројева обртаја,
- Могућност примене зупњаника мањих модела.
- Дobar степен корисног дејства,
- Добро искоришћење унутрашњег простора конструкције,
- Могућност реверзибилних преноса и др.



Слика 3.1 – Приказ планетарног преносника

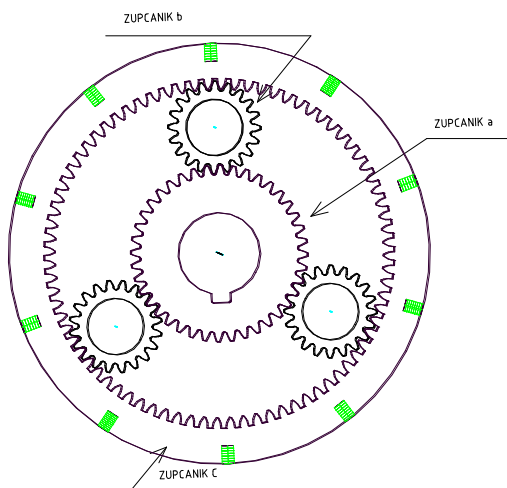
Планетарни преносници изведени као диференцијали омогућавају диференцирање и суперпонирање кретања и снаге која се доводи или одводи из преносника, ова карактеристика је од посебног значаја при концептуалном решавању конструкције.

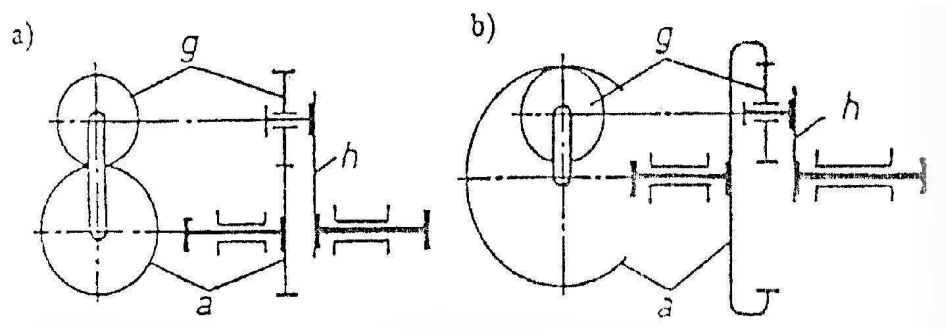
Планетарни преносници имају и одређене недостатке:

- Компликованији су од класичних преносника,
- Сложеније су кинематике и монтаже,
- Осетљиви су на промену међусобног растојања,
- Могућа је појава допунских сила услед недовољне тачности расподеле оптерећења међу сателитима,
- Скупљи су од стандарних преносника.

3.1 Основни појмови и подела планетарних преносника

Елементарни планетарни механизми су са спољшњим и унутрашњим спрезањем зупчаника. Зупчаник (а) чија се оса поклапа са основном осом механизма и који се обрће само око своје осе назива се централни зупчаником. Зупчаник (б) је у спреси са зупчаником (а) и обрће се око осе а истовремено и заједно са носачем око осе централног зупчаника (а). Зупчаник (б) који се назива сателит учествује у два кретања: кретању око своје осе и заједно са њом око основне осе механизма.





Слика 3.2 – Приказ основних елемената планетарног преносника

Члан планетарног механизма са којим су спојене осовине зупчаника назива се носачем. Оса око кој есе обрће носач назива се основна или централна оса. Чланови планетарног механизма чије се осе поклапају са основном осом и примају оптерећење од спљашњег момента називају се основним члановима. Планетани механизм може имати један или неколико сателита једанких димензија који могу бити једнострано или двострано озубљени. Очигледно је да код планетарних механизма број чланова који се могу користити како за водеће тако и за вођене елементе већи него код класичних непланетарних механизма. Ова корисна специфичност планетарних механизма пружа значајну слободу конструкторима при коначном уобичавању конструкције.

Планетарни механизм у коме су два основна члана везана са погонским и гоњеним вратилима, а трећи основни члан се не обрће назива се планетарним преносником. Подразумева се да преносник за разлику од механизма поред кретања преноси и енергију. Планетарни механизми код којих су сва три основна члана покретна назива се диференцијалним механизмом. Диференцијални преносници се примењују у два случаја: енергија и кретање од једног мотора треба пренети на два гоњена вратила и енергију кретања од два мотора треба пренети на једно гоњено вратило.

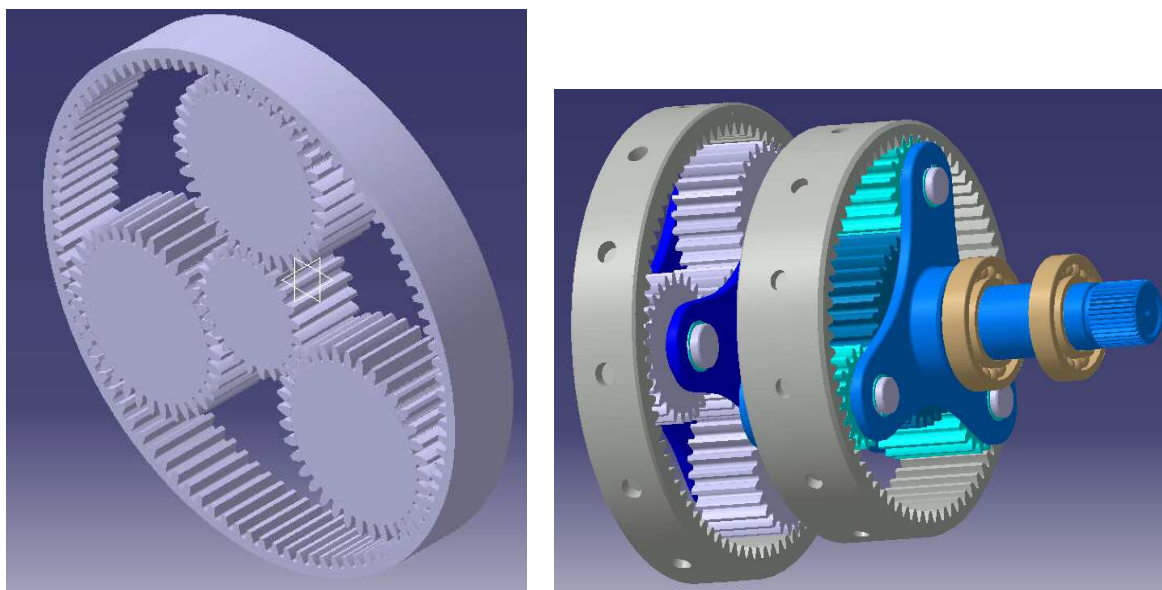
3.2 Структурна анализа планетарних преносника

Да би знали какви се планетарни зупчасти механизми могу користити као планетарни преносници треба сазнати њихова својства. У планетарним зупчастим механизмима један или више чланова врше сложено кретање. Члан који се састоји из једног или више круто везаних зупчаника и који врши сложено кретање назива се сателитом. Зупчаници који се озубљавају са сателитом, којима се осе подударају са осом обртања криваје називају се централним зупчаницима. Могу имати спољне и унутрашње озубљење. У планетарним механизмима један од централних зупчаника мирује. У

диференцијалним планетарним механизмима сви централни зупчаници се обрћу. Често се у литератури планетарни механизми за разлику од диференцијалних називају простим планетарним механизмима. Диференцијални планетарни механизам у пракси се назива диференцијалом. Имамо једноструке и двоструке планетарне преноснике. Оне представљају основне планетарне преноснике – планетарне сетове. Позитиван предзнак важи за преносник са унутрашњим озубљењем јер је у том случају смер обртања водечог и вођеног вратила исти. Преносник са спољним озубљењем има различите смерове обртања, ово важи за једноструки преносник. Преносник може бити редукујући, мултипликујући и директни.

3.3 Кинематска анализа планетарних преносника

Кинематика зупчастих преносника се бави двама областима: кинематском анализом и кинематском синтезом. Кинематска анализа има за задатак на основу познате кинематске шеме преносника, угаоне брзине једног вратила и броја зуба свих зупчаника одреди угаоне брзине свих осталих вратила, односно зупчаника и њихове преносне односе. Кинематска синтеза има задатак да одреди бројеве зуба свих зупчаника када је позната кинематска шема преносника и преносни однос, што представља основу за конструктивно дефинисање зупчаника и преносника. Кинематска анализа планетарних преносника врши се графички, графо-геометријски и аналитички. Аналитички поступак има више значајних предности у односу на остале поступке: даје тачне резултате, општији је и једноставнији. Графичким поступком добијају се само приближне вредности. Овај поступак тражи више времена због потребе да се што тачније црта у подесној размери. Углавном се користи за кинематску анализу сложенијих преносника, као допуна рачунарском поступку у циљу одређивања смерова обртања појединих чланова и очигледнијег увида у кинематику механизма и у рационалне путеве за њену корекцију у циљу довођења механизма у жељено решење.



Слика 3.3 – Једноструки и двоструки планетарни преносник



а)

б)

в)

Слика 3.4 - а) Основни планетарни сет, б) Ravigneau планетарни сет, в) Simpson планетарни сет

3.4 Кинеамтика планетарних преносника

Пројектовање планетарних преносника подразумева претходну кинематску анализу усвојене шеме преносника. Основни задаци кинематске анализе:

- Одређивање положаја чланова преносника,
- Одређивање брзине и убрзања елемената преносника,

- Дефинисање једначина кретања елемената преносника,
- Одређивање броја обртаја елемената преносника,
- Одређивање преносних односа.

Са аспекта рационалног конструисања посебно су значајни одређивање броја обртаја појединих елемената и дефинисање преносних односа. Тачно дефинисање ових карактеристика може бити отежано у случајевима сложених планетарних преносника. За кинематска испитивања и одређивање кинематских карактеристика планетарних преносника данас се у техничкој литератури најчешће користи:

- Метода плана брзина и број обртаја,
- Метода заустављања носача сателита
- Одређивање преносног односа преко угла обртања,
- Метод тренутног пола,
- Метод разлагања сложеног кретања.

3.5 Оптерећење планетарних преносника

За одређивање напона у зупцима зупчаника планетарних преносника поребно је познавати оптерећење. Оптерећења на зупчанику могу се поделити на унутрашња и спољашња. Спољашња потчу од оптерећења које зупчасти пар треба да пренесе са једног вратила на друго, док су унутрашња оптерећења последица одступања стварних кинематских услова од теоријских. Спољашња оптерећења су по правилу променљива у току рада. У недостатку егзактних метода којима би се узело у обзир дејство неравномерности и додатна изазвана оптерећења, при прорачуну зупчаника се повећање оптерећења одређује фактором неравномерности. Динамичке силе зависе од низа чинилаца као што су: еластичност зубаца, оптерећење, тачност израде, обимна брзина итд. Код планетарних преносника јавља се још један додатни проблем, а то је неравномерна расподела оптерећења међу сателитима која се јавља услед нетчности основних елемената, ексцентрицитета зупчаника, грешака у распореду сателита, неправилност на површинама зубаца, утицаја зазора и других узрока. Зупчаници планетарних преносника прорачунавају се на чврстоћу као и зупчаници преносника са непокретним осама али узимајући уобзир специфичне особености планетарних преносника. Прорачун се врши на коначну издржљивост на местима додира и коначну издржљивост у подножју зубаца. Код планетарних преносника прорачун се врши за сваки пар зупчаника.

3.6 Подмазивање планетарних преносника

Подмазивање планетарних преносника као и осталих зупчастих преносника је поступак који има за циљ смањење губитака енергије и мање загревање преносника. Подмазивањем се смањује хабање елемената преносника. Мазивом се одводе продукти хабања, штите елементи преносника од корозије, вибрација и ударних оптерећења. Подмазивање преносника је један од услова за нормалан рад преносника. За подмазивање зупчастих преносника у затвореним кућиштима постоје два основна система:

- Потапање елемената зупчастог преносника у уљно купатило,
- Убризгавање уља

Треба усвојити онај систем подмазивања који ће обезбедити да радне површине буду раздвојене слојем мазива ради смањења интензитета хабања. Подмазивање потапањем се примењује за релативно спроходне преноснике, за преноснике чије су обимне брзине зупчаника мање од 15m/s. При већим обимним брзинама центрифугална сила одбацује мазиво са бокова зубаца па је подмазивање недовољно. При великим брзинама, распрскавано уље пенуша, а самим тим погоршавају се његове мазивне особине и одвођење топлоте, чиме се смањује коефицијент корисног дејства преносника. Због тога се препоручује примена циркулационог система подмазивања. Овај систем може да се користи и при мањим брзинама за специјалне редукторе, када из одређених разлога подмазивање потапањем отежано. Систем подмазивања потапањем обезбеђује задовољавајуће подмазивање клизних лежајева, а мазиво се у процесу рада преносника неможе филтрирати. Предности оваквог система су:

- Велика сигурност,
- Систем незахтева велике додатне специјалне уређаје.

Кућишту је потребно обезбедити потребну количину мазива. Вишак мазива проузрокује повећане губитке енергије на савлађивању хидрауличких отпора, мањак мазива не обезбеђује задовољавајуће подмазивање спрегнутих зубаца, лежајева и других елемената преносника. Запремина уља мора бити довољна да обезбеди неопходно одвођење топлоте на зидове кућишта.

4. Фрикционе спојнице

Фрикционе спојнице као део фрикционих склопова широко се примењују у различитим областима машинске технике. Њихови услови рада зависе од опште намене машине или средства у које су уграђене. Оне извршавају различите функције, али раде на једном те истом принципу – коришћења силе трења. Заједничко им је што користе фрикциона својства материјала од којег су изграђени фрикциони елементи и од којих зависи њихова радна способност и поузданост.

Фрикциони склопови служе за постепено спајање и раздвајање:

- мотора и трансмисије при поласку возила из места или заустављању,
- елемената трансмисије у процесу промене степена преноса,
- елемената трансмисије у циљу остваривања заокрета гусеничног возила,
- помоћних уређаја возила.

При раду фрикциони склопови треба да задовоље следеће основне захтеве:

- поуздано преношење обртног момента,
- сигурно раздвајање погонских и гоњених агрегата возила и елемената трансмисије,
- постепен пораст обртног момента при укључивању,
- лако управљање и одржавање,
- да имају дуг век и високу поузданост.

У трансмисијама моторних возила са планетарним мењачима, фрикциони склопови се користе у својству: главних спојница, затим спојница и кочница за укључивање степени преноса у мењачу, спојница и кочница у механизмима за извођење заокрета гусеничних возила, радних кочница и као сигурносни елементи ради заштите од преоптерећења. Основни задатак главне спојнице, као склопа преносника снаге на моторном возилу, је да споји или прекине ток снаге између мотора и осталих склопова преносника, а то значи између мотора и точкова и/или вратила за одвод снаге. Осим овог основног, спојница има и још неке помоћне задатке: да заштити елементе мотора и осталог дела преносика снаге од преоптерећења и негативног утицаја променљивог оптерећења, пригушујући вршне вредности амплитуда променљивог обртног момента и ограничавајући његов максимални ниво на одређену вредност. Основни захтев који се представља пред спојнице је да омогуће постепено спајање мотора са осталим делом преносника снаге, како би се обезбедио постепени, али континуалан пораст обратног момента, односно снаге. У механичким преносницима снаге најчешће се користе фрикционе спојнице код којих се снага преноси захваљујући моменту трења

који настаје између две или више фрикционих површина. Примена фрикционих склопова у трансмисијама у својству уређаја за промену степена преноса, омогућава минимално трајање прелазног процеса, смањење динамичких оптерећења елемената и напрезања возача. Истовремено, значајно поједностављује задатак аутоматизације трансмисија и ствара услове за реализацију промене степена преноса под оптерећењем. У трансмисијама возила примењују се различите врсте фрикционих склопова. Највећу примену имају вишеламеласте фрикционе спојнице и кочнице. Тракасте кочнице и конусне спојнице користе се веома ретко. Вишеламеласте спојнице и кочнице поседују висок енергетски капацитет, због великог броја површина трења и имају могућност постепеног укључивања. У трансмисијама моторних возила користе се фрикциони склопови који раде у уљу или условима сувог трења. Рад фрикционих склопова при сувом трењу обично карактерише нестабилност коефицијента трења, висока динамичка и топлотна оптерећеност, повећано хабање радних површина и честа експлоатациона подешавања. Због тога су трансмисијама са планетарним мењачима предност добили фрикциони склопови чији елементи раде у уљу. Коришћењем фрикционих склопова који раде у уљу могуће је постићи високу стабилност коефицијента трења, а томе смањити динамичка оптерећења у трансмисији и повећати њен радни век. Поред тога, на рачун интензивног подмазивања и хлађења површина трења, може се остварити већи специфични рад клизања. Недостатак примене фрикционих склопова који раде у уљу, је извесно усложњавање конструкције мењача, због потребе довода уља за управљање и подмазивање, односно хлађење. Највећи проблеми настају при коришћењу фрикционих спојница са обртним радним цилиндрима, због отежаног заптивања.

4.1 Подела фрикционих спојница

Класификација фрикционих спојница може да се врши у односу на различите параметре и то: облик површина трења, начин остварења нормалне силе између површина трења, положај при одсуству командног сигнала, начин управљања, број површина трења итд.

У конструкционом погледу фрикционе спојнице могу бити са:

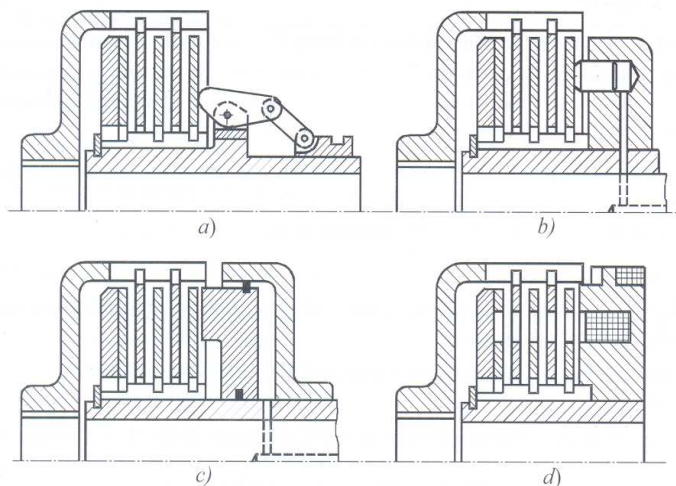
- равним,
- коничним,
- цилиндричним додирним површинама.

Према условима у којима раде спојнице делимо на:

- спојнице које раде у средини са средствима за подмазивање,
- суве.

Према начину остваривања силе притиска и начину преношења, система за управљање, укључивање и искључивање спојнице се деле на:

- механичке,
- пнеуматске,
- хидрауличке,
- електричне.



Слика 4.1 – Фрикционе спојнице са ламелама

Укључивање фрикционих спојница, обезбеђује и одржавање аксијалне силе, може се обезбедити електромагнетски, механички, хидраулички и пнеуматски.

Специјалан случај фрикционих спојница са више парова равних додирних површина су тзв. фрикционе спојнице са ламелама. Повећањем броја парова додирних површина смањују се габаритне мере спојнице и површински притисци између додирних површина, а повећава носивост.

С обзиром на положај при одсуству командног сигнала спојнице могу бити:

- стално укљученог типа,
- стално искљученог типа.

У односу на начин управљања спојнице могу бити са :

- принудним управљањем
- аутоматским управљањем.

Према броју површина трења фрикционе спојнице могу бити са две или више површина трења, односно са једним или више дискова, ако је реч о дискосним спојницама.

4.2 Фрикциони материјал

Из мноштва захтева који се постављају пред фрикционе материјале, неопходно је издвојити оне који имају највећи утицај на радну способност фрикционих склопова. Са гледишта радног века фрикционог склопа и сложености техничког одржавања, важним захтевом јавља се висока отпорност на хабање фрикционог материјала, од које зависи величина специфичног притиска, и у вези с тим, димензије фрикционог склопа. Идеалан фрикциони пар треба да поседује стабилан коефицијент трења у широком распону брзина клизања, специфичних притисака и температура и да има високу отпорност на хабање. Упоредо с тим карактеристикама, фрикциони материјал мора имати потребну чистоћу, топлотну проводљивост и топлотни капацитет. Све фрикционе материјале који се користе у фрикционим склоповима трансмисија моторних возила можемо поделити у три групе:

- металне
- неметалне
- металокерамичке.

Фрикциони металокерамички материјали имају многобројне предности у поређењу са азбестним, а оне су садржене у следећем:

- висок коефицијент трења,
- мала промена коефицијента трења од температуре,
- примена при високим температурама на површини трења,
- висока отпорност на хабање,
- висока механичка чврстоћа и добра отпорност на смицање и савијање,
- висока топлотна проводљивост,
- могућност израде методом синтеровања релативно танких облога,
- високи специфични притисак на површини трења,
- континуалност пру укључивању,
- мала тврдоћа металокерамичког материјала.

4.3 Подмазивање и хлађење фрикционих склопова

Да би се обезбедио нормалан рад фрикционих склопова, неопходно је остварити непрекидан довод уља на површине трења. Пролазећи кроз спиралне и радијалне канале уље треба да обезбеди:

- успостављање уљног филма на површини трења који у процесу клизања фрикционих дискова исчезава услед високих температуре и притисака,
- одвођење продуката хабања и
- хлађење фрикционих елемената.

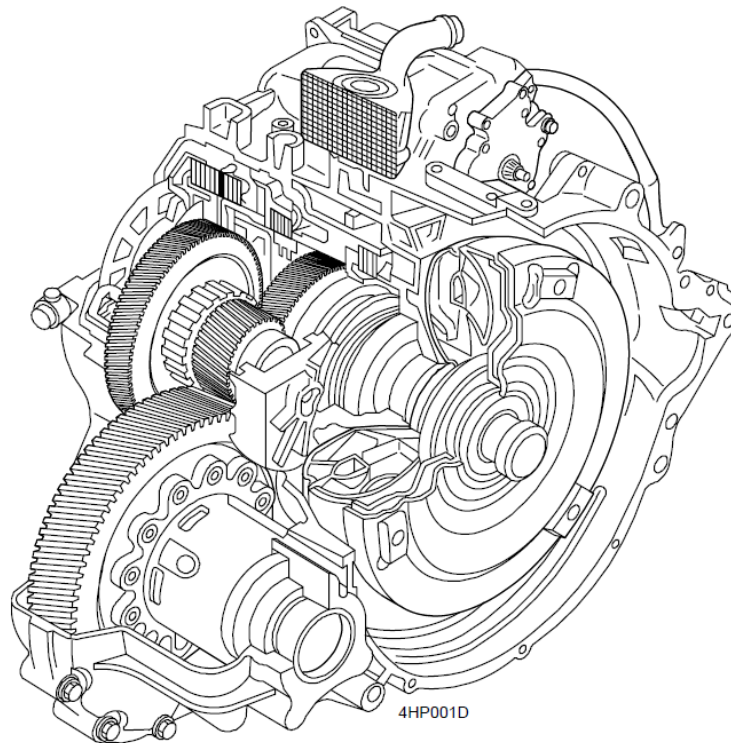
Количина уља која се доводи на површину трења треба да обезбеди непрекидно постојање уљног филма, који истовремено не сме бити сувишан. Критеријуми при избору оптималне количине уља коју треба довести на површину трења, могу бити:

- вредност коефицијента трења и
- температура на површини трења.

Минимална количина уља одређује се из услова образовања постојаног уљног филма на површини трења, а максимална -интензитетом хлађења дискова.

У процесу клизања фрикционих елемената на контактним површинама јављају се високи специфични притисци и температуре који доводе до пробијања уљног филма, па при недовољној количини уља, контактна површина може остати без уља. У том случају наступа режим сувог трења праћен повећаним коефицијентом трења, повећаном температуром и хабањем. При повећаном протоку уља може наступити режим влажног трења који доводи до смањења коефицијента трења. Очигледно, да би се обезбедио режим граничног подмазивања, треба експериментално утврдити количину уља која ће омогућити образовање постојаног уљног филма.

5. Приказ ZF - ове четворостепене аутоматске трансмисије

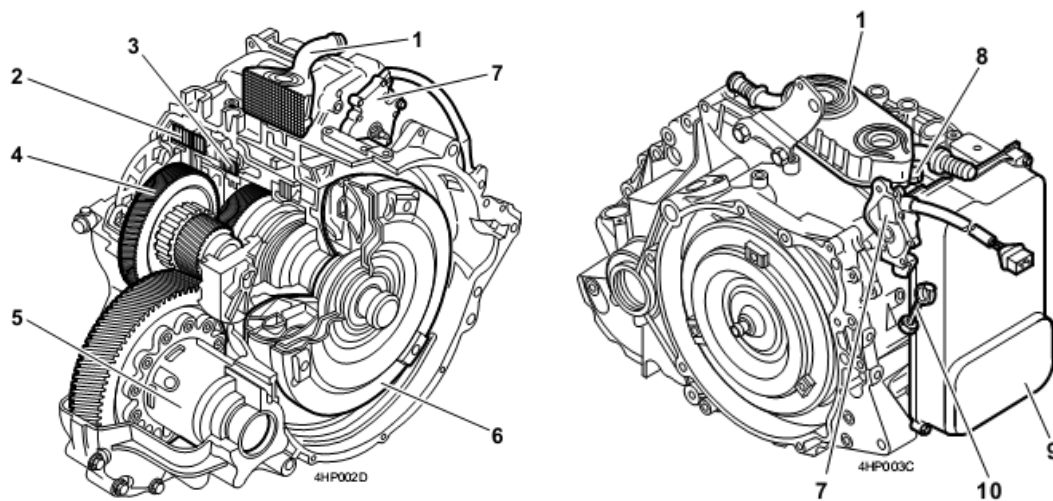


Слика 5.1 – Изглед четворостепене аутоматске трансмисије ZF 4HP20

На слици 5.1 је приказан потпуно електронски управљан аутоматски мењач са четири брзине за ход напред и једном за ход уназад. Максимални обртни момент је 330 mN. Овај мењач се користи Citroën –овим возилима.

Трансмисија има две основне улоге:

- да обезбеди четири степена преноса за ход напред и један за ход назад,
- да аутоматски мења брзине.
- Прва функција је обезбеђена са два епициклична преносника који примају кретање од турбинског вратила..Аутоматске промене степена преноса врше се уз помоћ хидрауличних, електричних и електронских компоненти.

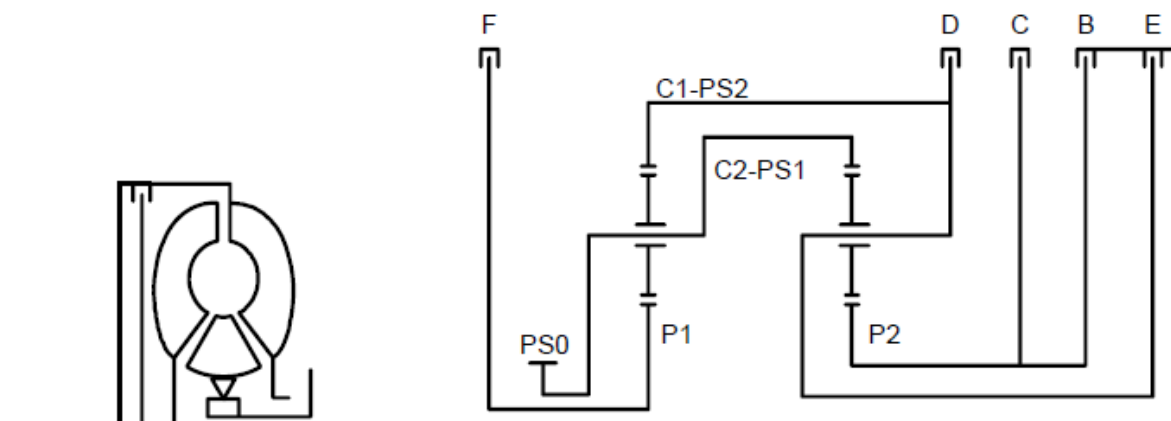


Слика 5.2 Основни делови аутоматске трансмисије ZF 4HP20

- 1) Размењивач топлоте, 2) Спојница, 3) Кочница, 5) Диференцијал, 6) Турбомењач,
7) Мулти-функцијски прекидач, 8) Прикључак, 9) Поклопац хидрауличног дела,
10) Показивач уља.

Табела 5.1 Бројеви зуба зупчаника у преноснику ZF 4HP20

Зупчаник сунце P1	39 Зуба
Зупчаник сунце P2	37 Зуба
Планетарни зупчаник S1	21 Зуба
Планетарни зупчаник S2	29 Зуба
Обухватни зупчаник C1	81 Зуба
Обухватни зупчаник C2	95 Зуба

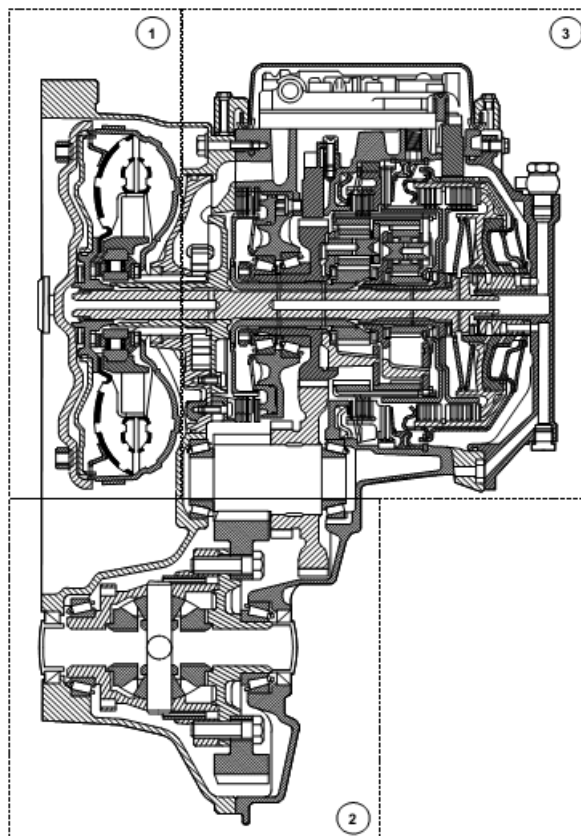


Слика 5.3 Шема укључивања појединих степени преноса код аутоматске трансмисије ZF 4HP20

Табела 5.2 Начин укључивања фрикционих спојница и кочница у преноснику ZF 4HP20

Степен преноса	F	D	C	B	E	Преносни однос
1	+			+		2.718
2	+				+	1.481
3				+	+	1
4			+		+	0.720
P		+		+	+	-2.568

Радна температура уља у трансмисији је око 100°C. Исто уље користи се за подмазивање сва три дела трансмисије. Уље се хлади помоћу измењивача топлоте који је повезан са расхладним колом мотора. Ниво уља у трансмисији проверава уз помоћ показивача уља се на сваких 60.000 km. Филтер се користи за филтрирање нечистоћа садржаних у уљу пре него што их пумпа „повуче“. Резервоар уља се користи да одржава константан ниво уља, без обзира на температуру. У случају нижих температура, уље које је сувише вискозно не може да се врати у резервоар које у том случају остаје празно. Када је температура уља виша, уље има довољно велику вискозност тако да може да врши подмазивање и пренос снаге. Резервоар се пуни, али и празни кроз два подешена цурења, чиме се смањује активна количина уља при промени степена. Велика количина уља може имати за последицу следеће: абнормално загревање и цурење уља. Недовољно уља може да изазове оштећења трансмисије.



Слика 5.4 Шема подмазивања код аутоматске трансмисије ZF 4HP20

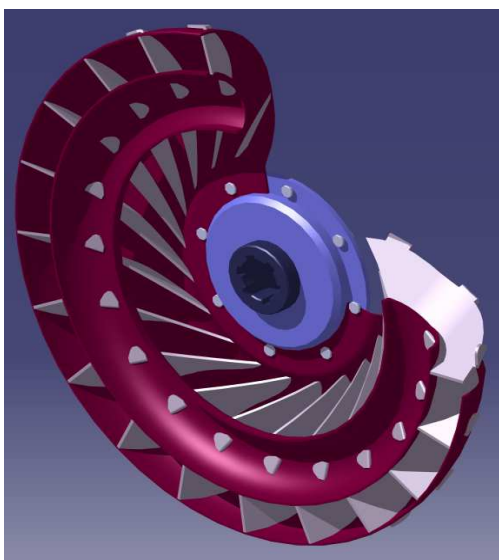
Планетарни преносник у аутоматској трансмисији представља склоп зупчаника који су међусобно повезани. Блокирањем појединих зупчаника унутар планетарног преносника мењају се и њихови међусобни односи. Како су зупчаници од којих се састоји планетарни преносник различитих величина и бројева зуба (табела 5.1) овим се комбинацијама добијају и различите брзине окретања погонског вратила. Различите брзине окретања погонског вратила представљају и различите степене преноса. Основни делови који омогућавају аутоматску промену степена преноса су су фрикционе кочнице и спојнице. Ламела ста спојница има улогу укључивања односно прекидања преноса снаге између мотора и појединих делова мењача. Заустављање појединих делова планетарног преносника унутар аутоматског мењача могуће је извести кочницама. Деловањем ових кочница могуће је зауставити обртање појединих делова планетарног преносника и мењати степене преноса.

Вожња аутомобила опремљеног аутоматским мењачем знатно је једноставнија од вожње аутомобила са мануалним мењачем. Центрифугални регулатор који се налази унутар аутоматског мењача одређује који ће склопови зупчаника бити укључени како би се одредио степен преноса. Повећањем броја обртаја мотора долази до промене степена преноса при претходно одређеном броју о/мин. То је само у теорији јер су данашњи аутоматски мењачи опремљени бројним сензорима оптерећења, а тренутак промене степена преноса прилагођава се начину вожње и смеру кретања возила.

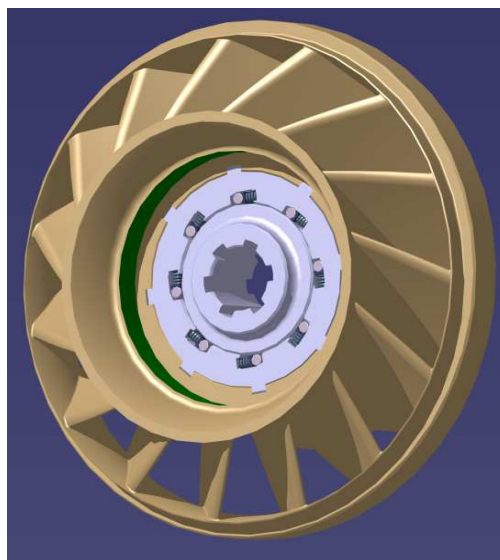
6. 3Д модел аутоматске трансмисије ZF 4HP20

У овом поглављу је урађен 3Д модел аутоматске трансмисије ZF 4HP20 у програмском пакету CATIA V5R20. При изради 3Д модела узети су као полазни подаци подаци које даје произвођач. Урађен је 3Д модел хидродинамичког преносника снаге, планетарног преносника, фрикционих спојница и кочница, као и склоп целокупне трансмисије.

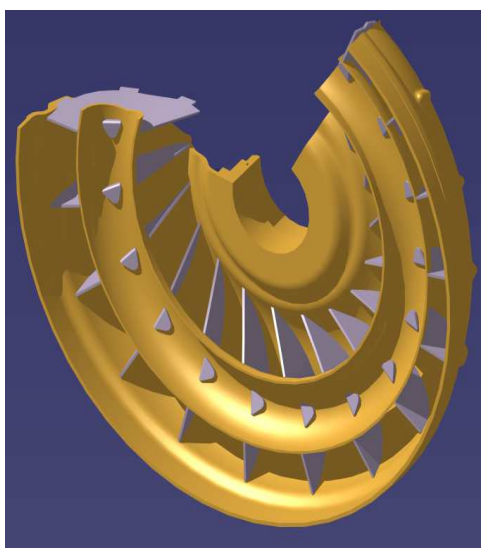
На сл. 6.1 је приказан 3Д модел турбомењача и његових основних делова.



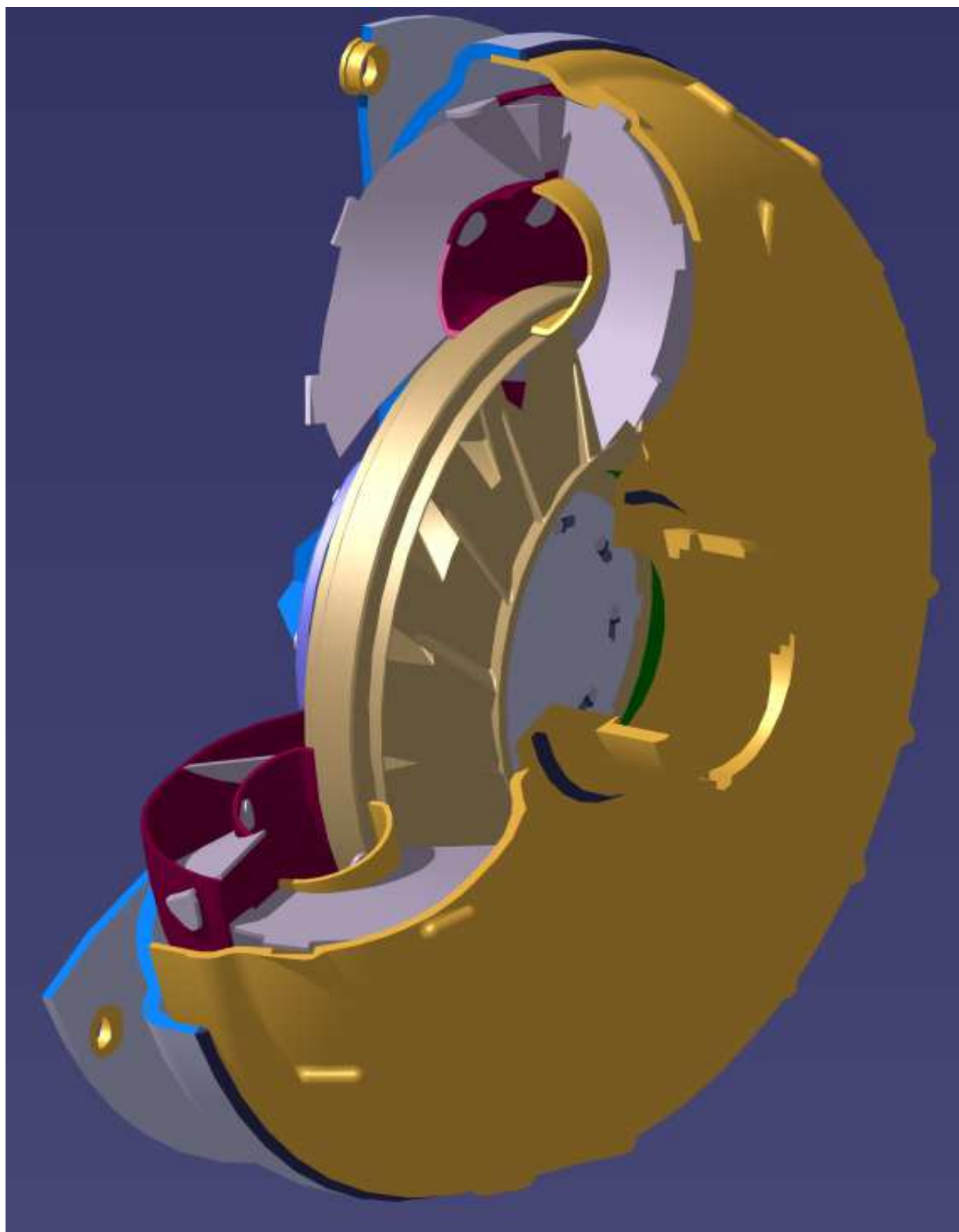
а) турбинско коло



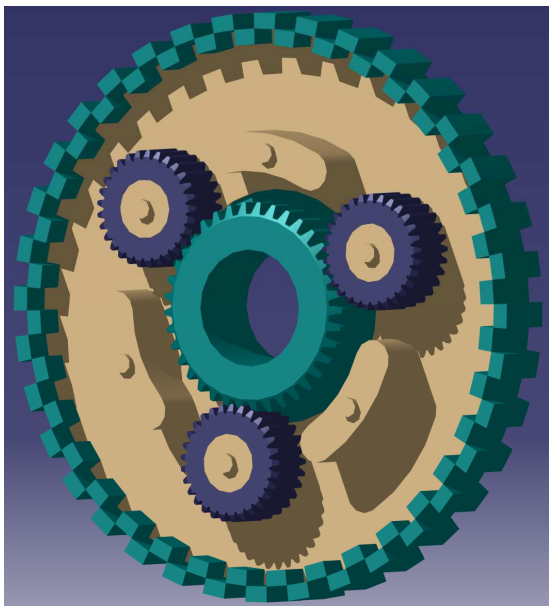
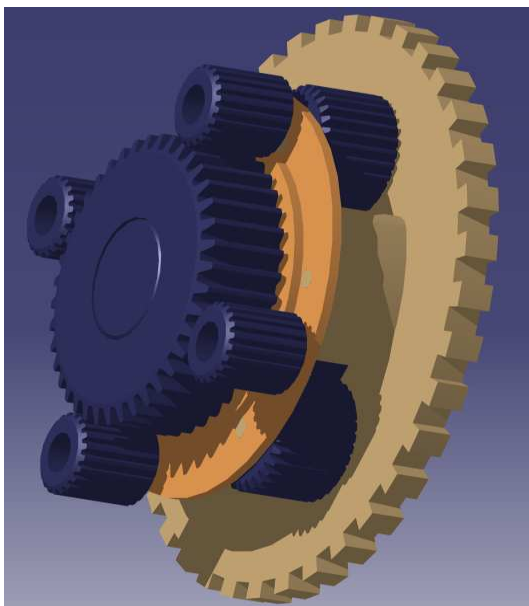
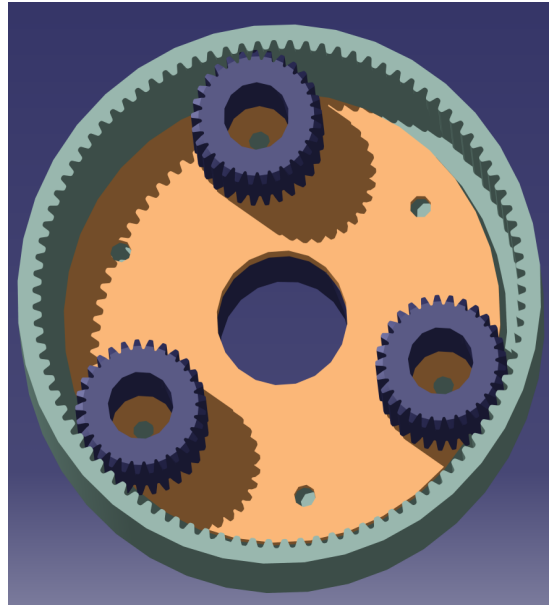
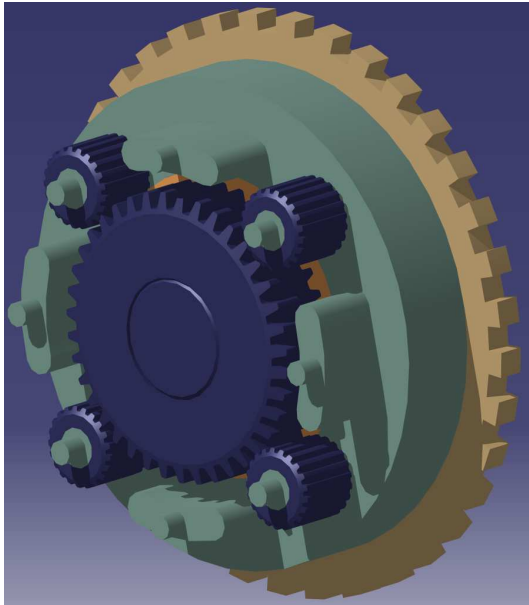
б) реакторско коло



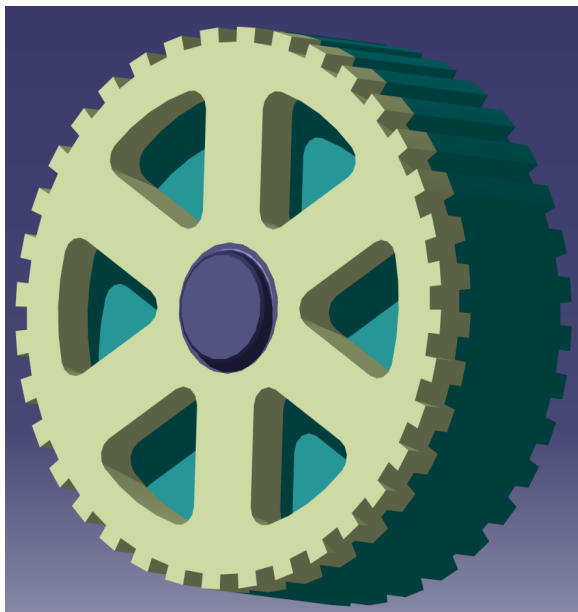
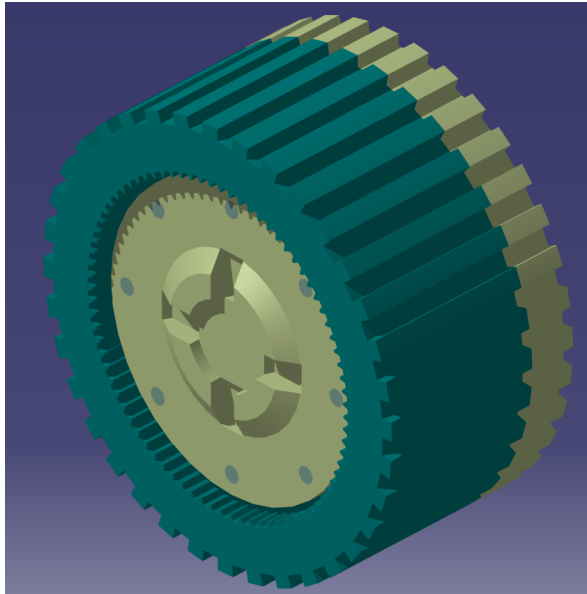
ц) пумпно коло



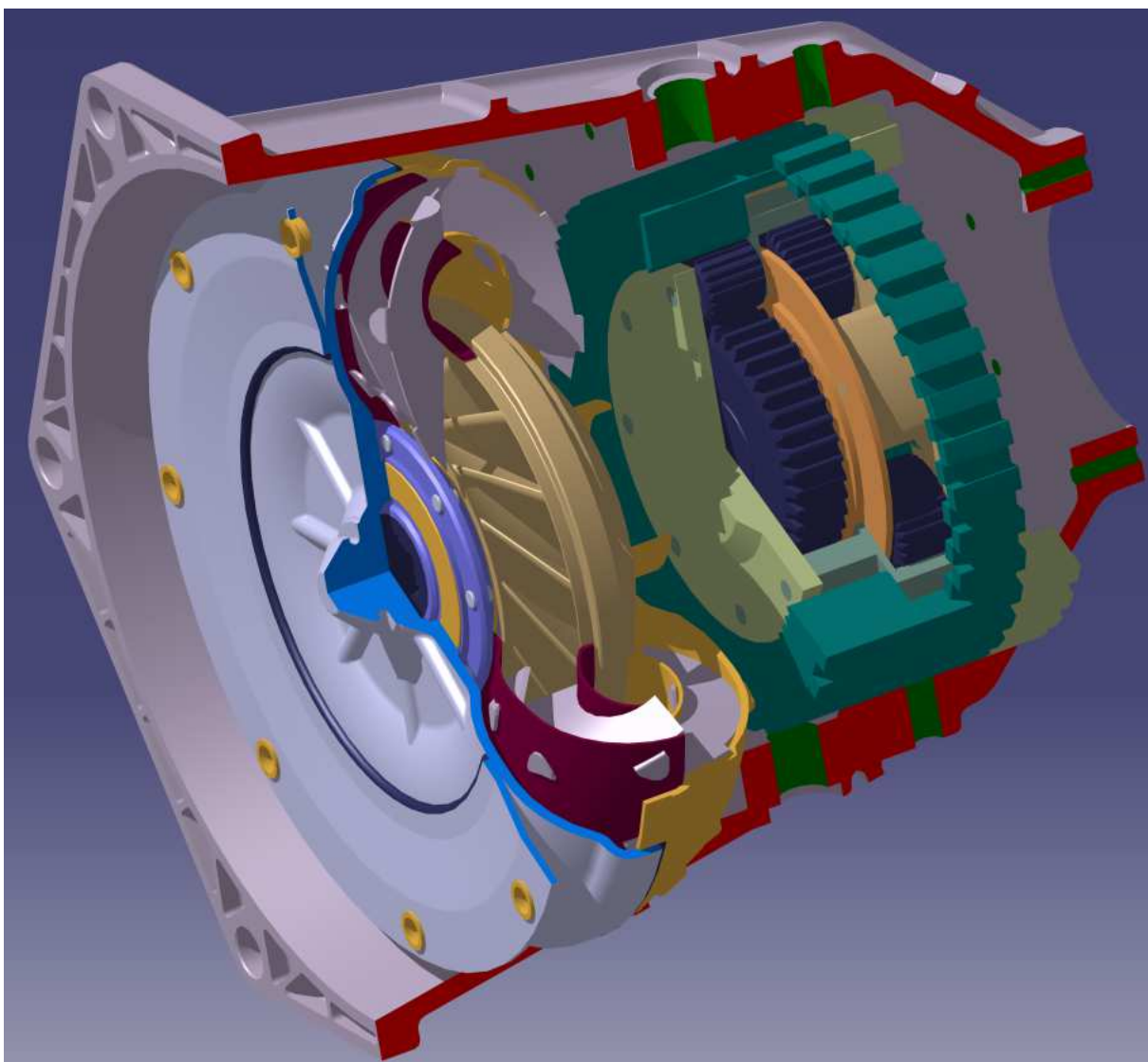
Слика 6.1 3Д модел турбомењача



Слика 6.2 3Д модел чевторостепеног планетарног преносника



Слика 6.3 Склоп четворостепеног планетарног преносника



Слика 6.4 Склоп аутоматске трансмисије

Закључак

Аутоматска промена степена преноса остварује се, најчешће, на основу два утицајна параметра - оптерећења мотора и брзине кретања возила. На тај начин обухваћени су и путни услови и режим рада мотора и трансмисије. Промена степена преноса се врши, по правилу, у тренутку када рад наведених агрегата прелази у област неповољних режима.

До пре само неколико година, у аутомобилима су биле актуелне углавном само две врсте трансмисије. То су и данас непревазиђена мануелна и аутоматска. Проналазак аутоматске трансмисије датира још из прве половина двадесетог века. Овај вид преноса је прешао дуг пут адаптације и дан данас се усавршава, посебно у последњих неколико година када електроника у ауто-индустрији узима примат. Аутоматска трансмисија преузима примат због својих и високо ефикасних решења у виду аутоматско-електронског вида преноса снаге. Наравно, споменуте врсте (мануелна и аутоматска) трансмисије имају исту сврху, али раде на потпуно другачији начин. Дакле, циљ је да се обртаји настали радом мотора “усагласе”, односно пренесу до самих точкова, и то све што је могуће ефикасније.

У овом раду је урађен 3Д модел аутоматске трансмисије ZF 4HP20 у програмском пакету CATIA V5R20. При изради 3Д модела узети су као полазни подаци подаци које даје произвођач. Урађен је 3Д модел хидродинамичког преносника снаге, планетарног преносника, фрикционих спојница и кочница, као и склоп целокупне трансмисије.

Литература

- [1] Живановић З., Јанићијевић Н.: „Аутоматске трансмисије моторних возила“, Еколибри, 2000.
 - [2] ZF 4HP20 AUTOMATIC TRANSMISSION, Technical training, CITROËN UK LTD, 221 BATH ROAD SLOUGH SL1 4BA
 - [3] Божидар Богдановић, Драгиша Никодијевић, Александар Вулић – Хидраулички и хидромеханички преносници снаге – Машински факултет, Ниш 1999.
 - [4] Василије Н. Келић – Хидропреносници – Научна Књига, Београд 1989.
- Љубисав Крсмановић – Хидродинамички преносници снаге – Машински факултет, Београд 1989.
- [5] Милун Ј. Бабић, Светислав Стојковић – Турбомашине, теорија и математичко моделирање – Универзитет у Крагујевцу, Машински факултет, 1997.
 - [6] www.zf.de (приступило 28.09.2012)
 - [7] www.voith.de (приступило 28.09.2012)