

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Катедра за моторна возила и моторе

Назив студијског програма: Аутомобилско инжињерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Системи преноса снаге МВ

Број индекса: 357/2017

Ана Д. Рајковић

Зупчпасти мењачи моторних возила

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Божидар Крстић-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру мастер рада потребно је посебно обратити пажњу на следеће:

1. Анализа стања развоја и примене зупчастих мењача моторних возила
2. Конструктивна извођења зупчастих мењача моторних возила
3. Усаглашавање карактеристика хидростатичких мењача са карактеристиком погонског агрегата моторних возила
4. Анализа експлоатационо техничких карактеристика моторних возила са уграђеним зупчастим мењачем
5. Правци даљег развоја и примене зупчастих мењача моторних возила

Препоручена литература:

- [1] Јанићијевић Н., Јанковић Д., Тодоровић Ј.: Конструкција моторних возила, Машински факултет, Београд, 1987.
- [2] Симић Д., Радоњић Р., Келић В.: Моторна возила – Хидропреносници у трансмисијама моторних возила, Машински факултет, Крагујевац, 1976.
- [3] Ковачић Б.: Теорија кретања моторних возила, Београд, 1973.

Крагујевац, 2019.

Ментор:

Др Божидар В. Крстић, редовни професор

Резиме

У оквиру овог рада, извршено је прикупљање, систематизација и анализа података везаних за зупчасте мењаче на моторним возилима. Описана је њихова улога, начин рада, врсте, карактеристике и избор мењача, односно сви битни елементи и конструкцијска решења везана за мењаче који се примењују на моторна возила за превоз путника, терета. Објашњени су принципи даљег развоја и примене зупчастих мењача на моторним возилима.

Кључне речи: зупчasti мењачи, моторна возила, развој, примена,...

Abstract

In this work, there were collection, systematization and analysis of data related to gearboxes and power transmissions for motor vehicles. The work described their role, mode, types, characteristics and choice of gearboxes are described, all essential elements and construction solutions related to gearboxes that are used for motor vehicles for the transport of passengers, cargo. The principles of further development and application of gearboxes on motor vehicles are explained.

Key words: gears, motor vehicles, development, use,...

Садржај

1. УВОД	1
2. ИСТОРИЈСКИ РАЗВОЈ	2
3. АНАЛИЗА СТАЊА РАЗВОЈА И ПРИМЕНЕ ЗУПЧАСТИХ МЕЊАЧА МОТОРНИХ ВОЗИЛА	9
3.1. Систем преноса снаге (трансмисија)	9
3.1.1. Начини извођења трансмисије – погонске шеме	9
3.2. Спојница	16
3.3. Мењач	18
3.4. Осовински преносник – погонски мост	20
3.5. Диференцијални преносник	21
3.6. Зглобни преносници	22
4. ЗУПЧАСТИ МЕЊАЧИ	24
4.1. Зупчасти мењач са непокретним осама вратила	27
4.1.1. Синхро - спојница зупчастог мењача	32
4.2. Зупчасти мењач са покретним осама вратила (планетарни преносници)	36
5. УСАГЛАШАВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА ХИДРОСТАТИЧКИХ МЕЊАЧА СА КАРАКТЕРИСТИКОМ ПОГОНСКОГ АГРЕГАТА МОТОРНИХ ВОЗИЛА	43
6. АНАЛИЗА ЕКСПЛОАТАЦИОНО ТЕХНИЧКИХ КАРАКТЕРИСТИКА МОТОРНИХ ВОЗИЛА СА УГРАЂЕНИМ ЗУПЧАСТИМ МЕЊАЧЕМ	44
6.1. Анализа експлоатационо техничких карактеристика трактора са аспекта побољшања вучно-динамичких карактеристика	44
6.2. Степен корисности планетарних преносника трактора	46
6.3. Анализа остваривања степена преноса планетарних мењача трансмисија неких брзоходних гусеничних возила	52
7. ИЗБОР ПРЕНОСНОГ ОДНОСА ГЛАВНОГ ПРЕНОСНИКА (i_0)	54
7.1. Одређивање преносних односа мењача	58
7.1.1. Први степен преноса	58
7.1.2. Одређивање међупреносних односа	60
7.1.3. Време синхронизације бројева обртаја при промени степена преноса	64
8. ПРАВЦИ ДАЉЕГ РАЗВОЈА И ПРИМЕНЕ ЗУПЧАСТИХ МЕЊАЧА МОТОРНИХ ВОЗИЛА	67
8.1. Комбинација зупчастих мењача са хидродинамичким преносницима снаге	67

8.2.	7-степени мануелни мењач.....	72
8.3.	8-степени мењач са двоструком спојницом.....	73
8.4.	Аутоматизовани мануелни мењач	74

1. УВОД

Трансмисија спада међу најважније делове, односно системе сваког аутомобила. Сваки аутомобил мора имати своју трансмисију јер се правилан рад заснива на оптималном искоришћењу и на правилном преношењу реалне снаге мотора на покретачке тачке.

Развој моторних возила карактерише се тежњом ка поједностављењу руковања возилом у циљу повећања комфора и безбедности возила у саобраћају. Смањење на минимум броја радних операција које возач треба да обави при поласку и за време кретања возила је један од основних путева за остварење овог циља. Механизација и аутоматизација трансмисије су основна средства за постизање овог циља, чиме се постижу и други значајни ефекти. Трансмисија је сложен систем који чини више међусобно повезаних система и у коме су интегрисане многобројне функције.

Мењач представља део трансмисије који служи за трансформацију обртног момента и броја обртаја погонског мотора ради побољшања вучних перформанси возила. Осим тога, омогућава промену смера кретања возила и омогућује рад мотора са укљученом спојницом, али и прекид тока снаге од мотора ка тачковима [1]. По правилу је постављен непосредно иза мотора, односно спојнице. Обично је везан са мотором и мењачом у једну уградну целину која се често назива и агрегат снаге [1].

Основне функције мењача су:

- кретање возила назад,
- погон различитих помоћних уређаја на возилу,
- одвајање мотора од система преноса снаге када је возило заустављено (семафор),
- одржавање броја обртаја мотора испод максималног,
- одржавање броја обртаја у опсегу где је највећа снага,
- бешуман рад при укључивању било ког степена преноса,
- лагано командовање.

Врло често, посебно на привредним возилима, мењач врши и друге функције као што су:

- конверзија расположиве снаге мотора у складу са потребама кретања возила и карактеристикама осталих склопова система преноса снаге,
- развођење снаге мотора на предњи и задњи погонски мост код возила са погоном на све тачке.

На возилима се примењују различита решења мењача и то:

- механички (фрикциони и зупчасти (с покретном и непокретном осом вратила));
- хидраулички (хидродинамички и хидростатички);
- електрични (са једносмерном и наизменичном струјом);
- комбиновани (хидродинамички и електромеханички).

Пре осталих мењача у овом раду пажња ће бити посвећена проучавању механичких мењача, који су најједноставнији и још увек примењивани у савременим возилима, а који се могу извести на више начина од којих су најважнији:

- зупчасти мењачи,
- фрикциони мењачи.

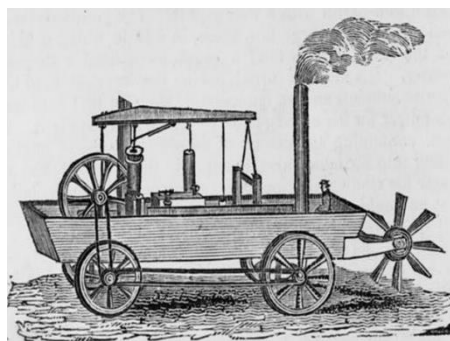
У даљем раду, конкретно, сва пажња и анализа ће бити посвећена зупчастим мењачима на моторним возилима.

2. ИСТОРИЈСКИ РАЗВОЈ

Историја аутомобила почиње још 1769. године стварањем паром погоњених возила способних за транспорт терета и људи. Године 1806. појављују се прва возила покретана мотором са унутрашњим сагоревањем који ради на гасно гориво што је 1885. године довело од увођења до данас свеприсутног модерног бензинског или дизел мотора са унутрашњим сагоревањем. Аутомобили покретани на електричну енергију појавили су се на кратко на прелазу у XX век неставши из употребе до краја XX века, али су се почетком XXI века поново појавили. Рана историја аутомобила може се поделити у неколико фаза на основу преовлађујућих начина погона и врсте горива. Каснији периоди развоја аутомобила дефинисани су трендовима у вези спољашњег изгледа, величине аутомобила и потрошње горива [2].

Прво возило на парни погон направио је Ferdinand Verbiest припадник језуитске мисије у Кини 1672. године као поклон-играчку за кинеског цара. Возило је било довољно малих димензија да се њиме није могло мануелно управљати, али је остало забележено у историји као прво возило на парни погон.

Самоходна возила на парни погон која су довољно велика за превоз људи и терета први пут су осмишљена крајем XVIII века. На слици 1 приказано је возило на парни погон.



Слика 1. Прва возила на парни погон [2]

Аутомобили на парни погон наставили су свој развој све до почетка XX века, али ширење бензинских мотора као главног погонског избора у XIX веку означило је њихов крај. Да ли ће се таква идеја икада родити у будућим технолошким епохама остаје да се види. У 1950-им година прошлог века појавио се интерес изградње аутомобила погоњених на пару добијену хлађењем малих нуклеарних реактора, али су опасности својствене нуклеарним технологијама ускоро распршиле ову идеју. Потреба за глобалним променама услед потрошње енергетских извора уз идеје и решења о одрживости и енергетској независности, довело је инжењере XXI века да поново размишљају о потенцијаним могућностима коришћења паре чак и ако енергија савремених енергетских извора буде

контролисана, као што су напредне електричне батерије, горивне ћелије, биогорива или друго.

Први покушаји производње и коришћења мотора са унутрашњим сагоревањем спутани су недостатком одговарајућих горива, нарочито течних, тако да су такви најранији мотори користили гасне смеше као погонско гориво. Године 1806. швајцарски инжењер François Isaac de Rivaz изградио је мотор кога покреће унутрашње сагоревање смеше водоника и кисеоника.

У Бечу, тада Аустро-Угарска, 1870. године проналазач Siegfried Marcus поставио је мотор са унутрашњим сагоревањем покретан бензином на ручна колица чиме је постао први човек који је успео да покрене возило помоћу бензинског мотора. Данас је овај аутомобил познат као "први Marcus-ов аутомобил". Године 1883. Marcus је обезбедио немачки патент за нисконапонски систем паљења магнетног типа што му је био једини аутомобилски патент. Овакав дизајн користио је код свих других мотора као и код следећег аутомобила са четири седишта под називом "други Marcus-ов аутомобил" 1888./89. године.

Овакво паљење мотора у сарадњи са тзв. ротирајућим карбуратором направило је од другог Marcus-ов аутомобила веома иновативно возило. Опште је прихваћено да су први практични аутомобили са бензинским мотором са унутрашњим сагоревањем направљени готово истовремено код неколико немачких проналазача који су радили самостално и независно једни од других. Karl Benz је направио свој први аутомобил 1885. године у Mannheim-у. Benz је добио патент за свој аутомобил 29. јануара 1886. године и почео прву производњу аутомобила 1888. године, након што је Bertha Benz, његова жена, доказала да је возило без коњске вуче апсолутно погодно за свакодневну употребу првом дужом вожњом у августу 1888. године од Mannheim-а до Pforzheim-а и назад [2].

Убрзо након тога, Gottlieb Daimler и Wilhelm Maybach су у Stuttgart-у 1889. године дизајнирали први прави аутомобил по сопственом пројекту, а да то нису била коњска вучна колица опремљена мотором (слика 2). Њима се такође приписује проналазак првог моторцикла 1886. године.



Слика 2. Прва возила са бензинским мотором [2]

Доба ветерана: до 1900. године масовна производња аутомобила почиње у Француској и САД. Прва компанија формирана искључиво за производњу аутомобила била је Panhard et Levassor у Француској, где је такође први пут представљен први четвороцилиндрични

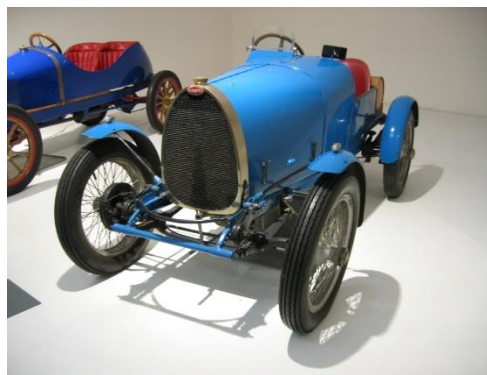
мотор са унутрашњим сагоревањем. Panhard је основан 1889., а убрзо затим Peugeot две године касније.

Неки примери најпознатијих аутомобила из тог периода су:

1908 - 1927 Ford Model T – најчешће произведени и продавани аутомобил у овом периоду. Он је користио тзв. planetary transmission sistem и имао је систем контроле брзине заснован на педалама (слика 3). Ford T проглашен је за најутицајнији аутомобил XX века у готово свим међународним аутомобилским изборима.

1910 – 1922 Mercer Raceabout – сматра се једним од првих спортских аутомобила. Raceabout је пленио погледе јавности захваљујући својој изразито спортској возњи на сличан начин као што су касније радили модели American и Hispano-Suiza Alphonso.

1910 – 1920 Bugatti Type 13 – најзначајнији тркачки модел тог времена са напредним решењима инжењерства и дизајна (слика 3). Слични модели су касније били Bugatti Type 15, 17, 22, и 23.



Слика 3. Приказ неких од првих аутомобила Ford T и Bugatti [2]

Популарно доба: овај период трајао је од краја Првог светског рата 1918. године до почетка велике светске кризе и суноврата берзи на Wall Street-у 1929. године. Током овог раздобља аутомобили са предње постављеним мотором уз затворене путничке кабине и стандардизоване контроле управљања почињу своју доминацију (слика 4). Године 1919. чак 90 одсто продатих аутомобила били су отворени, а до 1929. године 90 одсто продатих аутомобила имало је затворену кабину. Развој мотора са унутрашњим сагоревањем ишао је и даље брзим темпом тако да су се појавили мотори са више вентила и брегастом осовином изнад главе мотора који су били високо квалитетни, а ту су били V8, V12 па чак и V16 мотори који су прављени за ултра богату клијентелу. Тих година измишљене су хидрауличне кочнице од стране Malcolm Loughhead- а које је први пут применио Duesenberg за свој Модел А из 1921. године. Три године касније Hermann Rieseler из компаније Vulcan Motor изумео је први аутоматски мењач који је имао два тзв. планетарна мењача брзина, претварач обртног момента и закључавање квачила. Овај мењач никада није ушао у серијску производњу оставши само као опција на располагању произвођачима аутомобила до 1940 [2].

У овој ери коришћен је револуционарни тзв. понтон дизајн аутомобила без зглобних блатобрана, прагова за пењање у аутомобил и других некомпактних елемената који су

коришћени у малим серијама, али масовна производња тако дизајнираних аутомобила почела је знатно касније после другог светског рата.



Слика 4. Нека од возила популарног доба [2]

Предратно доба: предратно доба класичног аутомобилизма почело је великом светском кризом 1930. године, а завршило се светским опоравком после другог светског рата 1948. године (слика 5). До 1930. године измишљена је већина механичке технологије која се користи у данашњим аутомобилима, мада су се неке ствари касније "поново измишљале" од стране неког другог проналазача. На пример, предњи погон поново уводи André Citroën лансирањем модела Traction Avant 1934. године иако се такав погон појавио неколико година раније у путничким аутомобилима произвођача Alvis и Cord [2].

Примери најпознатијих предратних аутомобила су:

1932 – 1939 Alvis Speed 20 и Speed 25 – први аутомобили са потпуно синхроним мењачем.

1932 – 1948 Ford V- 8 (Модел Б) – увођењем моћног редног V8 мотора у серијска возила Форд поставља нове стандарде за перформансе и ефикасност мотора.

1934 – 1940 Bugatti Type 57 – јединствени рафинирани аутомобил за богате купце.

1934 – 1956 Citroen Traction Avant – први масовно произведени аутомобил са погоном на предње точкове изграђен на monocoque шасији.

1938 – 2003 Wolkswagen Beetle – дизајниран као штедљив и јефтин аутомобил производио се више од 60 година уз минималну промену основног изгледа. То је највећа производња једног модела у историји са преко двадесет милиона произведених аутомобила у неколико земаља. Нова верзија овог аутомобила као одраз и стил оригиналног модела произведена је у XXI веку.

1936 – 1939 Rolls-Royce Phantom III – са V12 мотором представља врхунац предратног инжењеринга, као и са технолошким напретком који није виђен код већине других произвођача до 1960 године. Поседовао је супериорне перформансе и одличан квалитет израде.



Слика 5. Примери предратних аутомобила [2]

Послератно доба: Од другог светског рата аутомобилски дизајн доживео је револуцију изменом тада прихваћеног понтон стила (слика 6). Једни од првих представника масовно произведених аутомобила били су совјетски GAZ-M20 Победа, британски Standard Vanguard, амерички Studebaker Champion и Kaiser Special, чешки Tatra T600 Tatraplan и италијански Cisitalia 220 Sportcar.

У техничком погледу, највећи помак у то доба имала је распрострањена употреба независних ослањања, развој мењача, шира примена убризгавања горива у мотор као и све већи фокус на безбедности приликом дизајна аутомобила [2].

Значајни примери послератних аутомобила су:

1946 – 1958 ГАЗ - М20 Победа – Совјетски масовно произведени аутомобил са понтон дизајном.

1947 – 1958 Standard Vanguard – Британски тешки аутомобил са пуним понтон дизајном.

1948 – 1971 Morris Minor – популаран и типичан рани послератни аутомобил који се извозио широм света.

1953 – 1971 Chevrolet Bel Air, 1953 – 2002 Cadillac Eldorado Brougham – првим послератним генерацијама људи били су светли представници златног доба америчког аутомобилског репног дизајна.

1964 – данас Ford Mustang – тзв. Ропу аутомобил који је постао један од најпродаванијих и најомиљенијих колекционарских аутомобила тог доба.

1966 – 1974 Fiat 124 – италијански аутомобил који је произведен по лиценци у многим другим земљама укључујући Совјетски Савез, где је као модел Vazv2101 покренуо масовну аутомобилизацију државе.

1967 – 1977 NSU Ro 80 – основни клинасти профил овог дизајна много је имитиран у наредним деценијама за разлику од његове техничке иновације, ротационог мотора.

1967 – 2002 Chevrolet Camaro - аутомобил који је General Motors представио да се такмичи са моделом Ford Mustang.

1969 – 1978 Datsun 240Z – један од првих јапанских спортских аутомобила који је постао хит у САД отворио је пут за будуће јапанске снаге у аутомобилској индустрији. То је

приступачан и добро направљен аутомобил који је имао велики успех како на стази тако и код купаца.



Слика 6. Примери послератних аутомобила [2]

Модерно доба: модерно доба се обично дефинише као последњих 25 година пре текуће године, тј. 2019. године. Међутим, постоје неке техничке ствари и аспекти модерног дизајна који разликују савремене аутомобиле од модела из прошлости. Модерно доба постало је једно од доба највеће стандардизације, дељења платформи и компјутерски подржаног дизајнирања (слика 7). Неки посебно евидентирани помаци у модерном добу аутомобилизма тичу се погона на предње точкове и погона на свим точковима, све већег коришћења дизел мотора као и свеприсутност система за убризгавање горива [2]. Мењачке трансмисије се све више аутоматизују, користе се комбинације зупчастих мењача са хидродинамичким - хидрауличким преносницима снаге како би се повећао степен корисности итд.

Од 2009. године Кина постаје апсолутни лидер у производњи аутомобила са годишњом производњом већом од САД, Јапана и Европе.



Слика 7. Пример модерних аутомобила [2]

Водећи примери модерних аутомобила су:

1975 – данас BMW Series 3 – ова серија била је по избору разних ауто магазина на годишњој листи десет најбољих 17 пута, што је најдужи период боравка на таквим листама.

1984 – данас Renault Espace – први масовно произведени једнозапремински аутомобил у некомерцијалној МПВ класи.

1986 – данас Ford Taurus – ова лимузина средње класе са предњим погоном и модерним компјутерским дизајном доминира америчким тржиштем касних 1980-их.

1989 – 1999 Pontiac Trans Sport – био је један од првих тзв. One box дизајнираних аутомобила.

1997 – данас Toyota Prius – лансиран на јапанском тржишту у септембру 2010. године достигао је укупну светску продају од 2 милиона комада, поставши најлегендарније хибридно електрично возило на свету.

1998 – данас Ford Focus – један од најпопуларнијих hatchback аутомобила широм света који је такође и један од најбоље продаваних аутомобила марке Форд у свету.

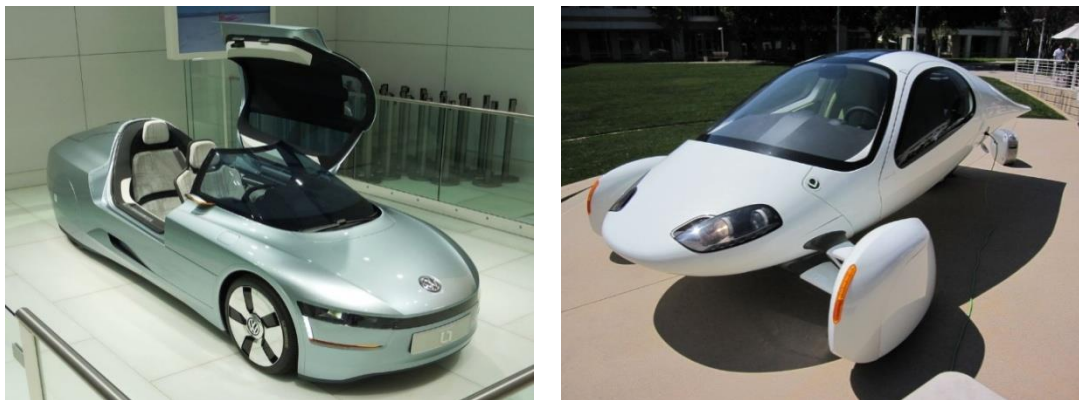
2008 – данас Tata Nano – модел Nano је најјефтинији серијски аутомобил (цена 2200 америчких долара) са позади постављеним мотором и четири седишта. То је путнички градски аутомобил израђен од стране индијске компаније Tata Motors и намењен првенствено индијском тржишту.

2010 – данас Nissan Leaf i Chevrolet Volt – потпуно електрични аутомобил и plug-in хибрид који су лансирани на тржиштима САД и Јапана у децембру 2010. године, поставши прва масовно произведена возила ове врсте.

Потенцијална будућност аутомобилске технологије укључује бројне алтернативне изворе енергије и материјале који су развијени како би аутомобили постали енергетски ефикаснији са смањеним емисијама издувних гасова. Аутомобили ће се сигурно развијати на много различитих начина. Са порастом цене горива будућност аутомобила сада нагиње ка штедњи горива, штедњи енергије, хибридним возилима, возилима на електрични погон (батерије) и возилима на горивне ћелије. Један од великих проблема у развоју чистијих и енергетски ефикасних аутомобила је избор моторног горива. Низ возила на алтернативна горива су предложена укључујући електричне аутомобиле, водородне аутомобиле, аутомобиле на компримовани ваздух и аутомобиле на течни азот. Обични аутомобили раде са око 15 одсто укупне ефикасности. Остатак енергије се губи на рад мотора у стајању и у празном ходу. Дакле, потенцијал да се побољша ефикасност потрошње горива са напредним технологијама је огромна. Различите технологије су развијене и искоришћене за повећање енергетске ефикасности код конвенционалних аутомобила што доводи до уштеде енергије [2].

Регенеративна кочиона технологија штеди енергију кочења и чува је за каснију употребу или као резервну енергију. Овако добијена енергија служи за обнављање енергије батерије у хибридном возилу. Немачки BMW Turbosteamer концепт користи енергију из издувних гасова традиционалног мотора са унутрашњим сагоревањем за покретање мотора на пару који повећава енергетску ефикасност за 15 одсто.

Хибрид на компримовани ваздух убацује високо компримовани ваздух у мотор и смањује потрошњу горива за 30 одсто. Коришћење отпадне топлоте из електрана као корисне механичке енергије за разне облике погона се такође разматра. Коришћење Computational Fluid Dynamics метода у фази пројектовања возила може да произведе возила која користе знатно мање енергије за развијање брзине. За ово су одлични примери концепти Volkswagen 1-litre Car и Aptera 2 Series који су се појавили недавно (слика 8).



Слика 8. Пример возила будућности [2]

Применом материјала као што су дуралуминум, фиберглас, карбон фибер и карбонске нанопеве може се у потпуности заменити сав челик у аутомобилу уз потенцијално смањење тежине и повећање снаге. Алуминијум, карбонска влакана и фиберглас се данас користе у аутомобилима све више [2]. Пластика и специјална пена за израду шкољке аутомобила могу обезбедити додатну сигурност за пешаке и остале учеснике у саобраћају у случају судара.

3. АНАЛИЗА СТАЊА РАЗВОЈА И ПРИМЕНЕ ЗУПЧАСТИХ МЕЊАЧА МОТОРНИХ ВОЗИЛА

3.1. Систем преноса снаге (трансмисија)

Улога трансмисије је пренос снаге и трансформација параметара снаге (број обртаја и обртни момент), јер мотор СУС има ограничен и неодговарајући радни опсег брзине обртања и обртног момента са аспекта погонског моторног возила. Број обртаја се редукује, док се обртни момент пропорционално повећава. Део снаге се ангажује на савладавање губитака у трансмисији (и претвара у топлотну) [3].

3.1.1. Начини извођења трансмисије – погонске шеме

Означавање шема трансмисије

УКУПАН БРОЈ ТОЧКОВА $\times$ БРОЈ ПОГОНСКИХ ТОЧКОВА

Напомене:

- точак са удвојеним пнеуматичима се рачуна као један;
- точкови који се одижу са земље се такође рачунају, тзв. „пратећи“ или „водећи“ точкови.

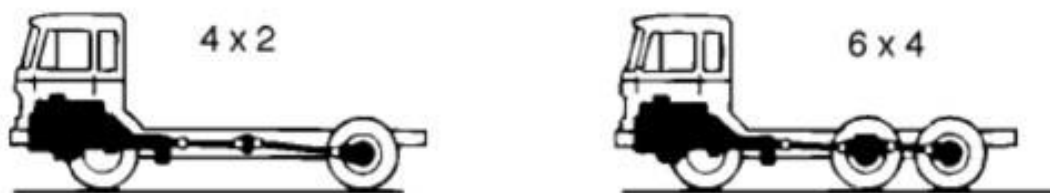
Двоосовинска возила

- погон само предње или само задње осовине (4x2);
- погон свих осовина (4x4) – возила повишене проходности (теренска) и нека спортска возила.

Троосовинска возила – привредна возила

- погон једне задње осовине (6x2);
- погон две задње осовине (6x4);
- погон свих осовина (6x6) – возила повишене проходности.

На слици је приказан погон само предње осовине и погон две задње осовине.



Слика 9. Шема погона предње или задње осовине и погон две задње осовине [3]

Подела трансмисије према начину преношења снаге и њене трансформације:

- механичка (стандардна изведба трансмисије, снага се преноси помоћу вратила, зупчастих и зглобних преносника и фрикционих елемената);
- хидромеханичка (изводи се као механичка уз додатак хидродинамичког трансформатора обртног момента, дакле представља комбинацију механичке и хидродинамичке трансмисије, то је карактеристично за возила са аутоматским мењачем);
- хидрауличка трансмисија, не користи се у путничким аутомобилима.

Основни елементи механичке трансмисије, ток снаге и начин извођења

Механичка трансмисија садржи следеће елементе:

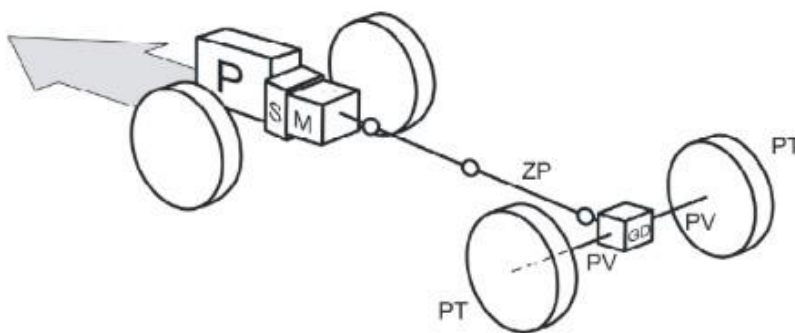
- фрикциона спојница;
- мењач;
- вратила са зглобним преносницима;
- главни преносник са диференцијалним преносником;
- разводник снаге (по потреби).

Снага се са коленастог вратила преко спојнице доводи у мењачки преносник [3], где се обртни момент и број обртаја мотора трансформишу одговарајућим преносним односима.

Из мењачког преносника снаге, у зависности од положаја мотора, директно или преко зглобних вратила преноси на главни преносник и одатле преко погонских вратила на точкове погонског моста.

Композиција механичких трансмисија

1. Трансмисија (4x2) са задњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила уздужно (слика 10);



Слика 10. Трансмисија (4x2) са задњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила уздужно [3]

P – погонски агрегат- мотор

S – спојница

M – мењач

ZP – зглобни преносник

GD – главни преносник са диференцијалом

PV – погонско вратило (полувратило)

PT – погонски точак

Ток снаге: спојница - мењач - зглобно вратило – главни преносник – погонска вратила – точкови.

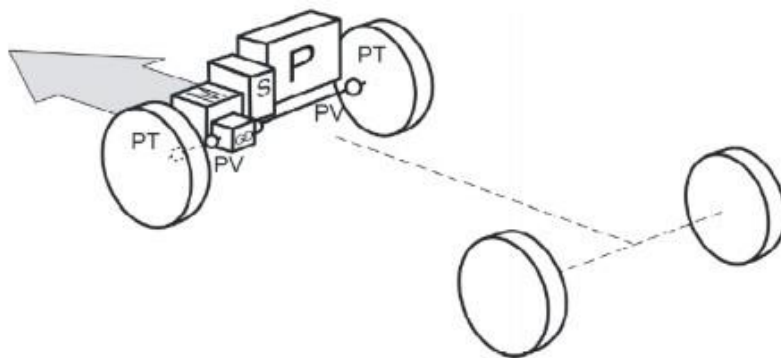


Слика 11. Трансмисија аутомобила BMW серије 6 [3]

Трансмисија (4x2) са задњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила уздужно је тзв. класична концепција. Углавном се користи на савременим аутомобилима више класе (BMW, Mercedes...). По правилу се користи у теретним возилима [3].

Аутомобили класичне концепције имају мања ограничења у величини мотора. Од конструкције „све напред“ (са попречним постављеним мотором) аутомобили класичне концепције су тежи око 8-10%.

2. Трансмисија (4x2) са предњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила попречно (слика 12);

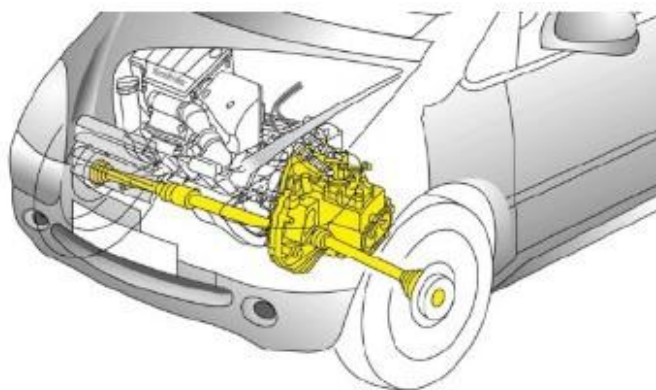


Слика 12. Трансмисија (4x2) са предњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила попречно [3]

P – погонски агрегат- мотор
S – спојница
M – мењач

GD – главни преносник са диференцијалом
PV – погонско вратило (полувратило)
PT – погонски точак

Ток снаге: спојница – мењач – главни преносник – погонска зглобна вратила – точкови.



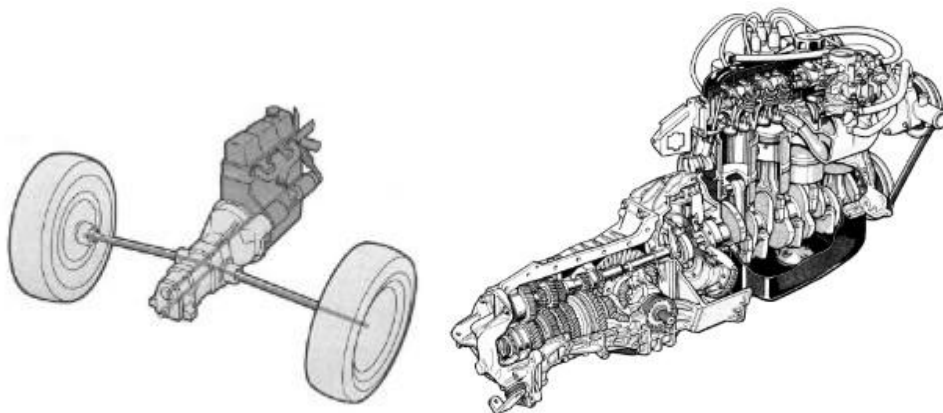
Слика 13. Трансмисија аутомобила Mercedes A класа [3]

Трансмисија (4x2) са предњим погонским точковима и мотором смештеним на предњем крају возила попречно је најраспрострањенија концепција савремених путничких аутомобила, често и у лаким теретним аутомобилима (N1) [3].

Концепција „све напред“ има најбоље искоришћење запремине / габарита возила (нема „тунел“ на поду кабине, већи пртљажник...). Попречно постављање мотора

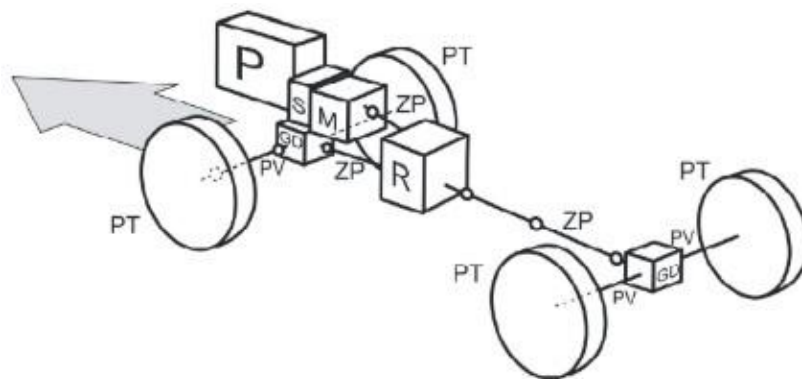
поставља ограничење у смислу величине мотора, тј. његове дужине, чиме се посебно ограничава снага мотора. Механички губици у трансмисију су мањи него код класичне концепције.

У возилима са погоном на предњим точковима (слика 14) мотор може бити постављен и уздужно (нпр. неки модели Audi, VW, Saab...).



Слика 14. Уздужно постављен мотор на возилима са погоном на предњим точковима [3]

3. Трансмисија (4x4) са мотором смештеним на предњем крају возила уздужно и са погоном на обе осовине (слика 15);



Слика 15. Трансмисија (4x4) са мотором смештеним на предњем крају возила уздужно и са погоном на обе осовине [3]

P – погонски агрегат- мотор

S – спојница

M – мењач

ZP – зглобни преносник

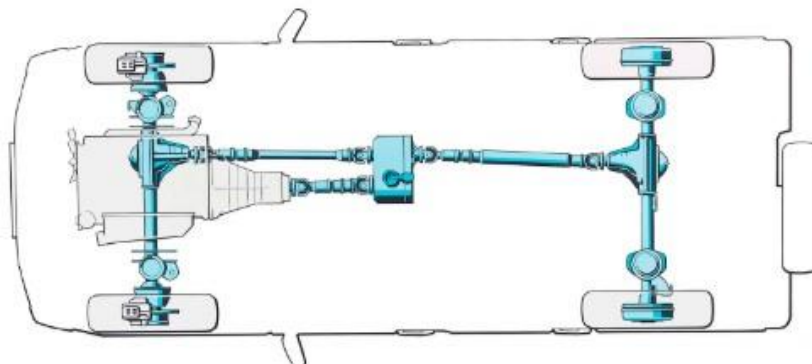
GD – главни преносник са диференцијалом

PV – погонско вратило (полувратило)

PT – погонски точак

R – разводник снаге

Ток снаге: спојница – мењач – (зглобно вратило) – разводник снаге – зглобна вратила – главни преносник – погонска вратила – точкови.

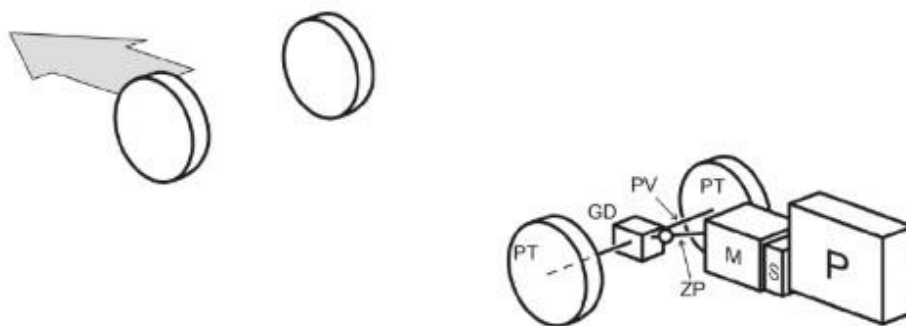


Слика 16. Трансмисија теренског аутомобила Mercedes G класе [3]

Трансмисија концепције (4x4) са мотором смештеним на предњем крају возила уздужно се користи код возила повишене проходности (теренска). Овакву концепцију могу имати и спортска возила, али и неки путнички аутомобили (Audi, Subaru, BMW, Mercedes Benz...) [3].

Постоји стални (перманентни) погон и повремени погон на све точкове.

4. Трансмисија (4x2) са мотором смештеним на задњем крају возила уздужно и са погоном на задњу осовину;



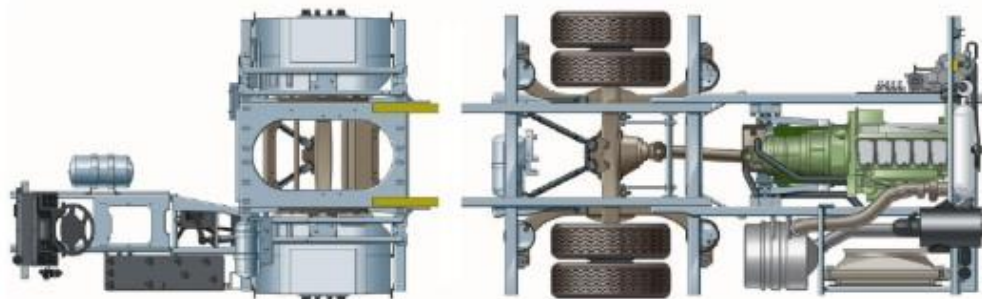
Слика 17. Трансмисија (4x2) са мотором смештеним на задњем крају возила уздужно и са погоном на задњу осовину [3]

P – погонски агрегат- мотор
S – спојница
M – мењач
ZP – зглобни преносник

GD – главни преносник са диференцијалом
PV – погонско вратило (полувратило)
PT – погонски точак

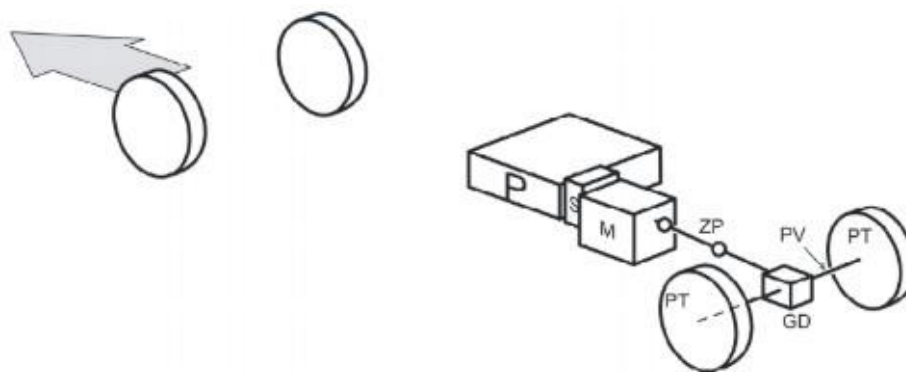
Ток снаге: спојница – мењач – зглобно вратило – главни преносник – погонска вратила – точкови.

Трансмисија приказане концепције (4x2) са уздужно смештеним мотором на задњем крају возила се користи код аутобуса (слика 18).



Слика 18. Трансмисија аутобуса Scania (скраћена)[3]

5. Трансмисија (4x2) са мотором смештеним између осовина возила уздужно и са погоном на задњу осовину (слика 19);



Слика 19. Трансмисија (4x2) са мотором смештеним између осовина возила уздужно и са погоном на задњу осовину [3]

P – погонски агрегат- мотор
S – спојница
M – мењач
ZP – зглобни преносник

GD – главни преносник са диференцијалом
PV – погонско вратило (полувратило)
PT – погонски точак

Ток снаге: спојница – мењач – зглобно вратило – главни преносник – погонска вратила – точкови.

Трансмисија концепције (4x2) са уздужно смештеним положеним мотором између осовина (централно смештен) користи се код градских аутобуса [3].

3.2. Спојница

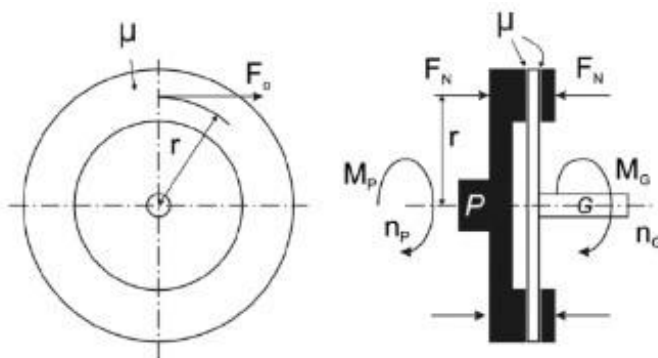
Основни задатак спојнице је да омогући раздвајање и постепено спајање погонског и гоњеног дела трансмисије.

Основни типови спојница су:

- Једноламеласти сува фрикциона спојница;
- Вишеламасти сува фрикциона спојница;
- Хидродинамички трансформатор (има улогу и спојнице и мењача).

Једноламеласти сува фрикциона спојница

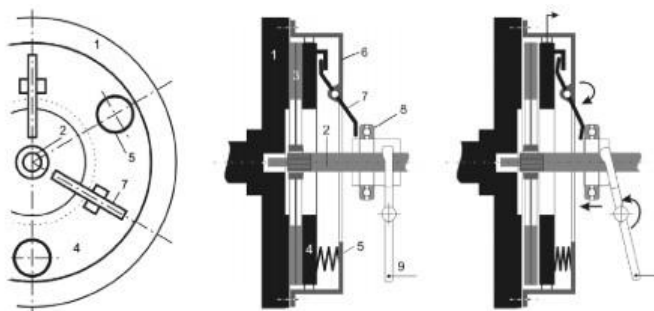
Једноламеласти сува спојница је најзаступљенија спојница која се користи у механичкој трансмисији моторних возила. Спојница је стално укљученог типа, односно када возач не делује на педалу она преноси обртни момент (укључена је) [3]. Спојница при укључивању омогућава постепено изједначавање броја обртаја улазног вратила мењача са бројем обртаја мотора, што је битно при полагању и при промени степена преноса. На слици је приказана шема принципа рада фрикционе спојнице.



Слика 20. Физички принцип рада фрикционе спојнице [3]

Елементи спојнице се деле на погонски део (P) и гоњени (G). Момент који спојница треба да пренесе (M_G) се на растојању r испољава у виду обимне силе F_o . Услов да би се F_o пренела трењем са погонског дела на гоњени (без проклизавања), је да сила трења на контактним површинама буде већа од F_o . Сила трења је резултат нормалних сила F_N и коефицијента трења μ . Ако нема проклизавања ($n_P = n_G$), онда је $M_P = M_G$, тј. важи услов: $F_o = M_P / r < 2F_N \cdot \mu$.

Сила трења се множи са бројем површина у контакту, у овом случају две - са сваке стране гоњеног диска по једна. Могућност преноса обртног момента зависиће од величине нормалне силе, коефицијента трења и величине спојнице [3]. Приликом проклизавања спојнице (нпр. при поласку возила) због трења и разлика брзина на контактним површинама се развија топлота. Тада је $n_P > n_G$.

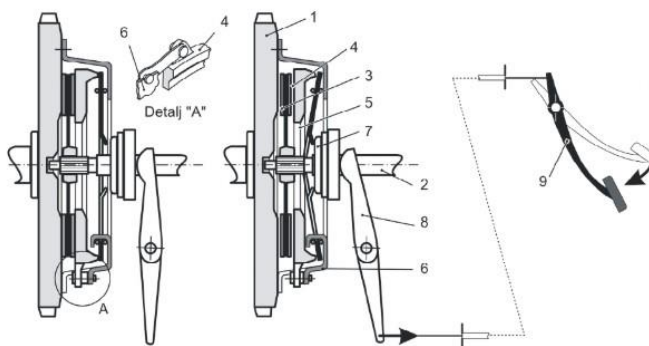


Слика 21. Принцип рада фрикционе спојнице у укљученом (лево) и искљученом (десно) положају

- 1- Замајац, 2- Спојничко вратило, 3- Фрикциони диск (ламела спојнице) са фрикционим облогама по обиму, 4- Потисна плоча, 5- Опруге, 6- Поклопац спојнице, 7- Двокрака полука, 8- Потисни лежај, 9- Виљушка командног механизма [3]

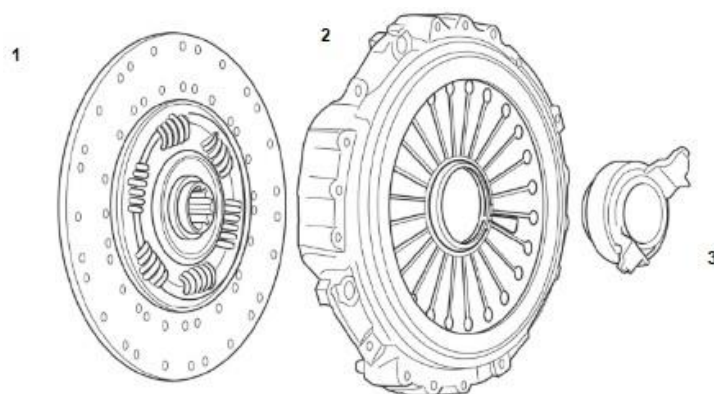
Обртни момент мотора се са замајца мотора преноси на спојничко вратило (улазно вратило мењача) преко фрикционог диска (ламеле) спојнице. Фрикциони диск је ожљебљеним спојем повезан са спојничким вратилом и дејством опруге је притиснут између потисне плоче и замајца, који су повезани са мотором [3]. Путем трећа обртни момент се преноси са замајца и потисне плоче на фрикциони диск, а са фрикционог диска преко спојничког вратила на трансмисију и даље ка точковима. Сила притиска (нормална сила F_N) којом се остварује треће настаје дејством тањирасте опруге или дејством више преднапрегнутих спиралних опруга постављених по обиму.

Возач дејством на командну педалу, путем преносног механизма помера потисни лежај дуж спојничког вратила. Потисни лежај делује на тањирасту опругу која се прегива на такав начин да се потисна плоча одваја од фрикционог диска. Код изведбе са спиралним опругама, потисни лежај преко двокраких полука повлачи (удаљава) потисну плочу од фрикционог диска, чиме се спојница искључује. Попуштањем педале, спојница се укључује.



Слика 22. Спојница са тањирастом опругом у укљученом (лево) и искљученом (десно) положају

- 1 - замајац, 2 - спојничко вратило, 3 - фрикциони диск спојнице, 4 - потисна плоча, 5 - тањираста опруга, 6 - поклопац спојнице, 7 - потисни лежај, 8 - виљушка командног механизма, 9 - педала спојнице [3]



Слика 23. Спојница са тањирастом опругом

1 - фрикциони диск - ламела спојнице, 2 - поклопац спојнице са тањирастом опругом и потисном плочом, 3 - потисни лежај [3]

3.3. Мењач

Мењач је део трансмисије који служи за трансформацију обртног момента и броја обртаја погонског мотора ради побољшања вучних перформанси возила. Поред тога мењач омогућава промену смера кретања возила и омогућује рад мотора са укљученом спојницом, као и прекид тока снаге од мотора ка точковима.

Кретање возила одређено је односом обимне силе на погонским точковима F_o и отпора кретања [3]. Да би прилагодио обимну силу на погонским точковима спољашњим отпорима који делују на возило, возач управља мотором (преко педале гаса) и трансмисијом (избором одговарајућег степена преноса).

Обимна сила на погонским точковима F_o преноси се приањањем точкова на подлогу.

Спољашњи отпори који делују на возило:

- отпор котрљања F_t ,
- отпор ваздуха F_v ,
- отпор успона F_u ,
- отпор убрзања F_a ,
- отпор на потезници F_p .

Једначина кретања је:

$$F_o = F_f + F_v \pm F_u \pm F_a + F_p$$



Слика 24. Вучни дијаграм (вучно – брзинска карактеристика возила)[3]

Погонска обимна сила на точковима возила:

$$F_o = \frac{M \cdot i_o \cdot i_m}{r_d} \eta \text{ (N)}$$

Брзина кретања возила:

$$v = 0.377 \frac{r_d \cdot n}{i_o \cdot i_m} \text{ (km/h)}$$

M – момент мотора (Nm)

i_o – преносни однос главног преносника (основни однос трансмисије – без мењача) (-)

i_m – преносни однос у мењачу (преносни однос је највећи за први степен преноса, а најмањи за последњи) (-)

r_d – динамички радијус точкова (m)

η – степен корисности трансмисије (-)

n – број обртаја погонског мотора (o/min)

Основни типови мењача

Механички мењачи:

- зупчасти
 - са непокретним осама вратила
 - са покретним осама вратила (планетарни)
- фрикциони (CVT – са континуалном променом преносног односа)

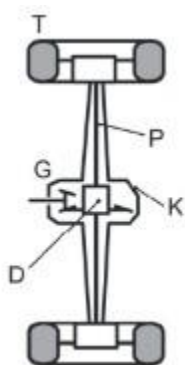
Комбиновани мењачи:

- хидромеханички (хидродинамички + механички)

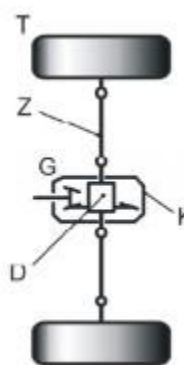
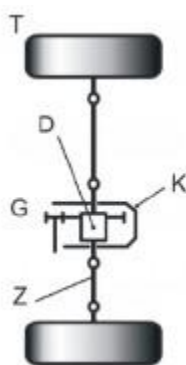
Хидраулички (хидростатички) и електрични мењачи – не користе се у друмским моторним возилима.

3.4. Осовински преносник – погонски мост

Осовински преносник или погонски мост је део трансмисије који служи за погон точкова једне осовине возила [3]. Најчешће обједињује главни преносник, диференцијал, погонска вратила и точкове.



Слика 25. За погон зависно ослоњених и неуправљачких точкова (крути погонски мост) [3]



Слика 26. За погон независно ослоњених и / или управљачких точкова [3]

*G – главни преносник
D – диференцијални преносник
P – полувратило
Z – зглобни преносник
K – кућиште погонског моста
T – погонски точак*



Слика 27. Задњи крути погонски мост (Mercedes G klasa)[3]

Главни преносник

Главни преносник врши завршну редукуију броја обртаја и погони диференцијални преносник [3]. Са диференцијалног преносника се снага разводи на тачкове преко погонских вратила, која могу бити једноделна или са зглобовима.

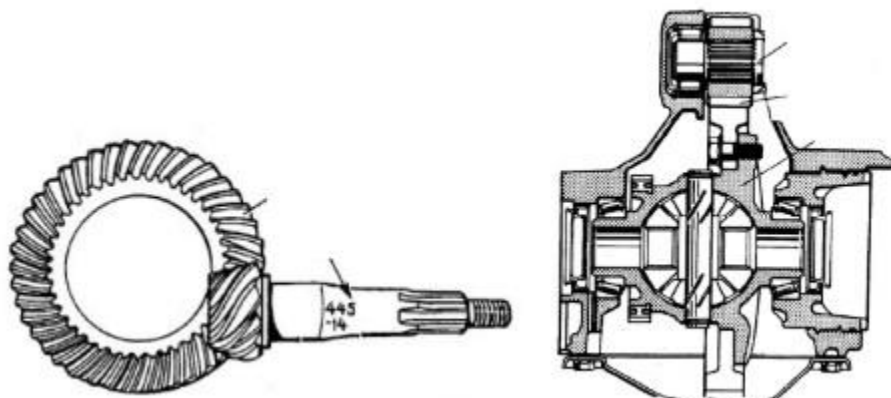
Преносни однос главног преносника: $i_O = z_G / z_P$

z_G - број зуба гоњеног зупчаника,

z_P - број зуба погонског зупчаника.

Главни преносник може бити изведен:

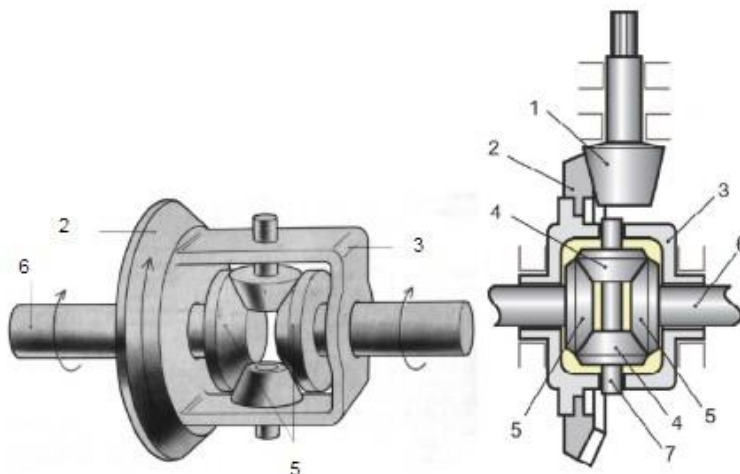
- са коничним или хипоидним паром зупчаника (када се осе излазног вратила мењача и оса осовине возила секу или су мимоилазне - код уздужно постављеног погонског агрегата),
- као пар цилиндричних косозубих зупчаника (када су осе излазног вратила мењача и оса осовине возила паралелне - код попречно постављеног погонског агрегата).



Слика 28. Основни типови главних преносника: са хипоидним паром зупчаника (лево) и са цилиндричним паром зупчаника (десно) [3]

3.5. Диференцијални преносник

Осовински диференцијални преносник (диференцијал) служи за развођење снаге на леви и десни точак, при чему им се брзине могу разликовати. До разлике брзина може доћи при кретању у кривини, по неравној подлози или проклизавања тачка. Током кретања возила момент се преко главног преносника доводи на кућиште диференцијала, а са кућишта преко осовине и сателита разводи на централне зупчанике, односно вратила тачкова. Ако се занемари трење и инерција, доведени моменти левом и десном тачку су увек исти [3]. При кретању на правцу тј. када се леви и десни точак (теоријски) обрћу једнаком брзином, сателитски зупчаници окрећу се са кућиштем диференцијала, али мирују у односу на осовину и кућиште (не врше релативно обртање). Када возило пролази кроз кривину, точак на спољашњој страни кривине прелази већи пут за исто време и зато се брже обрће од тачка на унутрашњој страни кривине. То изазива релативно обртање сателитских зупчаника око њихове осе. При томе је тренутна средња брзина обртања левог и десног тачка једнака брзини обртања кућишта диференцијала.



Слика 29. Шематски приказ склопа главног преносника са коничним паром и диференцијала:

1- погонски зупчаник главног преносника, 2- тањирасти зупчаник главног преносника, 3- кућиште диференцијала, 4- сателитски зупчаници, 5- централни зупчаници, 6- погонско вратило точка, 7- осовина сателита [3]

3.6. Зглобни преносници

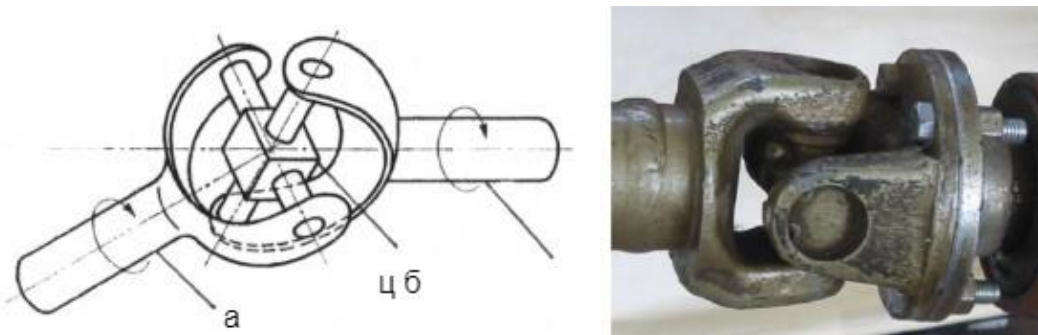
Зглобни преносници су део трансмисије који служе за пренос снаге између несаосних вратила, или између вратила чији се међусобни положај током преноса снаге мења. У општем случају чине их вратила повезана зглобовима [3].

Врсте зглобова:

1. Кардански зглобови,
2. Двоструки кардански зглобови,
3. Хомокинетички зглобови,
4. Еластични зглобови.

Кардански зглобови

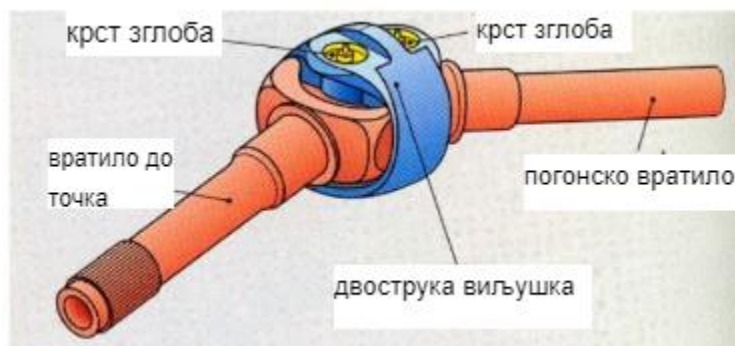
Кардански зглобови се користе на вратилима за везу мењача са главним преносником.



Слика 30. Кардански зглоб: а- погонска виљушка, б- гоњена виљушка, ц-кардански крст [3]

Брзина обртања гоњене виљушке осцилује у односу на брзину обртања погонске виљушке, пропорционално углу између погонског и гоњеног вратила (што је угао између вратила већи, већа је и неравномерност обртања).

Двоструки кардански зглоб је изведен тако да се неравномерност обртања поништава. Двоструки кардански зглобови (слика 31) се користе на предњим погонским точковима теретних возила.



Слика 31. Двоструки кардански зглоб [3]

Хомокинетички зглобови

Хомокинетички зглобови (слика 32) се користе на вратилима предњих погонских точкова аутомобила, јер омогућавају пренос снаге и под великим углом закретања точка. Користе се и на вратилима независно ослоњених задњих погонских точкова.

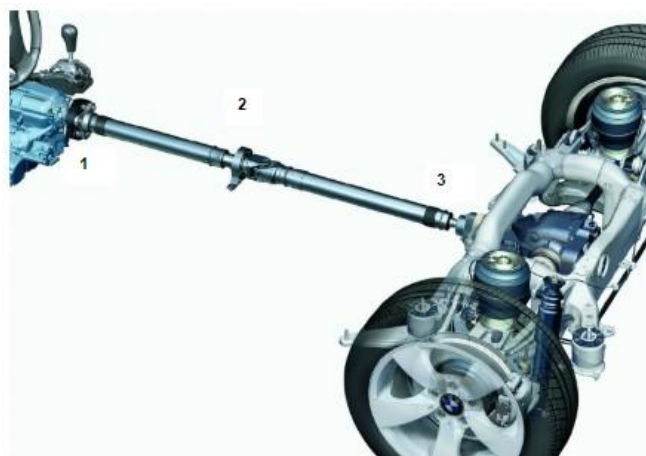
Код овог типа зглобног преносника брзине погонског и гоњеног вратила су увек једнаке (нема неравномерности обртања, карактеристичне за карданске зглобове) [3]. Снага се са „звезде“ зглоба, преко куглица смештених у олучасте жлебове преноси на чашу зглоба. Приликом обртања закренутог зглоба, куглице се крећу у олучастим жлебовима.



Слика 32. Хомокинетички зглоб [3]

Еластични зглоб

Еластични зглоб дозвољава мале углове између вратила које спаја. Користи се на вратилима за везу мењача са главним преносником, само на путничким аутомобилима. Еластични елементи могу бити у облику диска или гумених уметака. Једна врста еластичног зглоба је Хардијев зглоб (слика десно).

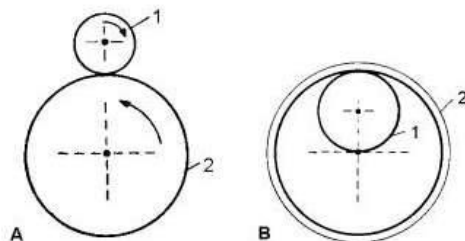


Слика 33. Зглобно вратило у трансмисији аутомобила BMW:

1 и 3- еластични зглобови (до мењача и до главног преносника), 2- кардански зглоб [3]

4. ЗУПЧАСТИ МЕЊАЧИ

Зупчасти мењачи су након своје појаве потиснули остале типове преносника, а примењују се на моторним возилима од краја 19. века. На слици је приказан тростепени мењач који је конструисао 1899. године Louis Renault.



Слика 34. Основни принцип рада зупчастих преносника [3]

Коришћењем већег броја зупчастих парова и њиховом комбинацијом које дају степенасте преносне односе остварују се различити преносни односи код зупчастих преносника [3].

Зупчасти преносници снаге служе да механичку енергију пренесу са погонске на радну машину и да при томе обртне моменте и бројеве обртаја вратила погонске машине прилагоде обртним моментима и бројевима обртаја потребним радној машини. Парцијалне функције ове основне функције се остварују посредством зупчастих парова, вратила, кућишта, лежишта и других делова и склопова. Различитим комбинацијама извршилаца парцијалних функција добијају се различите концепције преносника. При формирању варијанти концепција комбинује се ограничени број парова, број варијанти концепција постаје веома велики.

Процес пројектовања зупчастих преносника се проводи кроз две операције. У првој се врши развој варијанти концепција, а у другој избор оптималне концепције и њених оптималних параметара.

Зупчасти преносници снаге се формирају комбиновањем најчешће цилиндричних зупчастих парова са спољашњим озубљењем. Конусни зупчасти парови се користе само када треба променити правац вратила, а пужни парови се, такође, примењују за посебне намене. Преносни односи појединих зупчастих парова су ограничени, па се морају користити вишестепени преносници.

Постоји више принципа комбиновања зупчастих парова у преносницима на основу којих се дефинише тип преносника. То су:

- преносници са фиксним положајем оса вратила,
- разгранати преносници,
- планетарни преносници са једним степеном слободе кретања,
- планетарни диференцијални преносници,
- преносници (мењачи) алатних машина,
- мењачки преносници моторних и других возила, са фиксним осама вратила,
- планетарни мењачки преносници и
- варијатори са електронском (компјутерском) контролом.

Сваки од наведених принципа одликује се погодностима за одређене услове експлоатације и уградње.

Систематизација зупчастих мењача

Зупчасти мењачи савремених возила деле се по различитим критеријумима од којих ћемо навести [1]:

Подела по кретању оса зупчаника:

- мењачи са непокретним осама зупчаника;
- мењачи са покретним осама зупчаника (планетарни преносници).

Подела по начину укључивања:

- синхронизовани мењачи;
- несинхронизовани мењачи.

Подела по броју степени преноса:

- четворостепени мењачи;
- петостепени мењачи;
- шестостепени мењачи;
- осмостепени мењачи;
- многостепени мењачи.

Подела по скоку преносних односа:

- мењачи са геометријским редом преносних односа;
- мењачи са динамичким редом преносних односа.

Подела по коришћењу подручних група:

- мењачи без група;
- мењачи са групама.

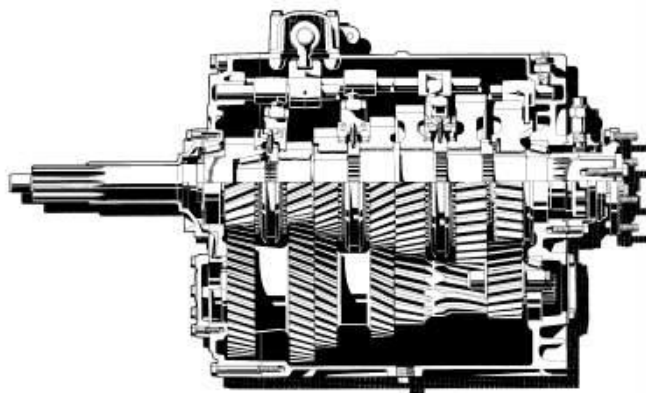
Подела по аутоматизацији укључивања:

- неаутоматизовани мењачи;
- полуаутоматизовани мењачи;
- аутоматизовани мењачи.

Подсистеми зупчастих мењача

Главни подсистеми зупчастог мењача за возило су:

- подсистем подмазивања уљем,
- подсистем за покретање спојних елемената,
- подсистем спојних елемената за везивање елемената преноса снаге (зупчате спојнице, уређаји за синхронизацију),
- подсистем за прихват реактивних сила и момената (улежиштење вратила са кућиштем мењача),
- подсистем за пренос снаге (зупчаници, вратила, улежиштење зупчаника и прирубнице).



Слика 35. Подсистеми зупчастог мењача [1]

Од осталих подсистема механичких делова мењача посебно важни су:

- систем укључивања
- кућиште мењача са поклопцима и заптивним системом.

Систем укључивања има задатак да прецизно пренесе радње возача или серво система, чији је циљ промена степена преноса на унутрашње елементе мењача. Да би овај задатак био добро обављен, овај систем, који се састоји од полуга и виљушки, мора бити крут, мора да даје поуздане информације о укључености степена преноса и да не изазива самоиспадање мењача из укљученог степена преноса.

Кућиште мењача са поклопцима и заптивним системом затвара радни простор зупчаника, вратила, лежајева и синхрона, обезбеђује стално присуство неопходног средства за подмазивање, одводи топлоту насталу због губитака у мењачу, преузима реактивне силе и моменте и преноси их на своје улежиштење. Кућишта мењача савремених возила у правилу су силуминска што је последица захтева за смањивање тежине мењача [1].

Заптивни материјали савремених мењача морају да буду отпорни на деградирајуће утицаје врло агресивних уља и у условима високих температура.

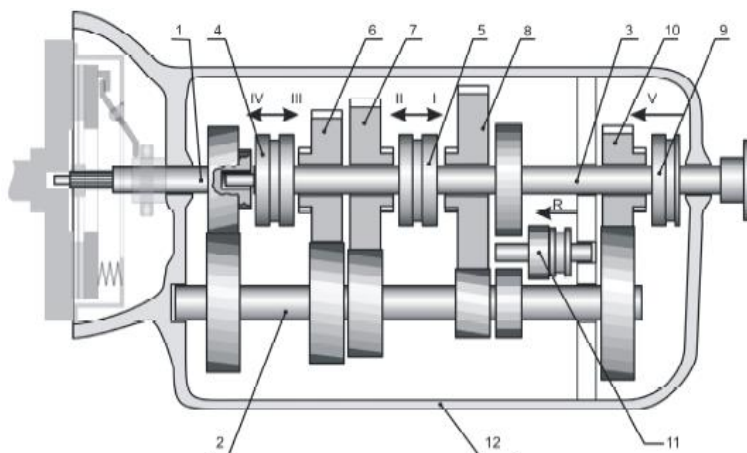
Спортски и престижни аутомобили све више примењују секвенцијалне мењаче у комбинацији са двоструком спојницом јер овај систем омогућава боља убрзања и краћа времена прекида тока снаге.

Аутоматизација мењача је код савремених мењача за привредна возила уобичајена да би се возач растеретио од манипулације мењачем. Овако се повећава сигурност вожње јер се возач мање умара а истовремено се побољшава ефикасност возила јер компјутер који контролише рад мотора, спојнице и мењача брже прилагођава рад ових компоненти оптималном режиму него што је то возач у стању [1].

4.1. Зупчасти мењач са непокретним осама вратила

Основне карактеристике ових трансмисија су: једноставност конструкције и експлоатације, велико искуство у њиховом пројектовању, производњи и експлоатацији, висока поузданост, дуг век трајања и висок степен корисности. Изводе се са два, три и више вратила у зависности од међусобног положаја мотора и погонске осовине на возилу. Промена преносног односа је степенаста, уз прекид тока снаге, када се промена обавља ручно, или са краткотрајним прекидом или без прекида, када се промена обавља аутоматски. Што је већи број степени преноса (већи број зупчастих парова) веће је приближење идеалној хиперболи вуче, па је и боље искоришћење расположивих погонских перформанси мотора. Међутим, тиме трансмисија постаје компликованија, скупља за производњу и одржавање и у принципу, мање поуздана у експлоатацији [3].

На слици 36 приказан је синхронизовани зупчасти мењач са основним елементима.



Слика 36. Синхронизовани зупчасти мењач (5 степени преноса напред + 1 назад):

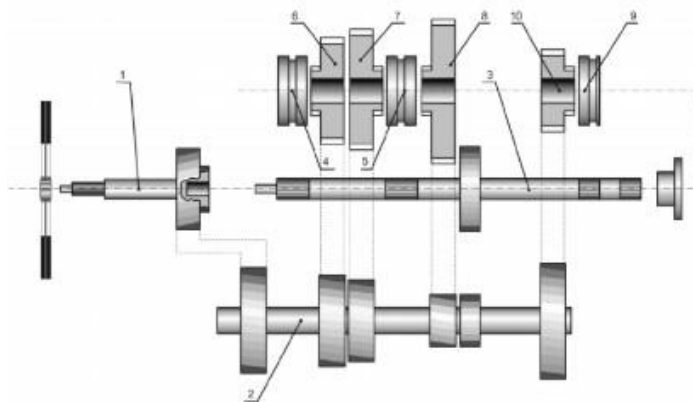
1 – спојничко (улазно) вратило са зупчаником, 2 – међувратило за зупчаницима, 3 – мењачко вратило – излазно, 4,5,9 - синхроне спојнице, 6,7,8,10 – зупчанице, 11 - зупчаник хода уназад, 12 - кућиште мењача [3]

Зупчанице за ход унапред 6, 7, 8 и 10 стално су узубљени са зупчаницама на међувратилу 2, али могу се слободно обртати око мењачког вратила 3, на клизним или игличастим лежајевима. Жељени степен преноса остварује се спајањем одређеног зупчаника са мењачким вратилом. При промени степена преноса (возило се креће) постоји разлика у брзини обртања мењачког вратила и зупчаника који нису спојени са њим, па се због тога спајање врши тзв. синхро-спојницама 4, 5 и 9.

Синхро-спојнице омогућавају постепено изједначавање брзина вратила и зупчаника пре коначног спајања. Код приказане конструкције мењача, директни степен преноса (IV, преносни однос 1:1) остварује се непосредним спајањем спојничког и мењачког вратила, такође путем синхро-спојнице. У V степену преноса преносни однос је мањи од 1 и мењач врши мултипликацију улазног броја обртаја. Механизам за избор степена преноса је такав да је увек могуће укључити највише један степен преноса [3].

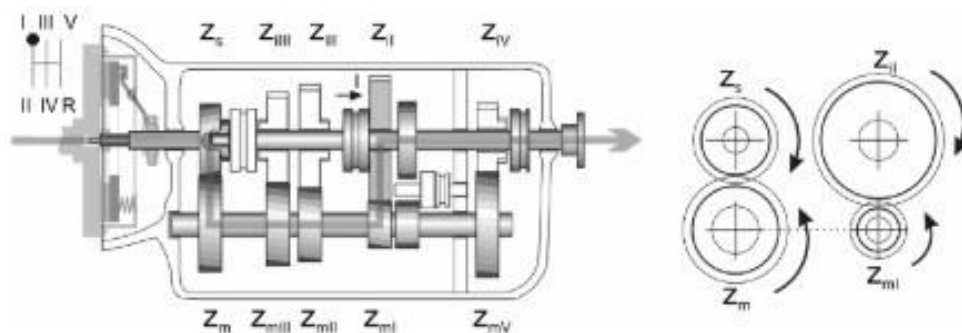
Ход уназад остварује се узубљивањем међузупчаника 11, чиме се мења смер обртања мењачког вратила.

На следећој слици приказан је растављени приказ основних покретних елемената 5-степеног синхронизованог зупчастог мењача (са претходне слике) код кога је међузупчаник за ход уназад изостављен.



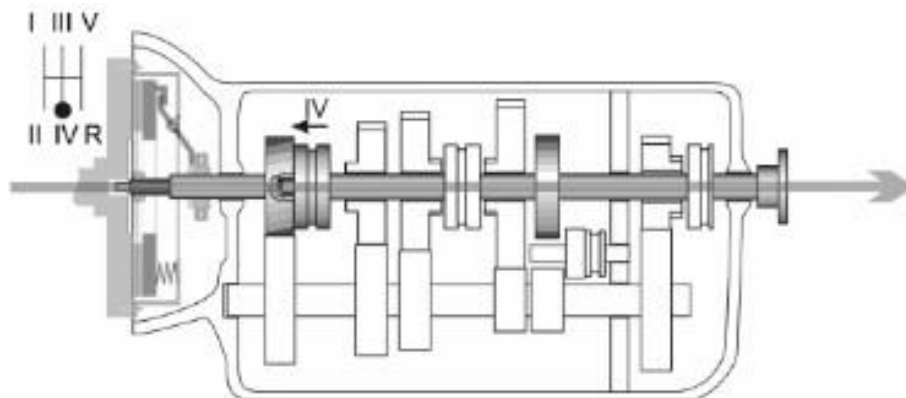
Слика 37. Растављени приказ основних покретних елемената 5- степеног синхронизованог зупчастог мењача [3]

Сликом 38 приказан је ток снаге у првом степену преноса код кога је преносни однос мењача једнак $i_m = \left(\frac{z_m}{z_s}\right) \left(\frac{z_{mI}}{z_{iI}}\right)$.



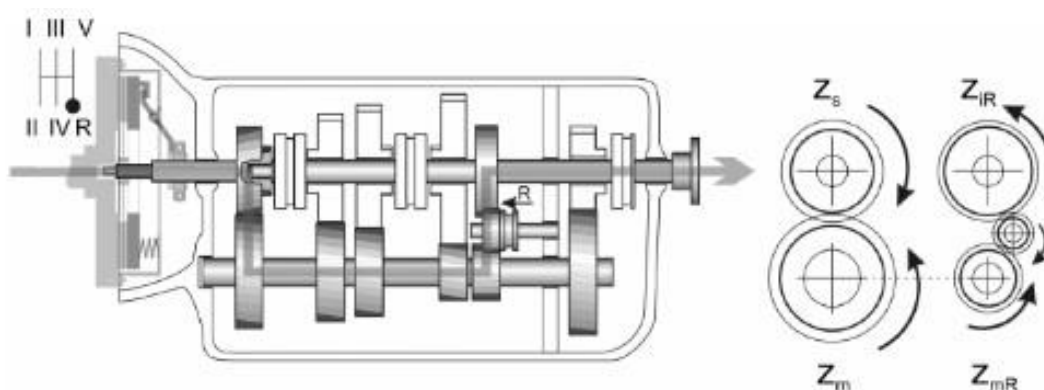
Слика 38. Ток снаге у првом степену преноса. z - број зуба зупчаника, s - зупчаник на спојничком вратилу, индекс m - зупчаник на међувратилу, индекс i - зупчаник на излазном вратилу, индекс I-V- степен преноса [3]

На слици 39 приказан је ток снаге у четвртном - директном степену преноса код кога је преносни однос мењача једнак $i_m = 1$.

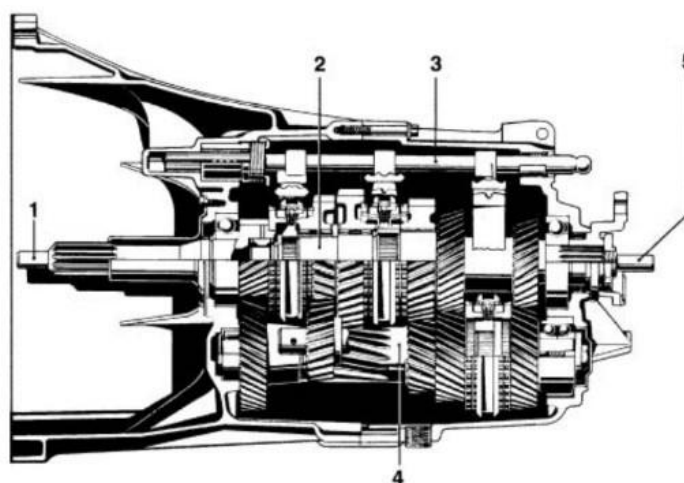


Слика 39. Ток снаге у четвртном, директном степену преноса [3]

На следећој слици приказан је ток снаге у ходу уназад. У овом случају преносни однос мењача је $i_m = \left(\frac{Z_m}{Z_s}\right) \left(\frac{Z_{mR}}{Z_{iR}}\right)$.

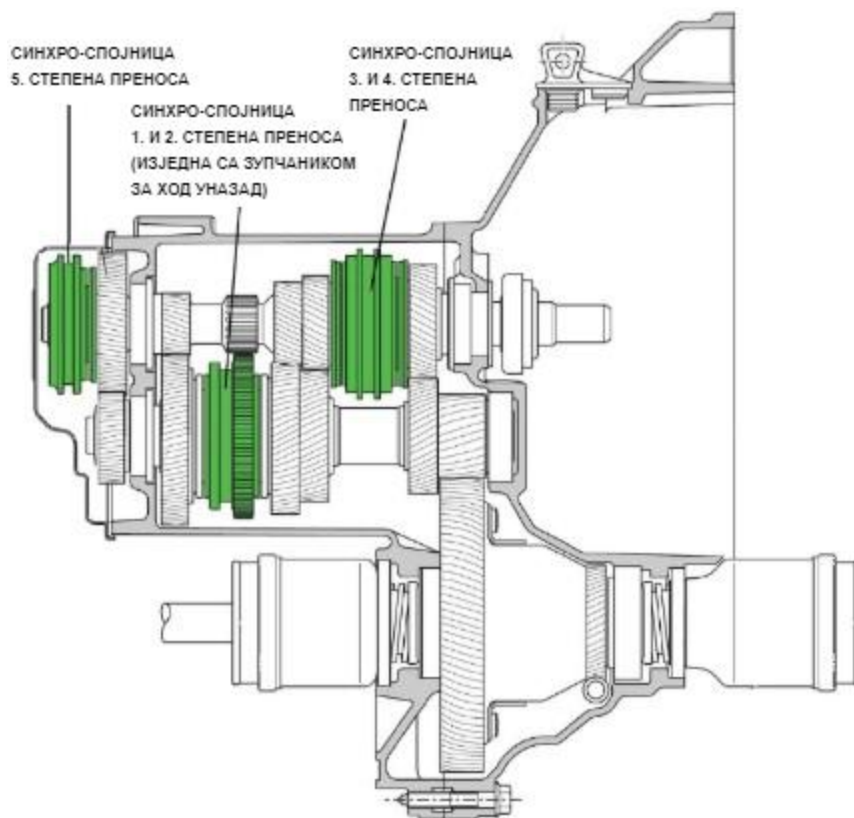


Слика 40. Ток снаге у ходу уназад [3]



Слика 41. Механички мењач путничког аутомобила са 5 степени преноса (ZF): 1- спојничко вратило, 2- мењачко вратило, 3- механизам за промену степена преноса, 4- међувратило, 5- прирубница зглобног вратила [3]

На слици је приказан мењач путничког аутомобила са попречно постављеним мотором и мењачем и погоном на предње точкове – VW Лиро (5 степени преноса напред + 1 назад). У истом кућишту са мењачем је и главни редуктор.



Слика 42. Мењач путничког аутомобила са попречно постављеним мотором и мењачем и погоном на предње точкове – VW Lupo [3]

Преносна функција зупчастог мењача са непокретним осама вратила

Ова врста мењача као преносни елемент понаша се пропорционално и то нултог реда јер је једначина која описује прелазни процес облика:

$$y(t) = K_j x(t)$$

где је:

- $x(t)$ улазни сигнал,
- $y(t)$ излазни сигнал,
- K_j константа пропорционалности.

$K_{jM} = i_j$ када се разматра пренос обртног момента, а $K_{j\omega} = \frac{1}{i_j}$ када се посматра пренос угаоне брзине. У изразу за K са i_j су означени преносни односи у појединим степенима преноса.

Према томе, преносна функција зупчастог мењача при укљученом степену преноса и ручном командовању је облика:

$$W(s) = K_j$$

Понашање мењача за време процеса промене степена преноса када се она обавља без прекида тока снаге захтева посебну анализу.

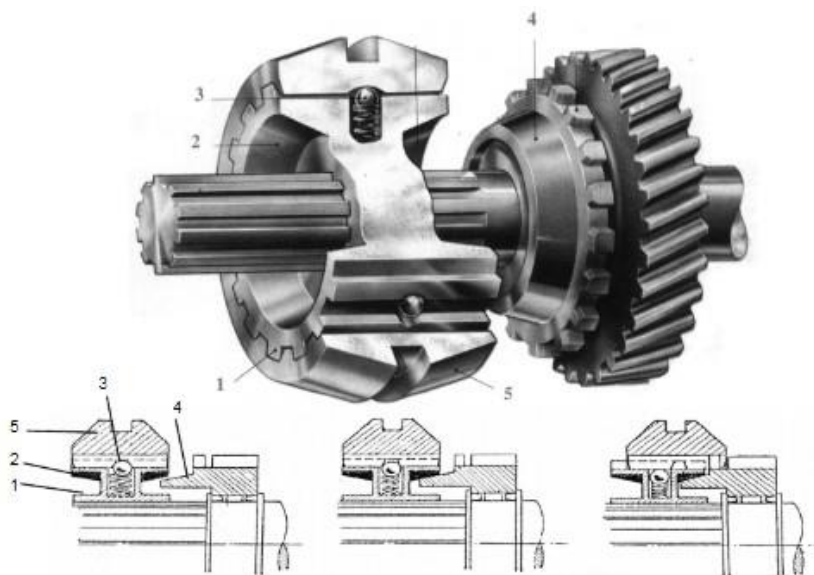
4.1.1. Синхро - спојница зупчастог мењача

У савременим конструкцијама мењача који се уграђују у аутомобиле и аутобусе најчешће се примењују решења са непомерљивим зупчаницама код којих се укључивање степена преноса врши помоћу тзв. синхро-спојница. Осим синхро-спојница примењују се и решења са специјалним типом канцастих спојница [4].

Синхро-спојница служи за безбедно спајање зупчаника са вратилом или за спајање два вратила при укључењу појединих степена преноса. Синхро-спојница има конусни прстен који се увек обрће угаоном брзином излазног вратила. Услед трења између ове конусне површине и конусне површине на зупчанику долази до изједначавања угаоних брзина и даљим померањем полуге мењача до потпуног спајања. Код различитих конструкција, елементи помоћу којих се постиже овај ефекат синхронизације и коначног спајања могу да се разликују али принцип је исти.

Подела синхронизатора:

- прост конусни синхронизатор,
- инерциони конусни синхронизатор,
- Поршеов синхронизатор,
- синхронизатор са више површина трења.



Слика 43. Основни елементи и принципи рада синхро-спојнице: 1- тело (носач) синхро-спојнице, 2- унутрашња конусна површ фрикционе спојнице, 3- брава синхрона (куглица са опругом), 4- зупчаник са спољашњим конусом фрикционе спојнице, 5- прстен синхро-спојнице [4]

Зупчаник 4 може се слободно обртати на мењачком вратилу, а на свом крају према синхро-спојници има зупчасту спојницу и коничну површину. Синхро-спојница је везана за вратило ожлебљеним спојем и може се аксијално померати. Тело синхро-спојнице 1 такође има одговарајућу коничну површину 2 и по ободу озубљење које одговара зупчастој спојници на зупчанику. Прстен за укључивање синхро-спојнице 5 по обиму има жлеб за командну виљушку, помоћу које се у тренутку промене степена преноса помера ка зупчанику. У средњем положају је фиксиран бравом синхрона 3.

Када се синхро-спојница помери ка зупчанику, прво дође до контакта конусних површина зупчаника и унутрашњег прстена синхро-спојнице. Услед трења на коничним површинама долази до изједначавања брзина обртања зупчаника и синхро-спојнице. Даљим дејством на спољашњи прстен 5 савладава се сила у опрузи браве 3 и прстен се узубљује са зупчастом спојницом зупчаника. На тај начин остварена је веза зупчаника са мењачким вратилом [4].

Конусна синхро - спојница двоструког дејства са конусним фиксаторима

Израз за момент импулса синхронизације је:

$$M_c \cdot dt = \mu \cdot F_N \cdot r_{sr} \cdot dt = \mu \frac{F_c \cdot R_c}{\sin \gamma} dt$$

Аксијална сила F_c потребна за укључивање синхрона:

$$F_c = \frac{F_e \cdot z}{\tan \alpha}$$

Сила F_e (одређују се преко карактеристике опруге и њене деформације):

$$F_e = c_f \cdot (\Delta_0 + \Delta) = c_f \cdot \left(\Delta_0 + \frac{x}{\tan \alpha} \right)$$

где је:

γ — угао фриксионе површине на синхрону,

F_c — аксијална сила,

F_e — вертикална сила (сила у опрузи),

z — број фиксатора,

α — половина угла конуса фиксатора,

c_f — крутост опруге фиксатора,

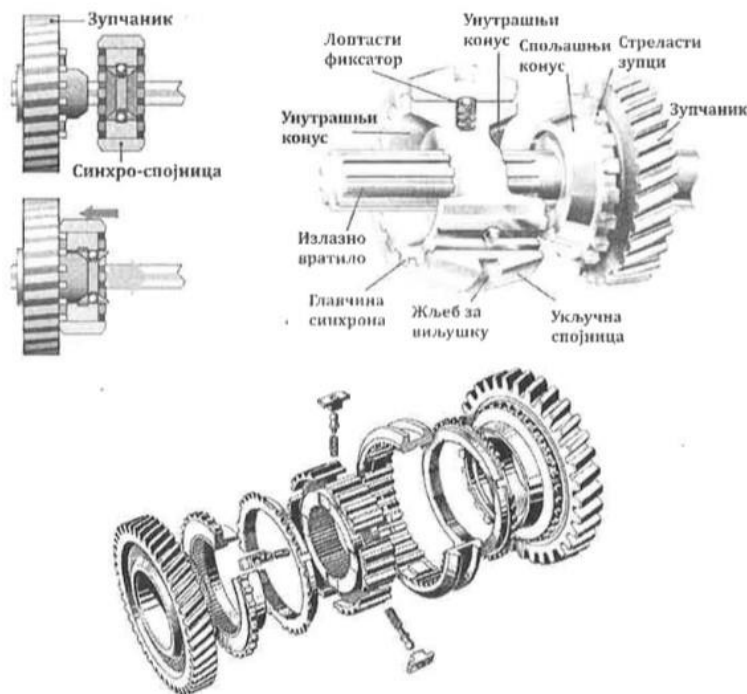
Δ_0 — почетна деформација опруге.

Растојање које пређе зупчаста појница у процесу синхронизације:

$$x_c = H \cdot \tan \alpha$$

Конусна синхро - спојница двоструког дејства са лоптастим фиксаторима

На слици 44 приказана је конструкција синхро-спојнице двоструког дејства која опслужује два степена преноса. Клизни синхронизациони елемент у вези је преко ожљебљења са излазним вратилом, а може по њему аксијално да се помера [4]. Са обе стране овог елемента налазе се синхронизациони прстенови са унутрашњом конусном површином и спољашњим сегментним озубљењем.



Слика 44. Конусна синхро-спојница двоструког дејства са лоптастим фиксаторима [4]

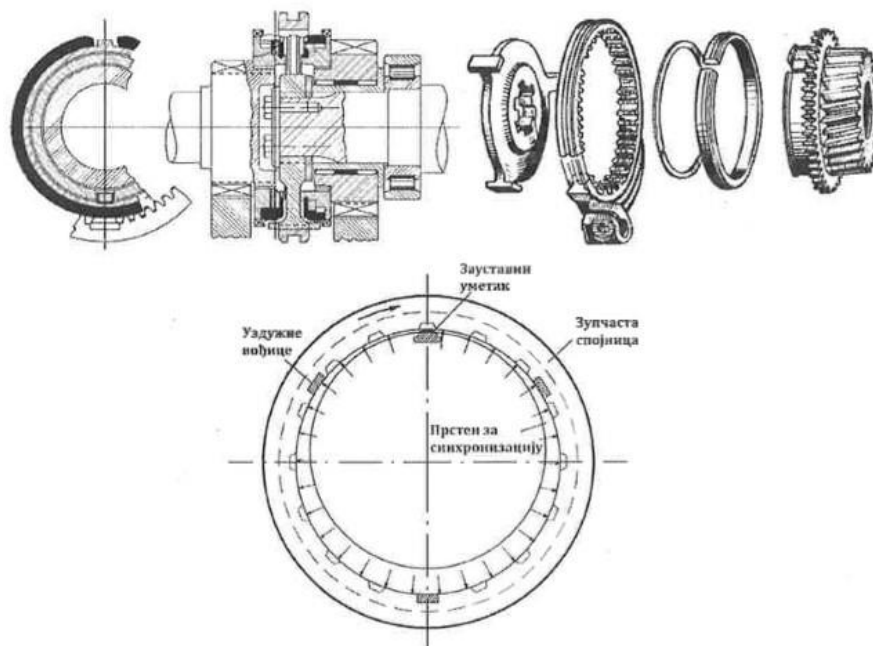
Ови сегменти - зупци улазе у одговарајуће сегменте - отворе који се налазе на чеоним странама носача синхро-спојнице, тако да се обрћу истом угаоном брзином. Спољна површина синхронизационог елемента је ожљебљена и налази се у споју са унутрашњим ожљебљењем спољњег прстена, који се назива укључена спојница. За спречавање спонтаног аксијалног померања укључне спојнице у односу на синхронизациони елемент по жљебовима, служе лоптасти фиксатори.

Момент импулса трења у било ком тренутку времена се може представити једначином:

$$M_c \cdot dt = \mu \frac{F_c}{\sin \gamma} R_c \cdot dt$$

F_c — тренутна вредност аксијалне силе на фрикционим површинама,

R_c — полупречник на коме делује F_c .

Поршеова синхро - спојница**Слика 45.** Поршеова синхро-спојница [4]

Прстен за синхронизацију, слика 45, је расечен и својом чеоном страном се наслања на заушавни уметак на главчини зупчаника чији се степен преноса укључује.

Уздужне вођице се налазе на главчини синхрона преко чијег ожљебљења је спојница везана за мењачко вратило. Ове вођице не дозвољавају релативно окретање спојнице у односу на главчину и вратило.

Унутрашњи пречник зупчасте спојнице за укључивање је нешто мањи од спољашњег пречника опружног прстена за синхронизацију, па се синхронизација броја обртаја врши под утицајем сила трења које се јављају између спољашње површине прстена који се деформише и површине на унутрашњим зубима зупчасте спојнице. На рачун насталих сила трења при укључивању, зупчаста спојница при обртању повлачи и прстен и релативно га заокреће у односу на главчину зупчаника чији степен преноса се укључује.

То доводи до ослањања чеоне стране прстена на заушавни уметак и као резултат се јавља притисак прстена на унутрашње зубе зупчасте спојнице, што изазива повећање сила трења и интензитета процеса синхронизације (серводејство) [4].

4.2. Зупчасти мењач са покретним осама вратила (планетарни преносници)

Поред класичних мењача са зупчаницама, данас се често примењују мењачи са планетарним преносом или епициклични мењачи, обично у комбинацији са хидродинамичком спојницом или хидродинамичким трансформатором (хидродинамичким мењачем). Планетарни мењачи се обично изводе са две до четири брзине и разликују се од непланетарних по компактности, односно мањим габаритима и маси за исту снагу коју преносе [3].

Планетарни преносници имају широку примену у пољопривредној техници, посебно на тракторима и другим возилима, због низа предности у односу на преноснике са непокретним осама (класично спрегнуте преноснике). Предности планетарних преносника у односу на преноснике са непокретним геометријским осама су: равномернија расподела оптерећења по зупцима, могућност преношења већег обртног момента, могућност већег преносног односа за исти број зупчаника, један те исти планетарни преносник може бити редуктор, мултипликатор или класично спрегнути преносник (када се носач сателита укочи престаје да буде планетарни преносник), мање габаритне димензије, компактнија конструкција итд. Основна предност планетарних преносника је у томе што омогућавају већи степен спрезања (више зубаца у спрези) јер могу имати већи број сателита, два, три и више, а да се у кинематичком смислу ништа не мења. Већи степен спрезања омогућава равномернију расподелу оптерећења и могућност преношења већих обртних момената. Недостаци епицикличних мењача су сложена и скупа израда.

Прелазак са непланетарних преносника на планетарне довело је до знатног смањења модула зупца зупчаника. Тако, на пример, за исто оптерећење модул зупца зупчаника планетарног преносника примењеног на брзоходном гусеничном возилу креће се од 3 до 5 mm, док у случају непланетарног преносника он износи 7 до 10 mm. Такође, функција и поузданост планетарног преносника у експлоатацији у основи зависи од његове кинематске шеме. Проблеми који се намећу при формирању или избору кинематске шеме везани су за остваривање високе вредности степена корисности ($\eta = 0,92 - 0,98$), обезбеђење потребних вредности преносних односа уз минималан број планетарних редова и фрикционих склопова, остваривање дозвољених вредности блокирајућих и кочионих момената, као и обимних и угаоних брзина елемената и обезбеђење једноставности конструкције [5].

Планетарни преносници се, у великој мери, примењују у трансмисијама брзоходних гусеничних возила у склоповима као што су мењачи, диференцијали и бочни преносници.

Под планетарним преносником подразумева се онај преносник који поседује бар један зупчаник чија оса ротира око централне осе преносника. Зупчанице чије осе ротирају око централне осе називају се сателити и остварују двоструко кретање - ротацију око сопствене осе и истовремено заједно са својом осом ротирају око централне осе преносника. Осовинице сателита учвршћене су у носачу сателита.

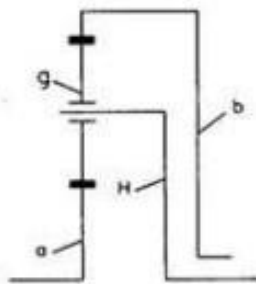
Зупчаници чије се осе поклапају са централном осом планетарног преносника називају се централни зупчаници [5], а могу бити цилиндрични или конусни са унутрашњим или спољашњим озубљењем. За централни зупчаник са унутрашњим озубљењем често се користи назив епицикл, а централни зупчаник са спољним озубљењем назива се и сунчани зупчаник.

Елементи планетарног преносника чије су осе непокретне у простору називају се основним елементима.

Најједноставнији планетарни преносник са два степена слободе састоји се од три основна елемента и то: централног зупчаника са спољним озубљењем (централни зупчаник), централног зупчаника са унутрашњим озубљењем (епицикл) и носача сателита. Овакав преносник често се у литератури среће под називом трочлани планетарни ред или само планетарни ред или једноредни планетарни преносник [5].

Класификација планетарних преносника врши се на основу неколико критеријума, и то:

- Према начину преноса снаге:
 - Зупчасти планетарни преносници,
 - Фрикциони планетарни преносници;
- Према врсти зупчаника:
 - Планетарни преносници са цилиндричним зупчаницима са правим зупцима,
 - Планетарни преносници са коничним зупчаницима;
- Према сложености, односно броју планетарних редова:
 - Једноредни планетарни преносници,
 - Вишередни планетарни преносници;
- Према броју степени слободе:
 - Планетарни преносници са једним степеном слободе,
 - Планетарни преносници са више степени слободе;
- Према броју зупчастих венаца сателита:
 - Планетарни преносници са сателитом од једног венца,
 - Планетарни преносници са сателитом од два венца.



Слика 46. Једноредни планетарни преносник [4]

Под појмом степена слободе планетарног преносника подразумева се број веза које треба остварити за дати преносник ради постизања одређеног кинематског стања. Карактер веза и начин њиховог остваривања зависи од кинематске шеме преносника и употребљених елемената управљања (најчешће фрикционих склопова). Најширу примену нашли су планетарни преносници са два, три и четири степена слободе.

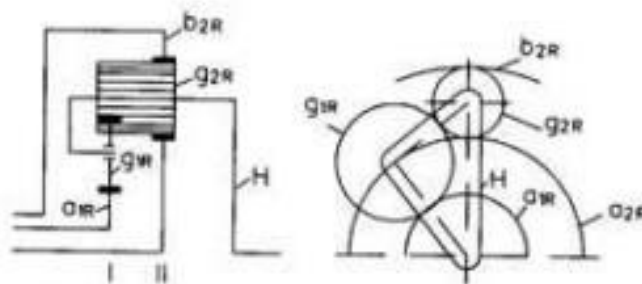
Означавањем елемената планетарних преносника повећава се погодност анализе структуре преносника. Елементи планетарног преносника обележавају се бројчаним и словним ознакама. Према томе, за једноредни планетарни преносник (слика 46) уведене су следеће ознаке:

- централни зупчаник (а),
- сателит (g),
- носач сателита (Н),
- епицикл (е).

Уколико се ради о сателиту са два зупчаста венца, први венац се означава са g, а други венац са g'.

Код сложеног планетарног преносника (састоји се од два и више планетарних редова) сваки планетарни ред обележава се римским бројем, а ознаке елемената планетарног реда добијају индекс који одговара припадајућим римском броју [4].

Посебна врста планетарног преносника представља преносник типа RAVIGNEAUX који је изведен тако да се састоји од два планетарна реда, при чему је један од њих непотпун. На слици 47 приказан је планетарни преносник типа RAVIGNEAUX.



Слика 47. Планетарни преносник типа RAVIGNEAUX [5]

Ова два планетарна реда повезана су тако да је носач сателита (Н) заједнички за оба реда, док се сателити налазе у захвату. Преносник типа RAVIGNEAUX се ретко примењује као самостални преносник снаге у улози мењача, већ је његова примена много чешћа у комбинацији са једним или два планетарна реда [5].

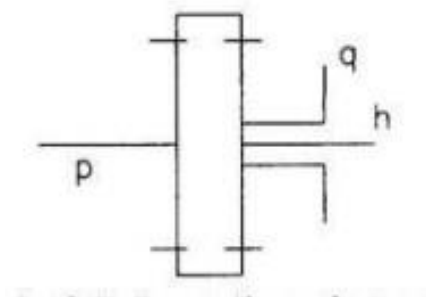
Најчешће означавање планетарних редова преносника типа RAVIGNEAUX обавља се тако да је ознака потпуног планетарног реда увек за један већа од ознаке непотпуног планетарног реда, а индекси ознаке елемента (изузев носача сателита чија ознака Н не садржи индекс) поред броја садрже слово R (слика 47).

Кинематика планетарних преносника

За одређивање преносних односа и броја обртаја свих елемената планетарних преносника познате су четири основне методе:

- Аналитичка (најраспрострањенија);
- Енергетска;
- Графичка;
- Векторка.

Аналитичка метода назива се и методом редукованог механизма или методом релативних угаоних брзина. По њој се изводи основна једначина кинематике, на тај начин што се полази од тога да се целокупном диференцијалном планетарном преноснику саопштава угаона брзина, која је по вредности једнака угаоној брзини носача сателита h (слика 48), али супротног смера. Након тога носач сателита се зауставља, што условљава да диференцијални преносник прелази у зупчасти преносник са непокретним осама и назива се редуковани преносник [5]. Елеменат p редукованог преносника има угаону брзину $\omega_p - \omega_h$. Добијена разлика угаоних брзина представља угаону брзину елеменат p у односу на носач h , па се понекад ова метода назива методом релативних угаоних брзина. Елеменат q у редукованом преноснику има угаону брзину: $\omega_q - \omega_h$. На слици 48 приказана је општа шема трочланог планетарног преносника.



Слика 48. Општа шема трочланог планетарног преносника [5]

Веза између угаоних брзина трочланог диференцијалног планетарног преносника дата је следећим општим изразом:

$$\frac{\omega_p - \omega_h}{\omega_q - \omega_h} = \pm k_{pq} \quad (1)$$

где је:

$\pm k_{pq}$ - унутрашњи (основни) преносни однос преносника при непокретном носачу сателита h , а представља однос релативних угаоних брзина елемената p и q у односу на носач h .

Предзнак унутрашњег преносног односа планетарног преносника у изразу (1) је негативан ако погонски и гоњени члан планетарног преносника ротирају у супротном смеру при заустављеном носачу сателита. У супротном случају предзнак је позитиван.

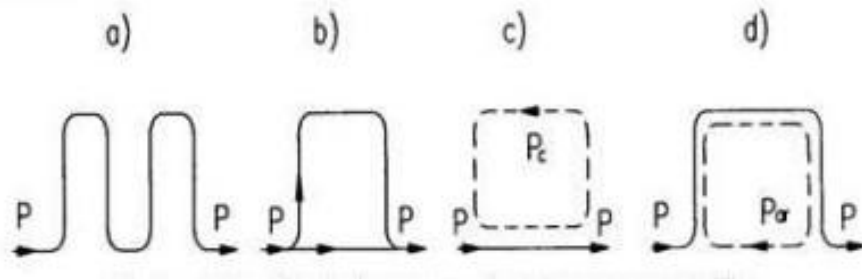
Овај преносни однос у теорији планетарних преносника је веома значајан, јер омогућава знатно поједностављење свих аналитичких израза и служи као конструкциони параметар при одређивању релативних односа параметара елемената самог планетарног преносника.

Блокирање планетарних преносника и појава циркулирајуће снаге

Из кинематике планетарних преносника познато је да уколико два основна елемента једног планетарног реда имају исту угаону брзину, онда се сва три елемента тог реда обрћу као једна целина. Такав планетарни ред обавља преносно кретање (релативно кретање не постоји), и он се назива блокираним планетарним редом. Аналогно томе, под блокираним преносником подразумева се онај код којег је успостављена таква веза између основних елемената да се обавља само преносно кретање, и при томе остварује преносни однос једнак јединици. Блокирање преносника реализује се, углавном, остваривањем везе између два основна елемента помоћу фриктионе спојнице. Код блокираног преносника обртни моменти на погонском и гоњеном вратилу су једнаки (хидраулички губици и губици у лежајевима су занемарени), а оптерећење елемената преносника зависи од остварене везе између елемената.

У зависности од тога који је основни елеменат улазни, излазни и блокиран, код једноредног планетарног преносника може се остварити шест различитих начина преноса снаге. За сваку варијанту постоје три могућности блокирања преносника, што значи да је могуће остварити укупно 18 блокираних кинематских стања.

Пренос снаге од погонског до гоњеног вратила планетарног преносника, може се остварити једним током (слика 49а), гранањем снаге (слика 49б) и са појавом циркулирајуће снаге (слика 49с и 49д). Који ће се од ових токова реализовати зависи од остварене унутрашње везе између елемената, односно усвојене кинематске шеме и вредности унутрашњих преносних односа преносника.



Слика 49. Могући токови снаге у планетарном преноснику [5]

Циркулирајућа снага у планетарним преносницима јавља се најчешће у затвореној контури и не преноси се на излазно вратило. Ова снага назива се и паразитска, а за њу је карактеристично да се не може претворити у користан рад, изазива додатно оптерећење елемената у спреси, смањује степен корисности преносника, а по својој вредности може да буде већа од улазне снаге у преносник.

За разлику од једноредних планетарних преносника, код којих се циркулирајућа снага, односно момент, могу појавити само у случају када је преносник блокиран, код

сложених планетарних преносника циркулирајућа снага може се јавити и без блокирања, као последица усвојене кинематске шеме и вредности унутрашњих преносних односа преносника. Код ових преносника, који се састоје од два или више планетарних редова повезаних у кинематску и конструкциону целину, одређивање токова и вредности циркулирајуће снаге знатно је сложеније.

Методологија формирања оптималног решења кинематске шеме сложеног планетарног преносника

Једна од најважнијих карактеристика планетарних преносника јесте степен корисности. Његова вредност, непосредно или посредно, зависи од низа параметара, као што су: број и вредност преносних односа, модул и број зубаца зупчаника, оптерећење, угаона брзина, температура уља, квалитет обраде зупчаника, број степени слободе, врста мазива и начин подмазивања [5]. Поред тога, сложеност кинематске шеме (број фриксионих склопова, начин остваривања међусобних веза основних елемената, број вратила смештених једно у друго и структура) такође утиче на вредност губитка који настају у преноснику.

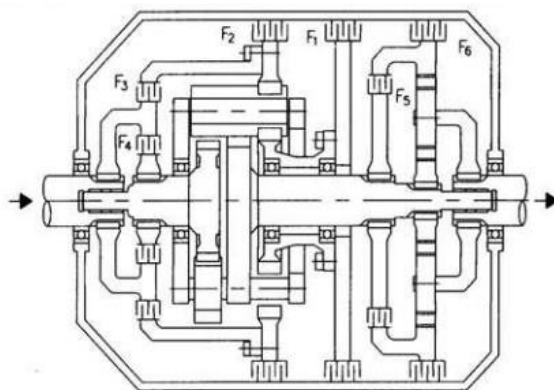
Да би се дошло до оптималног решења кинематске шеме треба дефинисати и одредити нумеричке вредности наведених параметара и извршити низ других корака у вези са избором структуре кинематске шеме, компоновањем могућих решења и њиховом анализом у погледу вредности степена корисности и неких конструкцијских параметара, као и избор оптималног решења [5]. Поступак који обухвата наведене кораке дефинисан је као методологија формирања оптималне кинематске шеме.

Основне фазе ове методологије су:

- I. Дефинисање и избор вредности полазних параметара;
- II. Одређивање дијапазона броја зубаца зупчаника и унутрашњих кинематских односа;
- III. Компоновање кинематских шема;
- IV. Одређивање коначних вредности преносних односа и броја зубаца;
- V. Избор кинематске шеме по дефинисаним критеријумима.

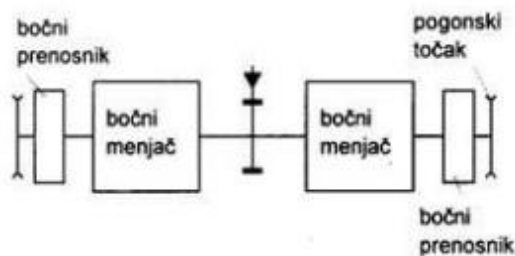
Извршена је примена наведене методологије ради добијања оптималног решења кинематске шеме планетарног мењача, који се састоји од преносника типа RAVIGNEAUX редно повезаног са једноредним планетарним преносником [5].

Остварено решење је преносник чија је основна конструкција приказана на слици 50.



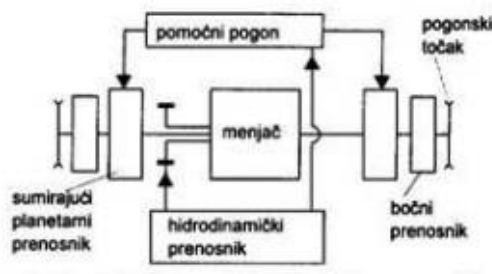
Слика 50. Основно конструкцијско решење планетарног мењача [5]

Једна од основних карактеристика овог конструкцијског решења јесте поседовање једног излаза (излазним вратилом снага се одводи на једну страну) [4]. На тај начин преносник поседује могућност да се примени у механичким трансмисијама брзоходних гусеничних возила тако што ће се користити два оваква преносника, који се обично називају бочни мењачима приказана на слици 51.



Слика 51. Блок шема трансмисије са бочним мењачима [5]

Постоји могућност да се добијено оптимално решење сложеног планетарног преносника конструкцијски изведе тако да садржи два излаза (излазно вратило одводи снага на обе стране преносника) [5]. У овом случају конструкцијско извођење мењача постаје сложеније, али се може користити у хидромеханичким трансмисијама гусеничних возила. Блок - шема система за пренос снаге са овом врстом трансмисије приказана је на слици 52.



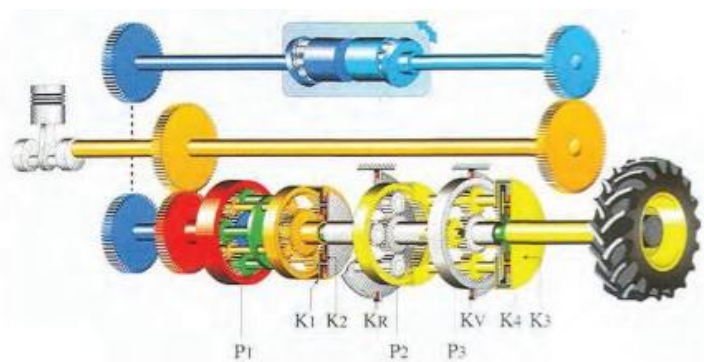
Слика 52. Блок шема хидромеханичке трансмисије [5]

Планетарни преносник, који се налази у систему за пренос снаге у улози бочног мењача преноси део погонске снаге за разлику од мењача примењеног у хидромеханичкој трансмисији (слика 52), код којег се врши пренос целокупне погонске снаге [5]. Ако се, под условом да су им кинематске шеме, конструкцијски параметри и возила у којима се уграђују исти, ова два планетарна преносника упореде у погледу степена корисности у озубљењу, може се закључити да ће се веће вредности степена корисности остваривати у мењачу примењеном у хидромеханичкој трансмисији, због тога што су његови елементи оптерећенији од елемената бочног мењача.

5. УСАГЛАШАВАЊЕ КАРАКТЕРИСТИКА ХИДРОСТАТИЧКИХ МЕЊАЧА СА КАРАКТЕРИСТИКОМ ПОГОНСКОГ АГРЕГАТА МОТОРНИХ ВОЗИЛА

Предности хидростатичке трансмисије у односу на остале трансмисије су: елиминисано је мењање брзина што операције на путу чини много лакшим [6]. Трактор са континуално променљивом трансмисијом може мекше и осетљивије да одговори на промене оптерећења, него било који упоредиви трактор са механичком трансмисијом. Практични успех се у великој мери односи на два следећа параметра:

- прво, све компоненте у погонској линији од мотора до точкова савршено су уклопљене;
- друго, електронска контрола рада мотора и мењачки контролни систем су повезани „оврдрајв“ (overdrive) системом, који при великим транспортним брзинама смањује број обртаја мотора, у области константне снаге мотора, а тиме се смањује потрошња горива и повећава степен искоришћења трансмисије. Код послова који траже чешће мењање брзина, као што су послови са пуно операција, континуално променљива трансмисија, у односу на друге трансмисије, може да представља много бољи избор. Хидростатичке трансмисије се уграђују у тракторе, а уграђују их произвођачи Штајер, Кејс, Џон Дир, Дојц.



Слика 53. Шема рада хидростатичке трансмисије S-Matic, Anonim Profi (2001) [6]

Недостатак хидростатичке трансмисије у односу на остале трансмисије је њена висока цена. Исто тако, сама уградња континуалне трансмисије није циљ за себе, него и остале компоненте (пре свега мотор) на трактору морају да одговарају оваквом режиму рада, који је аутоматски и флексибилан. Такође, захтева се посебно руковање и одржавање, као и специјално обучени и квалификовани мајстори за то. Ако трансмисија трактора ради у највишем рангу брзине, ефикасност хидростатичког елемента система значајно опада [6]. Зато је важно тежити ка томе да се ради у средњем или нижем рангу брзине, да би се редуковали губици снаге. Што је мањи удео рада хидростатичког мотора (све до нивоа где он престаје да ради и снага се преноси механички), мањи ће бити губици снаге у мање ефикасној хидростатичкој секцији.

6. АНАЛИЗА ЕКСПЛОАТАЦИОНО ТЕХНИЧКИХ КАРАКТЕРИСТИКА МОТОРНИХ ВОЗИЛА СА УГРАЂЕНИМ ЗУПЧАСТИМ МЕЊАЧЕМ

6.1. Анализа експлоатационо техничких карактеристика трактора са аспекта побољшања вучно-динамичких карактеристика

У првим фазама развоја тракторских трансмисија снага од мотора се преносила преко степенастог мењача и главног преносника до погонских точкова. У даљим деценијама развоја трансмисионих система, све већа пажња се посвећивала развоју мењачких преносника, пре свега у повећању броја степена преноса. На тај начин све више се прилазило оптималном решењу, односно приближавало идеалној хиперболи вуче [7].

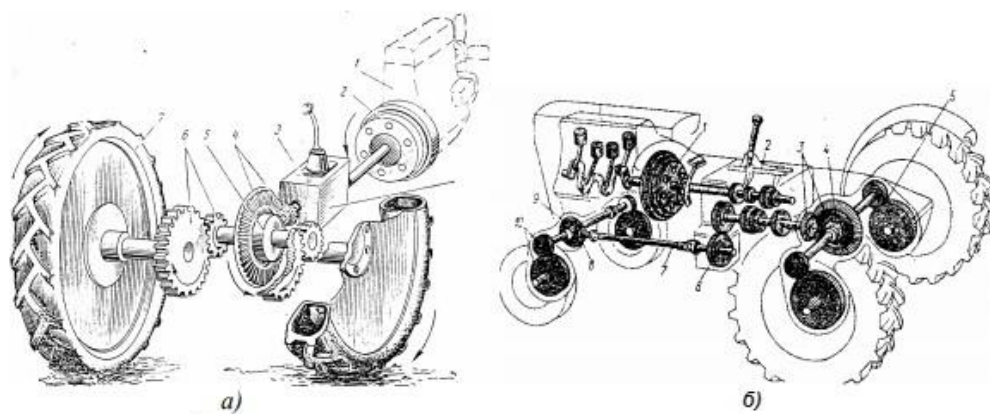
У данашњем тренду развоја трансмисија трактора све већу примену имају ткз. аутоматске трансмисије које обезбеђују континуални пренос снаге у зависности од услова експлоатације. Трактори опремљени са таквим типовима трансмисија имају знатно већи степен искоришћења снаге, односно повољнију потенцијалну вучну карактеристику.

Са аспекта развоја трансмисије, у примени су били степенести мењачи са 2-3 степена преноса за кретање унапред и један за кретање у назад, са углавном крутом везом и већ применом диференцијалног и главног преносника који су имали извесну примену код првих трансмисија 20-ак година раније. Употреба бочних редуктора код трактора нашла је примену у каснијим фазама развоја трансмисије.

На слици 54а. дат је илустративни приказ трактора из 1950 год. код којих је карактеристичан почетни развој трансмисије са померљивим зупчаницима, а у нешто каснијем периоду и увођење погона на предњи мост као и бочних редуктора на оба погонска моста. Такав један развојни пут и изглед трансмисије средином прошлог века приказан је на слици 55. На слици 54б приказан је један тип трактора са краја прошлог и почетком овог века са савременим дизајном и трансмисијом са континуалним преносом снаге, а која је у кратким цртама приказана у овом раду [7].



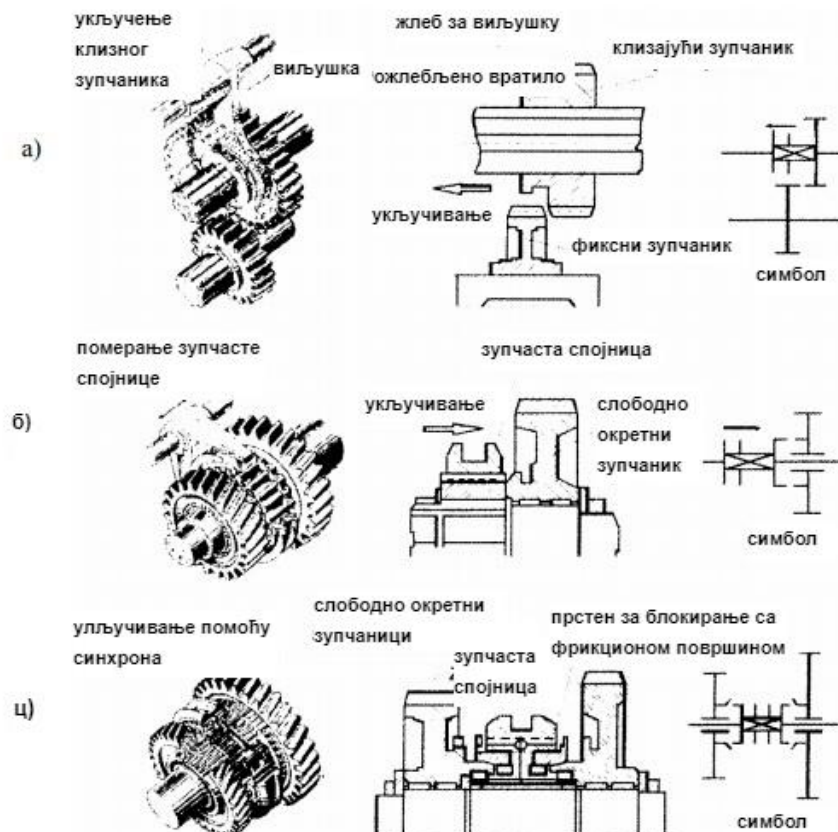
Слика 54. Илустровани приказ почетка развоја пољопривредних трактора [7]



Слика 55. Шематски приказ трансмисије у фази примене бочних редуктора и погона на оба погонска моста [7]

Основни принцип трансмисије приказане на слици 55, углавном се базирао на примени клизних зупчаника, да би у каснијим фазама достигао ниво развоја и примене зупчастих спојница. Посебно је интересантна прва примена бочних редуктора (слика 55а) и каснија фаза (слика 55б), чији се принцип примене са извесним побољшањима код неких произвођача, пре свега домаћих, задржао и до данас.

Рад мењачких преносника остварује се активирањем различитих парова зупчаника. На првим таквим преносницима било је потребно да се бројеви обртаја зупчаника који се узубљују међусобно уједначе (слика 56а). То се остваривало додавањем међугаса или постепеним попуштањем спојнице. Даљи корак у развоју мењачких преносника је када су зупчаници стално спрегнути, а пренос снаге на вратило се остваривало укључивањем зупчaste спојнице (слика 56б).



Слика 56. Приказ уређаја са механичком променом степена преноса [7]

Преносници са синхронима су омогућили да ову операцију уместо руковаоца, преузимају конични уметци који уједначавају број обртаја зупчаника у спрези. Такви преносници омогућавају лакше руковање и промену степена преноса када је трактор у кретању (слика 56ц). Шематски приказ све три могућности механичке промене степена преноса приказан је на слици 56.

6.2. Степен корисности планетарних преносника трактора

Планетарни преносници имају велику примену у трансмисији трактора због низа предности над класично спрегнутим преносницима. Међутим, њихов степен корисности може бити веома мали. Проблем одређивања степена корисности планетарних преносника је присутан јер аналитичке методе не могу да обухвате све факторе који на њега утичу, док су експерименталне споре и скупе [8].

Трансмисије савремених трактора треба да омогуће промену степена преноса без прекида тока снаге, што се може постићи с планетарним преносницима снаге.

Савремене конструкције трансмисија треба да су компактније и да однос запремине преносника и снаге која се преноси треба да буде мањи од $0,2 \text{ dm}^3/\text{kW}$, што се постиже планетарним преносницима. Наведене карактеристике и предности планетарних преносника омогућавају, да избор степена преноса у трансмисијама радних машина

(трактора) буде аутоматски, без прекида тока снаге са великим бројем различитих степена преноса (различитих брзина кретања трактора).

Пре анализе степена корисности планетарних преносника треба одредити угаоне брзине чланова и преносни однос. За одређивање обимних и угаоних брзина чланова планетарних преносника и преносног односа између њих, користе се различите методе. Најчешће се користи аналитичка метода угаоних брзина која се базира на изразу:

$$i_{u,i}^n = \frac{\omega_u - \omega_n}{\omega_i - \omega_n} \text{ или } \frac{\omega_u^n}{\omega_i^n} = \frac{\omega_u - \omega_n}{\omega_i - \omega_n}$$

где је:

$i_{u,i}^n$ - преносни однос од улазног до излазног зупчаника релативно према носачу сателита,

ω_u - угаона брзина улазног зупчаника,

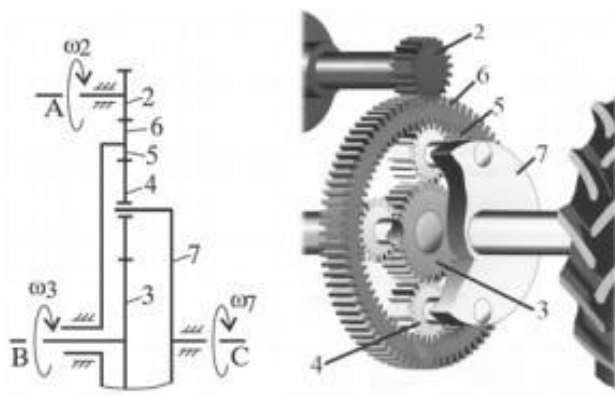
ω_i - угаона брзина излазног зупчаника,

ω_n - угаона брзина носача сателита,

ω_u^n - угаона брзина улазног зупчаника релативно према носачу сателита,

ω_i^n - угаона брзина излазног зупчаника релативно према носачу сателита.

Диференцијални планетарни преносник (сл. 57) има широку примени у радним машинама због великих могућности различитих преносних односа. Преносник има два степена слободе кретања и треба да има два погонска члана. Погонски чланови су централни зупчаник (3) и погонски цилиндрични зупчаник (2). Зупчаник (3) погони се посредством других преносника од мотора, а зупчаник (2) погони хидромотор. Угаоне брзине улазних погонских зупчаника (3) и (2) се могу мењати у неким задатим опсезима. Гоњени радни члан је носач сателита (7) којег погоне зупчаници сателити (4). Прстенасти зупчаник има унутрашње (5) и спољашње зупчање (6) те је $\omega_5 = \omega_6$. У принципу, погонски члан може бити и носач сателита (7), тада је радни члан један од зупчаника (3) или (2) [8].



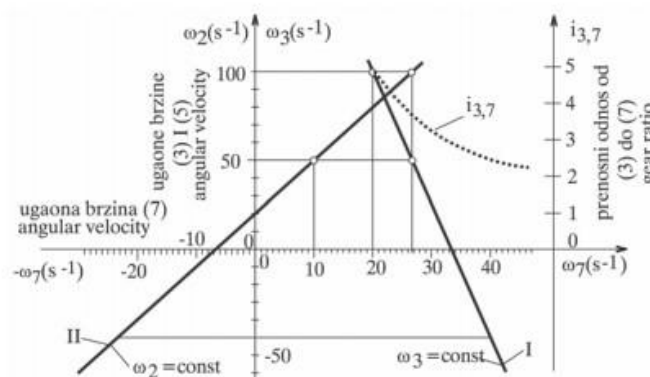
Слика 57. Диференцијални планетарни преносник за погон точкова трактора [8]

Зависно од тога који су чланови погонски, и зависно од међусобног односа угаоних брзина погонских чланова (2) и (3) овај планетарни преносник може бити редуктор, мултипликатор и класичан преносник (непланетаран), када се укочи носач сателита (7), што је показано на дијаграму (сл. 58). Угаона брзина радног гоњеног члана (7) према једначини (1) је:

$$\omega_7 = \frac{\omega_3 - \omega_5 \cdot i_{3,5}^7}{1 - i_{3,5}^7}, \text{ а } i_{3,5}^7 = \frac{-z_5}{z_3}$$

Ако се усвоји да је: $z_2 = 20$, $z_3 = 30$, $z_4 = 15$, $z_5 = 60$, $z_6 = 100$ и угаона брзина погонског централног зупчаника (3) константне вредности ($\omega_3 = 100 \text{ s}^{-1}$), промена угаоне брзине носача сателита (7) у функцији угаоне брзине члана 2 приказана је на правој I. У супротном, ако се усвоји да је угаона брзина преносника (2) константне вредности ($\omega_2 = 100 \text{ s}^{-1}$), тада је промена угаоне брзине носача (7) у функцији брзине члана 3 показана на правој II. Укупан преносни однос представља количник угаоне брзине улазног зупчаника (3) и излазног гоњеног члана (7), тј. $i_{3,7} = \frac{\omega_3}{\omega_7}$.

Из дијаграма (сл. 58) види се да се исти преносни однос 3, 7 и постиже било променом угаоне брзине погонског члана (3) било променом угаоне брзине погонског члана (2). Вредност преносног односа 3, 7 и опада са смањењем угаоних брзина зупчаника (3).



Слика 58. Кинематичка карактеристика диференцијалног планетарног преносника са слике 57.

За анализирани преносник (сл. 57), где је централни зупчаник (3) погонски, а носач (7) гоњени (редуктор), степен корисности по дефиницији је:

$$\eta_{3,7} = \frac{P_7}{P_3} = \frac{M_7 \cdot \omega_7}{M_3 \cdot \omega_3} = \frac{M_7}{M_3 \cdot i_{3,7}},$$

где су:

P_3, P_7 (W) - снага,

M_3, M_7 (Nm) - обртни момент.

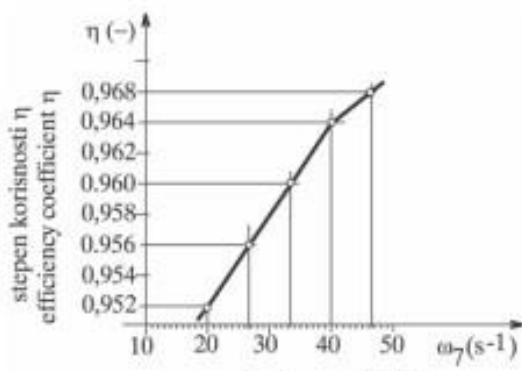
Једначина за степен корисности у случају када је $i_{3,7} > 1$, добија се да је:

$$\eta_{3,7} = \frac{\eta_s \cdot i_{3,7} - \eta_s + 1}{i_{3,7}}$$

где је:

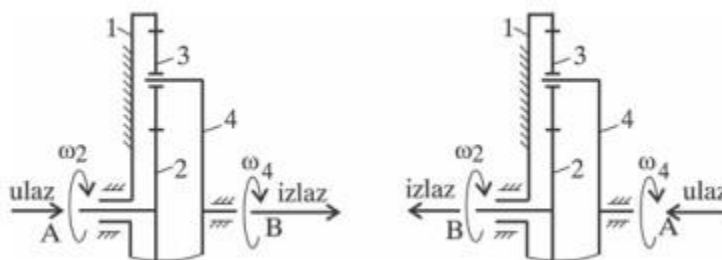
$\eta_s (-)$ – укупан степен корисности када се носач сателита (7) уочи (усваја се $\eta_s = 0,941$).

За планетарни преносник са сл. 57 промена степена корисности дата је на дијаграму (сл. 59). Са порастом угаоне брзине излазног гоњеног члана (носача 7) расте степен корисности η . Другим речима, упоређујући дијаграме (сл. 58 и сл. 59) степен корисности расте са смањењем преносног односа, односно повећањем угаоне брзине улазног погонског преносника зупчаника (3) или (2) [8].



Слика 59. Промена степена корисности диференцијалног планетарног преносника са слике 57

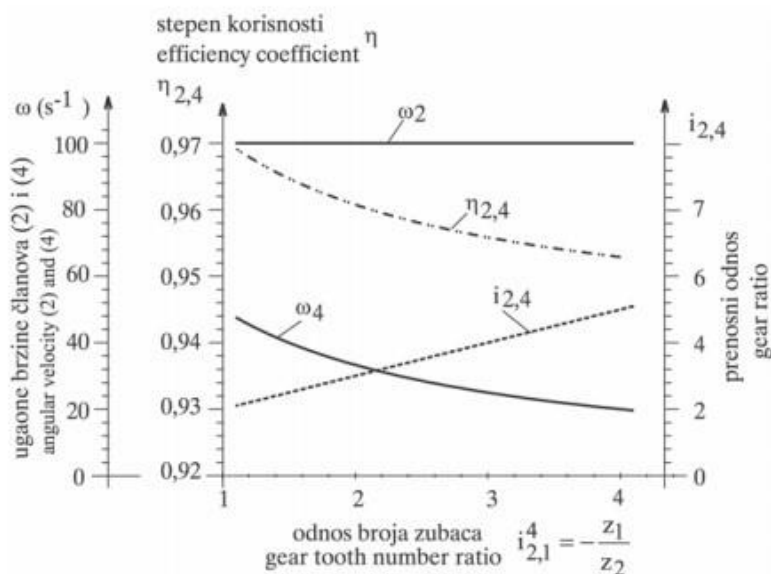
Други анализирани планетарни преносник је епициклични (сл. 60). На основу једначине (1) у првом случају када је погонски члан сунчани зупчаник 2 (сл. 60 лево), угаона брзина излазног гоњеног члана (носача сателита 4) је $\omega_4 = \frac{\omega_2}{1-i_{2,1}^4}$, а укупан преносни однос $i_{2,4} = \frac{\omega_2}{\omega_4}$ где је $i_{2,1}^4 = \frac{-z_1}{z_2}$. За усвојене вредности: $z_1 = 50$, $z_2 = 26$, $z_3 = 12$, и $\omega_2 = 100 s^{-1}$, промена угаоне брзине ω_4 и преносног односа $i_{2,4}$ дата је на дијаграму (сл. 61).



Слика 60. Епициклични планетарни преносник за погон точкова трактора [8]

У другом случају када је погонски члан носач сателита 4 (сл. 60 десно), угаона брзина излазног гоњеног члана (сунчаног зупчаника 2) је $\omega_2 = \omega_4(1 - i_{2,1}^4)$, а укупан преносни

однос $i_{4,2} = \frac{\omega_4}{\omega_2}$. За усвојену вредност $\omega_4 = 100 \text{ s}^{-1}$, промена угаоне брзине ω_2 и преносног односа $i_{4,2}$ и дата је на дијаграму сл. 62.



Слика 61. Карактеристике епицикличног планетарног преносника са сл 60, када је погон од зупчаника 2 [8]

За епициклични планетарни преносник (сл. 60) у случају где је зупчаник 2 погонски, а носач сателита 4 гоњени (редуктор), степен корисности је по дефиницији:

$$\eta_{2,4} = \frac{P_4}{P_2} = \frac{M_4 \cdot \omega_4}{M_2 \cdot \omega_2} = \frac{M_4}{M_2} \cdot i_{4,2}$$

Из суме момената за осу А добија се да је $M_2 + M_3 + M_4 = 0$. На основу претходне две једначине и једначине за преносни однос у случају када је $i_{2,4} > 1$, добија се да је:

$$\eta_{2,4} = \frac{\eta_s \cdot i_{2,4} - \eta_s + 1}{i_{2,4}}$$

где је $\eta_s (-)$ укупан степен корисности када се носач сателита укочи ($\eta_s = 0,996$).

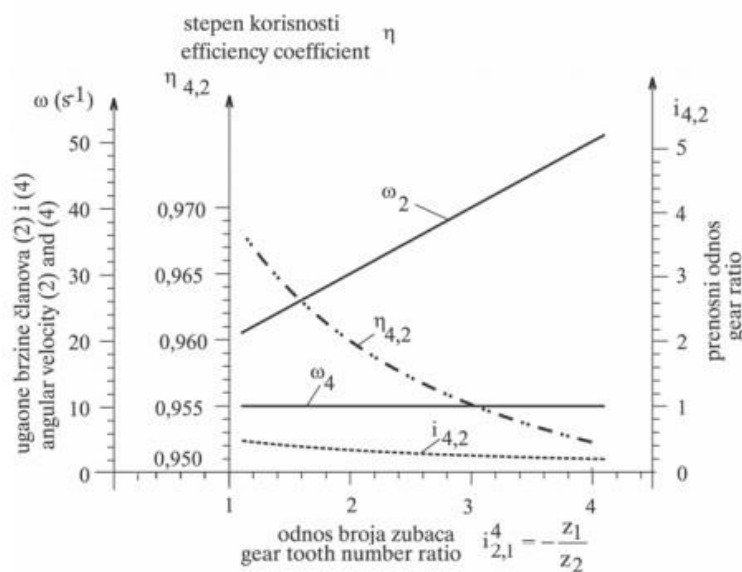
Заменом задатих и познатих вредности добија се:

$$\eta_{2,4} = \frac{\eta_s \cdot i_{2,4} - \eta_s + 1}{i_{2,4}} = \frac{0,941 \cdot 2,923 - 0,941 + 1}{2,923} = 0,961$$

У другом случају, када је носач сателита (4) погонски, а зупчаник (2) гоњени (мултипликатор) имамо да је:

$$\eta_{4,2} = \frac{P_2}{P_4} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_4 \cdot \omega_4} = \frac{M_2}{M_4} \cdot i_{2,4}, \text{ односно да је } \eta_{4,2} = \frac{\eta_s \cdot i_{2,4}}{i_{2,4} + \eta_s - 1}$$

Вредност за задате податке је: $\eta_{4,2} = 0,960$.



Слика 62. Карактеристике епицикличног планетарног преносника са сл. 60, када је погон од носача сателита 4 [8]

За епициклични планетарни преносник са сл. 60. на основу претходних једначина приказане су промене кинематичких параметара и степена корисности у случају када је погонски сунчани зупчаник (2) (сл. 61) и када је погонски члан носач сателита (4) (сл. 62). Према овим дијаграмима (сл. 61 и сл. 62) закључује се да:

- са смањењем угаоне брзине носача сателита 4, односно повећањем преносног односа $i_{2,4}$, вредност степена корисности опада;
- са повећањем угаоне брзине централног зупчаника 2, благим падом преносног односа $i_{4,2}$, вредност степена корисности опада и
- степен корисности је мањи и интензивније пада са повећањем преносног односа када је погонски члан носач сателита 4.

6.3. Анализа остваривања степена преноса планетарних мењача трансмисија неких брзоходних гусеничних возила

Ради сагледавања основних карактеристика планетарних преносника извршена је анализа остваривања степена преноса планетарних мењача трансмисија неких брзоходних гусеничних возила [9].

Основне карактеристике разматраних мењача приказане су у табели 1.

Табела 1. Основне карактеристике разматраних мењача [9]

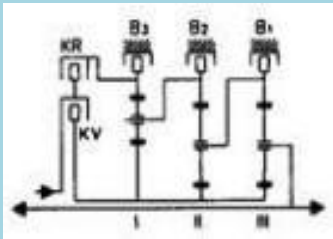
Ред. бр.	Модел, ознака	Број пл. редова	Број кочница	Број спојница	Број степена преноса	Број активних фрикционих склопова у степену преноса
1.	ZF LSG-3000	3	3	2	4/2	2
2.	ESM 500	3	3	3	4/2	3
3.	TN-54	3	3	3	6/2	3
4.	TN-37	3	3	3	4/3	3
5.	BM T-72*	4	4	2	7/1	2

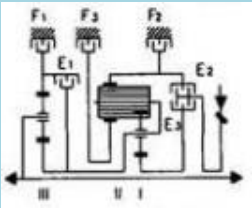
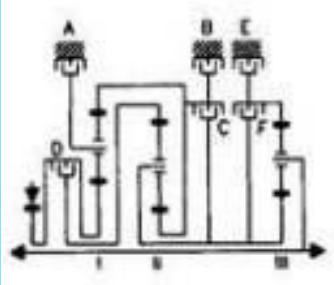
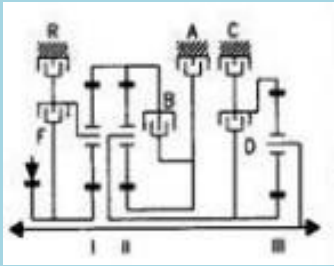
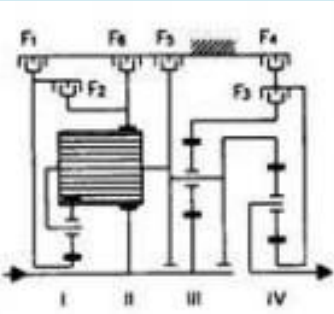
*бочни мењач тенка Т-72; ознака је условно уведена.

Трансмисије наведене у табели 1 примењене су на следећим оклопним моторним возилима: ZF – LSG 3000 (италијански тенк C1 ARIETE), ESM 500 (француски тенк LEC-LERC), TN-54 и TN-37 (британски тенкови CHALLENGER 2 и CHALLENGER 1) и BM T – 72 (руски тенк Т-72).

Кинематске шеме мењача ових трансмисија, као и начини остваривања степена преноса, путем активирања одговарајућих фрикционих склопова, приказани су у табели 2.

Табела 2. Кинематске шеме мењача трансмисија [9]

Ред. бр.	Кинематска шема	Активир. фр. склопови	Степен преноса
1.		KVB ₁	I
		KVB ₂	II
		KVB ₃	III
		KVKR	IV
		KRB ₁	HN1
		KRB ₂	HN2

2.		$F_3F_1E_2$	I
		$E_3E_2F_1$	II
		$F_3E_2E_1$	III
		$E_3E_2E_1$	IV
		$E_3F_2F_1$	HN1
		$E_3F_2E_1$	HN2
3.		ADE	I
		DBE	II
		DCE	III
		ADF	IV
		DBF	V
		DCF	VI
		ACE	HN1
		ACF	HN2
4.		FCA	I
		FCB	II
		FDA	III
		FDB	IV
		RBC	HN1
		RAD	HN2
		RBD	HN3
5.		F_4F_3	I
		F_6F_4	II
		F_6F_3	III
		F_1F_4	IV
		F_1F_3	V
		F_2F_4	VI
		F_2F_3	VII
		F_5F_3	HN

За разматране сложене преноснике (табела 1 и 2) карактеристично је да поседују три планетарна реда, осим мењача тенка Т-72 који се састоји од четири планетарна реда.

Због тога је на овом решењу могуће остваривање највећег броја степена преноса за ход напред. Број фрикционих склопова (кочница и спојница) најмањи је на мењачу трансмисије ZF LSG 3000, а остали преносници поседују исти број ових склопова. За ово решење карактеристично је да, у кинематском погледу, поседује три степена слободе, па је за остваривање било ког степена преноса потребно да се изврши активирање два фрикциона склопа [9].

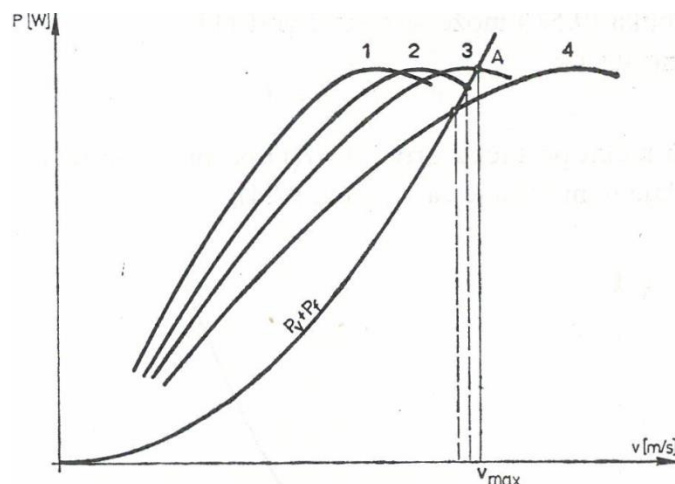
Сви планетарни преносници, осим мењача тенка Т-72, конструкцијски су изведени тако да поседују један улаз и два излаза. На тај начин омогућена је уградња само једног оваквог преносника у тенковским трансмисијама.

Мењач трансмисије TN 37 компонован је у кинематском погледу, тако да може да оствари три степена преноса за ход уназад, међутим решење је конструкцијски изведено тако да се реализују само два степена преноса за ход уназад, што је са аспекта маневарских способности возила сасвим довољно.

У зависности од примењеног механизма (потпуни или непотпуни планетарни ред) од наведених решења два мењача поседују механизам типа RAVIGNEAUX (мењач најновијег француског тенка LECLERC и мењач руског тенка Т-72) [9]. Његовом применом остварена је компактнија и једноставнија конструкција (на једном реду не постоји зупчаник са унутрашњим озубљењем) у односу на решења која су намењена за пренос снаге истих вредности.

7. ИЗБОР ПРЕНОСНОГ ОДНОСА ГЛАВНОГ ПРЕНОСНИКА (i_0)

Размотримо утицај главног преноса, i_0 , на вучне особине аутомобила. Утицај мењача одстранићемо избором директног степена преноса мењача, $i_m = i_\alpha = 1$. На слици 63 нацртане су криве снаге, $P_o = P_e \cdot \eta$, за различите вредности преносних односа $i_{o1}, i_{o2}, i_{o3}, i_{o4}$. Такође, уцртана је крива снаге отпора пута ($P_f + P_v$) за случај кретања аутомобила по хоризонталном путу. (Обично се при оваквим анализама претпоставља добар пут, $f = 0,02$). Из дијаграма је очигледно да је највећа брзина аутомобила за пресечну тачку А. Та тачка је дефинисана пресеком криве снаге укупног отпора пута са максималном снагом на погонским точковима [10].



Слика 63. Биланс снаге аутомобила за $i_o = i_{o1}, i_{o2}, i_{o3}, i_{o4}$ [10]

Само једна крива снаге на погонским точковима пролази кроз тачку А. То је крива која је дефинисана преносним односом i_{o3} (у нашем случају). Осталим преносним односима, i_{o1}, i_{o2}, i_{o4} , одговарају криве погонске снаге чије пресечне тачке са кривом укупног отпора пута имају мање апсцисе а при томе је искоришћење снаге непотпуно. Уколико би преносни однос био већи од i_{o3} (на пример, i_{o1} или i_{o2}) имали бисмо при неким мањим брзинама већу резерву снаге која би могла да се користи за побољшање динамичких параметара возила као што су повећање максималног убрзања, скраћење времена и пута убрзавања, итд.

При томе са малим повећањем преносног односа главног преноса добијамо знатно у динамичности возила уз незнатно, често занемарљиво мало, смањење максималне брзине. Отуда уопштени закључак: Преносни однос главног преноса нема велики утицај на максималну брзину аутомобила, јер мања промена односа, i_o , било у ком правцу, минимално мења максималну брзину аутомобила [10].

Овај закључак нам даје могућност да више или мање одступимо од добијеног преносног односа i_o , на напред описани начин уколико желимо да дамо предност другим параметрима динамичности аутомобила. Преносни однос i_o , може се одредити на основу максималне брзине и аналитички. Максимална брзина се изачунава из једначине:

$$10^3 \cdot \eta \cdot P_{e\max} = G \cdot f \cdot v + W \cdot v^3 \quad (W = K \cdot A)$$

где су нам све величине познате изузев брзине. Једначина има облик:

$$v^3 + a \cdot v + b = 0$$

где су:

$$a = \frac{G \cdot f}{W}; \quad b = \frac{10^3 \cdot \eta \cdot P_{e \max}}{W}; \quad v = v_{\max} \quad [m/s]$$

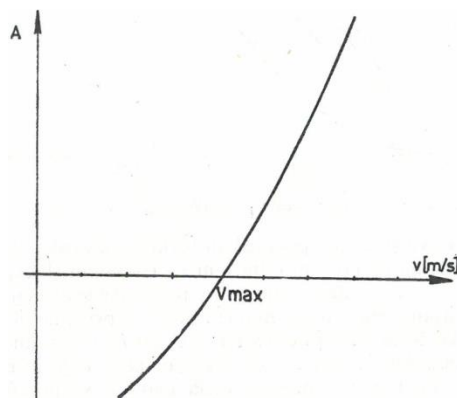
Такав облик једначине трећег степена решава се помоћу Карданове формуле:

$$v = \sqrt[3]{-\frac{b}{2} + \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{b}{2} - \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} \quad (4)$$

Једначина облика (4) може се решити и графички. Претпоставимо да је:

$$v^3 + a \cdot v + b = A$$

Сада цртамо тачку по тачку криве $A = f(v)$ па пресечна тачка те криве са апсцисном осом (v) даје нам решење за $v_{\max}$ (слика 64)



Слика 64. Графичко решавање једначине [10]

На основу израчунате максималне брзине израчунава се преносни однос i_o :

$$i_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_f \cdot n_p}{v_{\max}}; \quad \eta_p \quad [1/s]$$

Код пројектовања класичних (путничких и теретних) моторних возила обично се незнатно одступа од остварења максималне брзине одговарајућим избором нешто већег преносног односа главног преноса, што доводи до знатног побољшања динамичности возила уз незнатно смањење максималне брзине. Препоручује се да се код друмских возила бира преносни однос i_o , тако да се возилу у последњем степену преноса омогући савлађивање укупног отпора пута који одговара коефицијенту $\mu = 0,04 \div 0,12$. Уколико се користи максимални број обртаја ($n_{\max}$), који је већи од броја обртаја при максималној снази (n_p) формула (4) гласи:

$$i_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_f \cdot n_{\max}}{v_{\max}} \quad (5)$$

Повећавање преносног односа, може се прихватити само до одређене границе преко које свако даље повећање постаје нецелисходно или чак штетно.

Одређеној брзини аутомобила одговара за сваки укупни преносни однос, $i = i_m \cdot i_o$, одређени број обртаја коленастог вратила мотора. Већи број обртаја коленастог вратила на одређеном путу значи већу потрошњу горива и интензивније хабање моторских делова, а и мањи век трајања. Укупан број обртаја коленастог вратила ($\sum n$) у директном преносу на путу од 1 km добијамо из односа:

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot r_f \cdot \sum n}{i_o} = 1000$$

Одавде је:

$$\sum n = \frac{1000 \cdot i_o}{2 \cdot \pi \cdot r_f} \quad [o/km] \quad (6)$$

С друге стране можемо да напишемо:

$$\sum n = \frac{n}{v} \left[\frac{1/s}{m/s} \right] = \eta_o \quad [o/km] \quad (7)$$

ако је n дато у $[o/min]$ а брзина у $[km/h]$, биће:

$$\sum n = \frac{60 \cdot n}{v} = 60 \cdot \eta_o \quad [o/km] \quad (8)$$

Са η_o обележен је однос n/v , који се назива коефицијент обртања коленастог вратила мотора. Величина тог коефицијента креће се, обично, у границама 1,84 - 3,0 $[o/m]$, односно 30 - 50 уколико су дати n у $[1/min]$ и v у $[km/h]$. Мање вредности односе се на лаке аутомобиле [10]. При избору i_o препоручује се проверавање величине коефицијента η_o .

У пракси се често користи однос $\eta_p / v_{\max}$.

За оцену хабања моторских делова примењује се и величина односа брзине клипа (v_k) према брзини аутомобила, наиме:

$$\frac{v_k}{v} = \frac{2 \cdot S_n \cdot i_o}{2 \cdot \pi \cdot r_f} = \frac{S}{\pi} \cdot \frac{i_o}{r_f} \quad (9)$$

Као што је познато са S [m] означен је ход клипа. Под претпоставком да су параметри мотора правилно одабрани, посматрани однос брзина је функција односа i_o / r_f .

Ако изједначимо десне стране једначине (7) и (8) долазимо, такође, до закључка да је η_o директно пропорционално односу i_o / r_f . Можемо рећи да се у оба случаја ради о истом критеријуму.

За савремене лаке аутомобиле уобичајене су вредности $\sum n = 1800 \div 2400 [o/km]$, а за камионе $\sum n = 2000 \div 3000 [o/km]$

Избор већег преносног односа од напред дефинисаног није оправдан с обзиром да се смањују: резерва снаге, максимално убрзање и максимална брзина, јасно је да се тиме погоршавају и остале динамичке особине аутомобила.

7.1. Одређивање преносних односа мењача

Укупан број степена преноса као и појединачне вредности преносних односа имају необично велики утицај на експлоатационо-техничке особине а посебно на динамичке параметре и економичност потрошње горива. Стога је, при пројектовању аутомобила, неопходна брижљива анализа [10].

Укупни интервал у коме мењач претвара обртни момент мотора, број степена преноса и вредности преносних односа зависе од спољашње брзинске карактеристике мотора и захтева који се постављају новом возилу.

Уобичајени захтеви при пројектовању возила су следећи:

1. Савлађивање максималног укупног отпора пута, коефицијент $u_{\max}$;
2. Развијање максималне брзине $v_{\max}$;
3. Савлађивање одговарајућих отпора пута $(u_1, u_2 \dots)$ при одређеним брзинама $(v_1, v_2 \dots)$
4. Могућности за убрзавање и времена убрзавања $t_1, t_2 \dots$ за одговарајуће интервале брзина;
5. Захтеви са аспекта економичности потрошње горива;
6. Захтеви у погледу стабилности вожње, посебно у односу на директни степен преноса.

Теоријски је могућа примена врло јаког мотора без мењача, који би удовољио свим захтевима. Такав начин решења био би економски неоправдан.

7.1.1. Први степен преноса

Првом степену преноса одговара највећи преносни однос, i_1 ; одређује се на основу захтева за савлађивање највећег укупног отпора пута. При савлађивању максималног отпора пута возило се креће малом константном брзином па су $j = 0$, $R_v \approx 0$.

На основу раније реченог имамо:

$$F_o = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot f \cdot \sin \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + f \cdot \sin \alpha)$$

односно:

$$F_o = G_{u \max} \quad (10)$$

Из једначине (10) добијамо:

$$u_{\max} = \frac{F_o}{G} = \frac{M_{e \max} \cdot i_o \cdot i_1 \cdot \eta}{G \cdot r_d} i_1$$

$$i_1 > \frac{u_{\max} \cdot G \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot i_o \cdot \eta} \quad (11)$$

Теоријски могуће је за било коју вредност максималног обртног момента мотора ($M_{e \max}$) преносног односа i_o да одредимо преносни однос i_1 , са којим аутомобил може да савлада захтевани максимални отпор пута, чији је коефицијент $u_{\max}$. У стварности то није тако: постоји једна гранична вредност преносног односа i_1 , преко које погонски точкови нису у стању да пренесу вучну силу, јер настаје клизање.

Стога је потребно, пре коначног усвајања величине преносног односа i_1 , проверити да ли се максимална вучна сила може пренети погонским точковима а с обзиром на коефицијент приањања (φ). С обзиром на раније речено, користећи се тежином приањања (G_φ) и коефицијентом прерасподеле тежине (m), израз за максималну вучну силу, која се може пренети, гласи:

$$(F_o)_{\max} = m \cdot G_\varphi \cdot \varphi \quad (12)$$

Изабрани преносни однос треба да задовољи неједнакост:

$$\frac{M_{e \max} \cdot i_o \cdot i_1 \cdot \eta}{r_d} \leq m \cdot G_\varphi \cdot \varphi \quad (13)$$

па је:

$$i_1 \leq \frac{m \cdot G_\varphi \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot i_o \cdot \eta} \quad (14)$$

Обједињујући услове (12) и (14) можемо да напишемо:

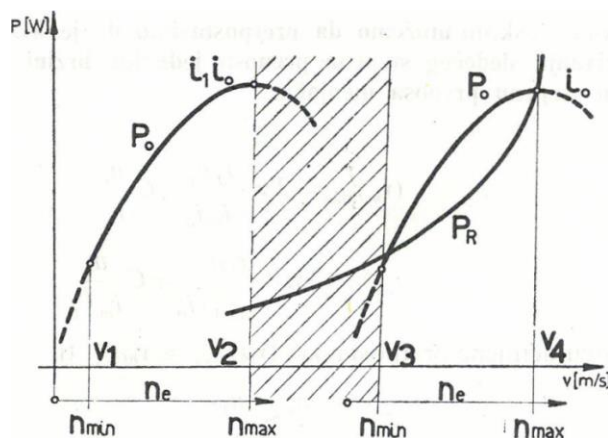
$$\frac{u_{\max} \cdot G \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot i_o \cdot \eta} \leq i_1 \leq \frac{m \cdot G_\varphi \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot i_o \cdot \eta} \quad (15)$$

Директним упоређењем израза (13) и (14) водећи при томе рачуна о неједначини (15) имамо: $m \cdot k_p \cdot \varphi \geq u_{\max}$.

где је k_p - коефицијент тежине приањања дефинисан као однос: $k_p = \frac{G_\varphi}{G}$

7.1.2. Одређивање међупреносних односа

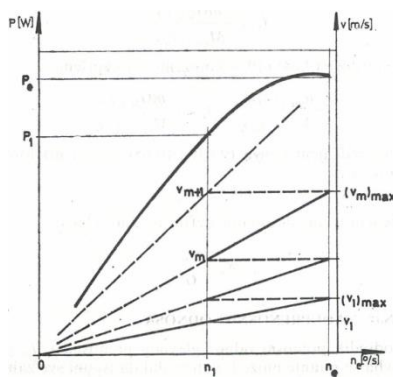
Пошто смо одредили преносни однос главног преносника, i_o , и првог степена преноса, i_1 , поставља се питање може ли аутомобил да испуни све захтеве који се постављају [10]. Да бисмо одговорили на ово питање размотрићемо дијаграм снага (слика 65), под претпоставком да је $n_{\max}$ максимални број, а $n_{\min}$ минимални број обртаја коленастог вратила при коме је режим рада мотора још увек стабилан.



Слика 65. Дијаграм снаге [10]

Очигледно је са дијаграма да је кретање возила могуће у интервалу брзина (v_1, v_2) и теоријски, у интервалу брзина (v_3, v_4) . Кретање возила у интервалу брзине (v_2, v_3) је немогуће. Дакле, аутомобил не би испунио ни најосновнији захтев, па је неопходно коришћење максималне снаге мотора и у интервалу (v_2, v_3) .

У процесу убрзавања аутомобила у било ком степену преноса, време и пут убрзавања биће утолико краћи уколико је већа коришћена снага мотора. Да бисмо користили што већу средњу снагу мотора потребно је да је користимо према спољашњој брзинској карактеристици у одређеном интервалу броја обртаја, на пример, у интервалу $n_1 - n_e$ (слика 66). На тај начин би средња ангажована снага била приближно иста за све степене преноса а у складу са напред реченим о карактеру дијаграма снаге аутомобила.



Слика 66. Одређивање међупреносних односа [10]

Са малом грешком можемо да претпоставимо де је брзина аутомобила у моменту укључивања следећег степена преноса једнака брзини на крају убрзавања у претходном степену преноса мењача.

Дакле:

$$(v_m)_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_f \cdot n_e}{i_m \cdot i_o} = C \cdot \frac{n_e}{i_m}$$

$$v_{m+1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_f \cdot n_1}{i_{m+1} \cdot i_o} = C \cdot \frac{n_1}{i_{m+1}}$$

па је, на основу учињене претпоставке, $(v_m)_{\max} \approx v_{m+1}$ тј,

$$\frac{n_e}{i_m} \approx \frac{n_1}{i_{m+1}}$$

Одавде је:

$$\frac{i_m}{i_{m+1}} \approx \frac{n_e}{n_1}$$

Даље имамо,

$$(v_{m+1})_{\max} \approx v_{m+2}, \text{ односно,}$$

$$\frac{i_{m+1}}{i_{m+2}} \approx \frac{n_e}{n_1}$$

Расуђивање у овом правцу доводи до закључка да је:

$$\frac{n_e}{n_1} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_m}{i_{m+1}} = g = \text{const.} \quad (16)$$

На основу израза (16) можемо да одредимо степене преноса између i_1 , који смо већ одредили на основу максималног отпора пута и i_d - директног степена преноса. Поступак би био следећи:

$$\begin{aligned}
 \frac{i_1}{i_2} &= q; & i_2 &= \frac{1}{q} \cdot i_1 \\
 \frac{i_2}{i_3} &= q; & i_3 &= \frac{1}{q} \quad i_2 = \frac{1}{q^2} \cdot i_1 \\
 \frac{i_3}{i_4} &= q; & i_4 &= \frac{1}{q} \quad i_3 = \frac{1}{q^3} \cdot i_1 \\
 &..... \\
 \frac{i_m}{i_{m+1}} &= q; & i_{m+1} &= \frac{1}{q^m} \cdot i_1
 \end{aligned} \tag{17}$$

Преносни односи односе се као чланови геометријске прогресије с обзиром на учињену претпоставку да су бројеви обртаја n_1 и n_2 једнаки за све степене преноса.

Средња коришћена снага је утолико већа уколико је однос $q = n_e / n_1$ мањи, односно уколико је већи број степена преноса.

За случај бесконачно великог броја степена преноса коленасто вратило мотора окретало би се стално истом брзином ($n_1 \rightarrow n_e$) а коришћена снага би била максимална.

За случај да имамо укупно 3 степена преноса у мењачу при чему је $i_3 = i_d = i$ имали бисмо:

$$q = \frac{i_2}{i_3} = i_2 \quad i_1 i_2 \cdot q = q^2; \quad q = \sqrt{i_1}$$

За мењач са 4 степена преноса, при чему је $i_4 = 1$, имамо:

$$q = \sqrt[3]{i_1}; \quad i_2 = \frac{i_1}{\sqrt[3]{i_1}} = \sqrt[3]{i_1^2}; \quad i_3 = \sqrt[3]{i_1}$$

За мењач са 5 степена преноса, при чему је $i_4 = 1$, имамо:

$$q = \sqrt[4]{i_1}; \quad i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}; \quad i_3 = \sqrt[4]{i_1^2} = \sqrt{i_1}; \quad i_4 = \sqrt[4]{i_1}$$

За случај да имамо мењач са 5 степена преноса, при чему је четврти степен преноса директни, $i_4 = 1$, било би: $q = \sqrt[3]{i_1}; \quad i_5 = \frac{1}{\sqrt[3]{i_1}} < 1$.

У овом случају је преносни однос $i_5 < 1$ и називамо га брзински степен преноса. У војњи са брзинским степеном преноса карданско вратило се брже окреће од коленастог вратила мотора. Број обртаја коленастог вратила на 1 km пута ($\sum n$) мањи је него у директном степену преноса. Стога се често брзински степен преноса назива и штедни ход.

Напоменимо још следеће: У стварности брзина аутомобила у моменту укључивања наредног степена преноса (i_{m+1}), не остаје иста као на крају убрзавања у претходном степену преноса (i_m) већ се увелико смањује. То смањење брзине утолико је веће уколико су више брзине при којима се врши укључивање наредног степена преноса, јер су код већих брзина већи отпори ваздуха и котрљања. У стварности постоје односи:

$$v_{m+1} < (v_m)_{\max} \quad \text{ра је} \quad \frac{n_1}{i_{m+1}} < \frac{n_1}{i_m} \quad \text{односно,} \quad \frac{i_m}{i_{m+1}} < \frac{n_e}{n_1}$$

Конкретно, за мењач са 5 степена преноса, можемо да напишемо:

$$\frac{i_4}{i_5} < \frac{i_3}{i_4} < \frac{i_2}{i_3} < \frac{i_1}{i_2} \quad (18)$$

Преносни односи мењача могу се одредити и на основу аритметичке прогресије према (18).

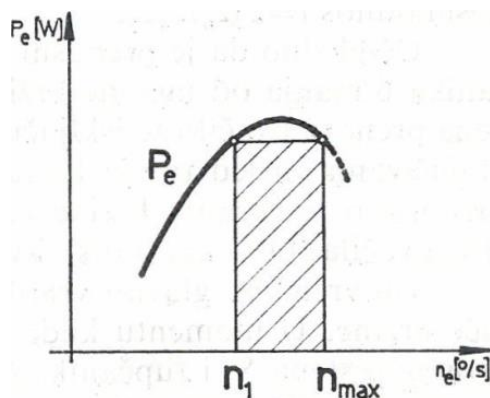
$$(i_1 - i_2) = (i_2 - i_3) = (i_3 - i_4) \dots \quad (19)$$

или на основу хармонијског реда:

$$\left(\frac{1}{i_2} - \frac{1}{i_1} \right) = \left(\frac{1}{i_3} - \frac{1}{i_2} \right) = \dots \quad (20)$$

Са смањивањем количника q повећава се број степена преноса и, као што је речено, средња коришћена снага за убрзање је већа. Међутим, већи број степена преноса захтева веће ангажовање возача и, с друге стране, већи је утрошак времена при промени степена преноса. Крајњи ефекат може да буде и негативан. Стога је уобичајено да се код путничких аутомобила примењују мењачи са 3 - 4 степена преноса, сасвим чешће са 6 и 7 док се код камиона и аутобуса користе мењачи са 4 - 6 степена преноса па и више.

Код мотора без регулатора броја обртаја, где је $n_{\max} > n_p$, имаћемо за два различита броја обртаја n_1 и $n_{\max}$, према слици 67 исте величине за снагу. У таквим случајевима најповољније је коришћење снаге баш у том интервалу броја обртаја. Ово, међутим, захтева врло прецизно степеновање, а често и велики број преносних односа. При конструкцији зупчаника мора се и одступити од теоријски добијених преносних односа.

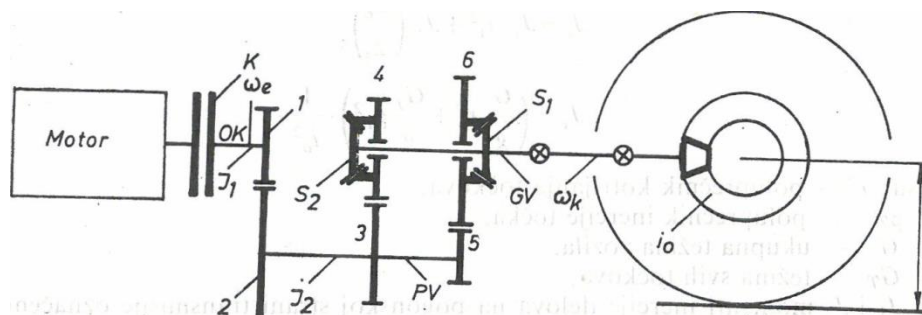


Слика 67. Дијаграм снаге [10]

7.1.3. Време синхронизације бројева обртаја при промени степена преноса

Размотримо врло поједностављен приказ могућности израчунавања времена потребног за изједначавање бројева обртаја при мењању степена преноса. На шеми, слика 68 приказан је мењач са два степена преноса [10]. Други степен преноса остварује се спрезањем зупчаника 1-2-3-4, док се први степен преноса остварује спрезањем зупчаника 1-2-5-6. Одговарајући преносни односи мењача су:

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad i \quad i_1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$



Слика 68. Шема мењача са два степена преноса и уређаја за синхронизацију [10]

Претпоставимо да се врши мењање степена преноса из вишег у нижи, у разматраном случају из другог у први. На почетку укључивања првог степена преноса возило се креће у другом степену преноса па је угаона брзина обртања спојничког вратила (коленастог вратила мотора), ω_e једнака:

$$\omega_e = i_2 \cdot \omega_k,$$

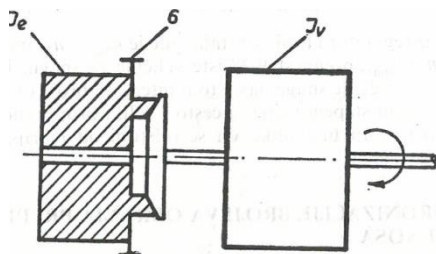
где је ω_k - угаона брзина карданског вратила

Уочимо да се на почетку зупчаник 6 обрће угаоном брзином ω_k / i где је преносни однос $i = z_3 z_6 / z_4 z_5$. Очигледно да је преносни однос i већи од јединице па је угаона брзина

зупчаника 6 мања од угаоне брзине карданског вратила (ω_k). За време мењања степена преноса квачило се искључује (трансмисија одвојена од мотора) па ће у процесу укључивања, услед трења конусних површина, доћи до изједначавања брзина уз истовремено повећање брзине зупчаника 6, преносног вратила мењача (PV) и осовине квачила (ОК) као и диск квачила (К).

Истовремено главно вратило мењача (GV) као и возило смањиваће одговарајуће брзине. У моменту када се изједначе обимне брзине фрикционих површина синхроног прстена S1 и зупчаника 6 долази до спрезања зупчаника.

На слици 68 приказана је шема еквивалентног система, када су бројеви обртаја изједначени. Са J_e обележен је еквивалентни момент инерције маса на страни погонског дела у односу на зупчаник 6. Момент инерције J_e сачињавају диск квачила К, вратило квачила и преносно вратило са зупчаницима.



Слика 69. Шема еквивалентног система при изједначавању бројева обртаја [10]

Са J_v означен је еквивалентни момент инерције којим су замењени моменти инерције масе возила и точкова. Следи:

$$J_e = J_1 + i_1^2 + J_2 \cdot \left(\frac{z_6}{z_5} \right)^2$$

$$J_v = \left(\frac{G}{g} \cdot r^2 + \frac{G_T}{g} \cdot \varphi_T^2 \right) \cdot \frac{1}{i_0^2}$$

Где су:

r - полупречник котрљањаа точкова,

φ_T - полупречник инерције точка,

G - укупна тежина возила,

G_T - тежина свих точкова,

J_1 и J_2 - моменти инерције делова на погонској страни трансмисије.

Почетна брзина карданског вратила је:

$$\omega_k = v \cdot i_0 / r .$$

Момент M , који дејствује преко синхроног прстена $S1$ саопштава инерционој маси погонског дела убрзања:

$$\alpha = \frac{M}{J_e}$$

После времена t угаона брзина инерционе масе биће увећана за:

$$\Delta\omega = \alpha = \int_0^t \frac{M}{J_e} \cdot dt = \frac{M}{J_e} \cdot t \quad (21)$$

и износиће:

$$\omega_t = \frac{\omega_k}{i} + \Delta\omega = \frac{\omega_k}{i} + \frac{M}{J_e} \cdot t \quad (22)$$

С друге стране исти момент M укупни момент отпора M_R успорава обртање инерционе масе гоњеног дела, чији је момент инерције J_v , па после t секунди угаона брзина гоњеног дела износи:

$$\omega'_t = \omega_k - \frac{(M + M_R)}{J_v} \cdot t \quad (23)$$

У моменту изједначавања угаоних брзина, што се постиже после времена t_s , завршен је процес промене степена преноса. Пошто ставимо $t = t_s$ и изједначимо десне стране једначина (22) и (23) добијамо релацију:

$$\frac{\omega_k}{i} + \frac{M_e}{J_e} \cdot t_s = \omega_k - \frac{(M + M_R)}{J_v} \cdot t_s$$

Из једначине следи:

$$t_s = \frac{\omega_k(i-1) \cdot J_v \cdot J_e}{M \cdot (J_v + J_e) + M_R \cdot J_e} \quad i > 1 \quad (24)$$

Напред изведена релација може да се користи при упоређењу два уређаја за синхронизацију. Најчешће се упоређује новопроектиовани са постојећим. Разуме се релација (23) сама за себе говори о конструктивним карактеристикама и параметрима који имају значајан утицај на време синхронизације.

8. ПРАВЦИ ДАЉЕГ РАЗВОЈА И ПРИМЕНЕ ЗУПЧАСТИХ МЕЊАЧА МОТОРНИХ ВОЗИЛА

8.1. Комбинација зупчастих мењача са хидродинамичким преносницима снаге

У току развоја хидродинамичког мењачког преносника појавио се читав низ различитих решења, као последица тежње да се побољшају његове карактеристике, а у првом реду да се повећа степен корисног дејства (η) у што широј области промене.

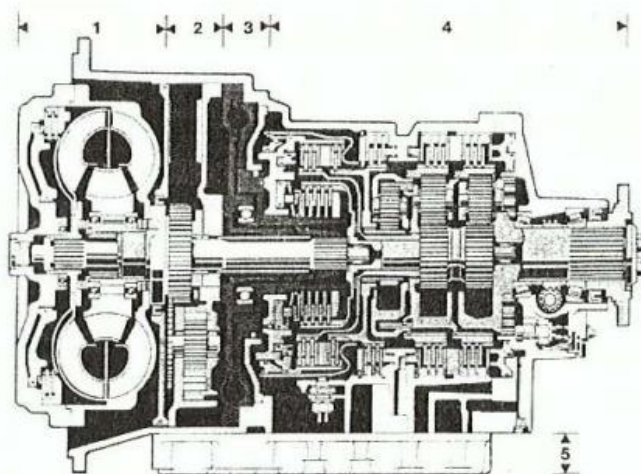
У циљу повећања дијапазона преносног односа ХДМ се може комбиновати са механичким мењачким преносником са или без аутоматизације промене степена преноса мењача. Са обзиром на то, уобичајено је да се овакви мењачки преносници називају хидродинамичко - зупчасти мењачи (ХДЗМ). Овакви мењачи представљају комбинацију ХДПС и одговарајућег ЗМ (зупчастог мењача). Најширу примену имају комбинације хидродинамичког мењача и зупчастог мењача док су комбинације хидродинамичке спојнице и ЗМ, нарочито за примену у моторним возилима, данас врло ретке. ХДМ врши функцију континуалне промене брзине и обртног момента, а ЗМ проширује интервал тих промена уз задовољавајући коефицијент искоришћења [11].

Главна предност ХДЗМ је што омогућују прилагодљивост захтевима експлоатације. Посебно од великог значаја је могућност коју ова комбинација дозвољава, да се један одређени ХДМ спреже са различитим моторима само варијацијом преносног односа ЗМ.

Зависно од врсте моторног возила, карактеристика погонског мотора и услова претежне експлоатације возила, потребно је детаљно извршити анализу могућих решења ХДПС за уградњу. При томе неопходно је узети у обзир искуства из експлоатације постојећих решења за анализирану категорију возила.

Како су захтеви које треба да задовољи ХДЗМ најчешће супротни врши се усвајање неких компромисних решења.

Зависно од врсте моторних возила, карактеристика погонског мотора и услова у којима возило извршава свој задатак, потребно је извршити детаљну анализу сваког могућег решења ХДЗМ, за уградњу у дато моторно возило, и усвојити оно решење које даје најбоље резултате [14]. Пример једног ХДЗМ приказано је на слици 70.



Слика 70. Комбинација ХДМ и планетарног мењача [11]

Хидродинамичко-механичке трансмисије (посебно са планетарним мењачима), су по правилу аутоматизоване и у великој су примени данас у возилима. Оне су најчешће састављене од следећих функционалних целина: хидродинамичког преносника (1), хидродинамичког успоривача-ретардера (3), планетарног мењача са вишеламеластим фрикционим склоповима (4) и модула за управљање (5). Притисак у систему управљања и подмазивања остварује се помоћу одговарајућих пумпи које добијају погон од улазног вратила (2).

Током самог развоја ХДЗМ дошло се на идеју да се преко ХДМ, у ХДЗМ, не преноси укупна снага, него да се раздвоји на тај начин што би се један део преносио преко ХДМ, а други преко ЗМ. Како се само један део снаге преноси преко ХДМ, његови габарити и маса су мањи. Са друге стране, мањи степен корисног дејства ХДМ односи се само на део укупне снаге те је укупни степен корисног дејства, при преносу целокупне снаге већи.

Највећи број решења ХДЗМ раелизује се као комбинација ХДМ и зупчастог мењача са покретним осама вратила. Планетарни мењачи одликују се мањим габаритима, расподелом оптерећења на више зупчаника и мањом бучношћу. Умањењем дијапазона зупчастог дела ХДЗМ знатно се смањује његова маса. За дијапазон рада зупчастог дела ХДЗМ, за моторна возила средње проходности, препоручује се вредност 5,5 - 8,5. За однос првог и другог степена преноса препоручује се вредност 1,8 - 2,2, а за остале степене преноса 2 - 6 и преносни однос првог степена преноса 3 - 5,5 [12].

У следећој табели приказане су препоручене вредности неких показатеља ХДМ друмских возила.

Табела 3. Препоручене вредности одређених показатеља хдм код друмских возила [13]

Врста возила	Коефицијент промене обртног момента (K_o)	Прозрачност П	Минимални број обртаја улазног вратила $n_{1min}(o/min)$	Број степена преноса	Преносни однос зупчастог мењача (i_{zm})
Путничка возила	2,1-2,7	1,9-2,2	1400-1900	2-3	1,8-2,5
Аутобуси	2,6-3,5	1,4-1,6	1600-2000	2-3	1,8-2,5
Теретна возила	2,6-3,5	1,2-1,6	1700-2200	4-6	5-7

Поред наведених подела ХДЗМ може бити полуаутоматски или аутоматски, и при томе ХДМ има својство саморегулисања брзине у функцији спољашњег оптерећења, а механички део ЗМ може имати ручну или аутоматску регулацију брзине. У првом случају ради се о полуаутоматском ХДЗМ, јер се његов укупан дијапазон радних брзина састоји од два или више дијапозона континуално променљивих брзина, а у другом случају о потпуно аутоматском који у целом домену радних режима континуално варирају брзину прилагођавајући је условима оптерећења возила.

Хидродинамичко зупчасти мењачи са прекидом тока снаге, садрже ЗМ са непокретним осама вратила код којих се промена степена преноса врши померљивим зупчаницима или синхро-спојницама. У овом случају, испред ХДЗМ мора да се угради тзв. главна спојница којом се одваја мотор од ХДЗМ за време промене степена преноса.

ХДЗМ, без прекида тока снаге, садрже ЗМ са покретним (планетарни) или са непокретним осама вратила. Промена степена преноса врши се помоћу фрикционих ламеластих спојница и кочница, које се управљају хидрауличким путем. Ови мењачи чине један од основних праваца развоја за моторна возила [12].

Развој система управљања промене степена преноса, у зупчастом делу мењача, прешао је пут од хидромеханичких управљачких система, преко електрохидрауличких управљачких система (пасивно управљање, полуактивно управљање и активно управљање) до потпуно електронског управљања системима.

За разлику од мануелних мењача, при коришћењу моторног возила са аутоматским мењачем возач је ослобођен од физичког и умног рада, који је неопходан при промени

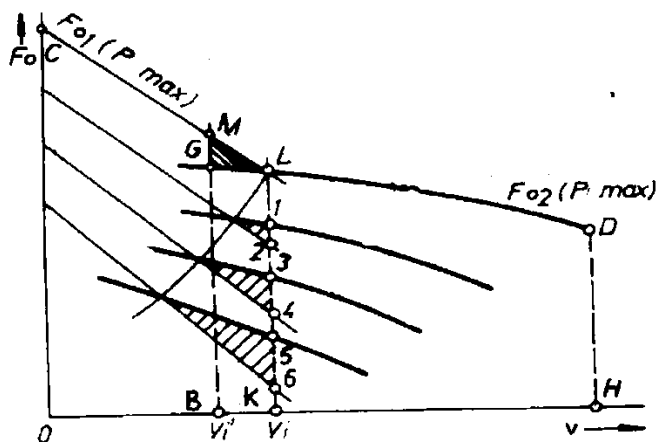
степен преноса. На тај начин, возач може да своју пажњу посвети осталим операцијама потребним за прилагођавање кретања моторног возила условима кретања возила. То значи да се у већој мери повећава безбедност коришћења моторног возила. Истовремено, применом аутоматских мењача, побољшавају се динамичке карактеристике возила, горива економичност, продуктивност рада, поузданост, век трајања, као и удобност коришћења возила [12].

Избор степена преноса зависи од већег броја утицајних параметара. Као параметри, најчешће се користе: возило (брзина и убрзање), мотор (режим рада), возач (почетни услови) и отпор на потезници. Систем за аутоматску промену степена преноса у мењачу, који би при промени степена преноса, узимао у обзир све утицајне параметре био би јако сложен.

С обзиром на број утицајних параметара, који једновремено утичу на аутоматски избор степена преноса, у зупчастом делу ХДЗМ, разликују се:

- једноимпулсни,
- двоимпулсни и
- троимпулсни аутоматски системи.

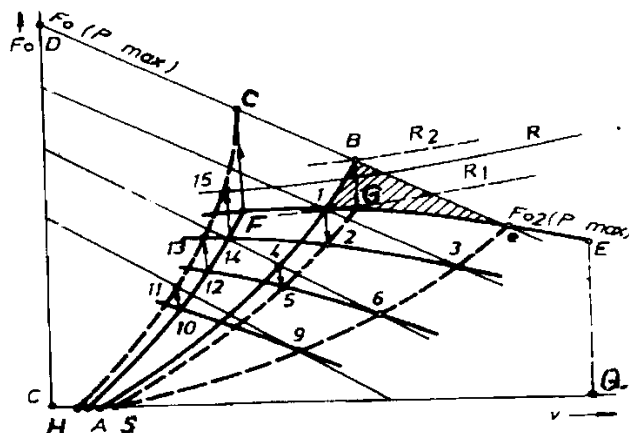
Брзина кретања моторног возила, као једини параметар који утиче на избор степена преноса, користи се код једноимпулсних аутоматских система. Код ових система се увек при одређеној брзини кретања возила врши промена степена преноса. Њена вредност, одређује се из услова максималног искоришћења вучне силе возила. У првом и другом степену преноса, при тој брзини, криве вучне силе, при максималној снази мотора, секу у тачки L. Тачке пресека кривих вуче, при делимичним снагама мотора, налазе се лево од праве KL. То значи да при примени једноимпулсних система, при делимичним снагама, јавља се губитак вучне силе (нпр. са тачке 3 на тачку 4). Да би се смањила ударна оптерећења и губици, при делимичним снагама погонског мотора у првом степену преноса, врши се смањење брзине кретања возила са v_1 и v_1 . На тај начин се смањује и максимални број обртаја мотора. То истовремено значи, да се смањењем брзине при којој се врши промена степена преноса долази до појаве губитака и смањења вучне силе, при максималној снази мотора (површина LMG), што доводи до погоршања динамичких карактеристика возила. На основу тога, а и због могућности појаве цикличних промена степена преноса, ови системи се данас и не користе на моторним возилима [12].



Слика 71. Промена степена преноса у механичком делу хидродинамичко зупчастог мењача код једноимпулсних система [12]

Поред брзине кретања возила користи се и импулс режима рада погонског мотора. Најчешће је то положај органа за регулисање напајања мотора горивом. Код двоимпулсног система промене степена преноса применом ових система, могуће је да закон промене степена преноса у мењачу (права KL на слици 71), добије облик криве SF (слика 72). Ова крива пролази кроз тачке пресека вучне силе суседних степена преноса, без губитака вучне силе, при делимичној снази погонског мотора. Овакав закон промене степена преноса у мењачу моторног возила омогућује промену степена преноса без губитака вучне силе при делимичној снази погонског мотора и без појаве ударних оптерећења.

Ради повећања економичности потрошње моторног возила најчешће се врши блокирање ХДМ, при преласку из првог у други степен преноса. И при примени овог система, при промени степена преноса у мењачу моторног возила, долази до појаве ударних оптерећења, што се решава применом одговарајућег система за управљање.



Слика 72. Промена степена преноса у механичком делу хидродинамичко зупчастог мењача код двоимпулсних система [12]

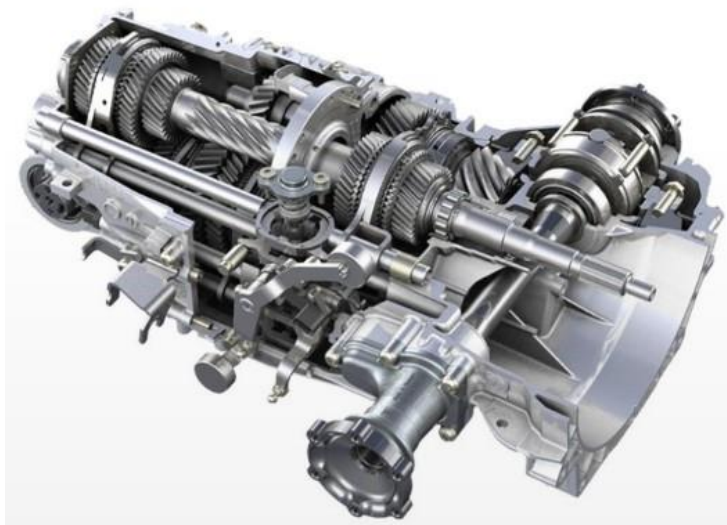
При максималној снази мотора вучна сила се мења по линијама DBGE, при убрзавању, а по EFCD при успоравању возила. При томе, у оба случаја, промена се врши са појавом ударних оптерећења. Услед тога долази до појаве цикличне промене.

Овај проблем се углавном решава применом одговарајућег система за управљање.

Поред брзине кретања моторног возила и режима рада његовог погонског мотора, као трећи импулс уводи се убрзање возила код троимпулсних система промене степена преноса. Познато је да се за убрзање масе возила користи један део снаге погонског мотора. Из тог разлога се вучна сила за савлађивање спољних отпора смањују. Зато је потребно да се закон промене степена преноса у мењачу моторног возила коригује убрзањем. Овај систем још увек нема широку примену [13].

8.2. 7-степени мануелни мењач

Први мануелни мењач са 7 степени преноса, компаније ZF, представља прву мануелну трансмисију са 7 степени преноса која је доступна за путничка возила. Настао је на основу 7-степеног мењача са двоструком спојницом од стране ZF. Ову седмостепену мануелну трансмисију одликују нове, брзе карактеристике преноса степена преноса [15].



Слика 73. 7-мануелна трансмисија [15]

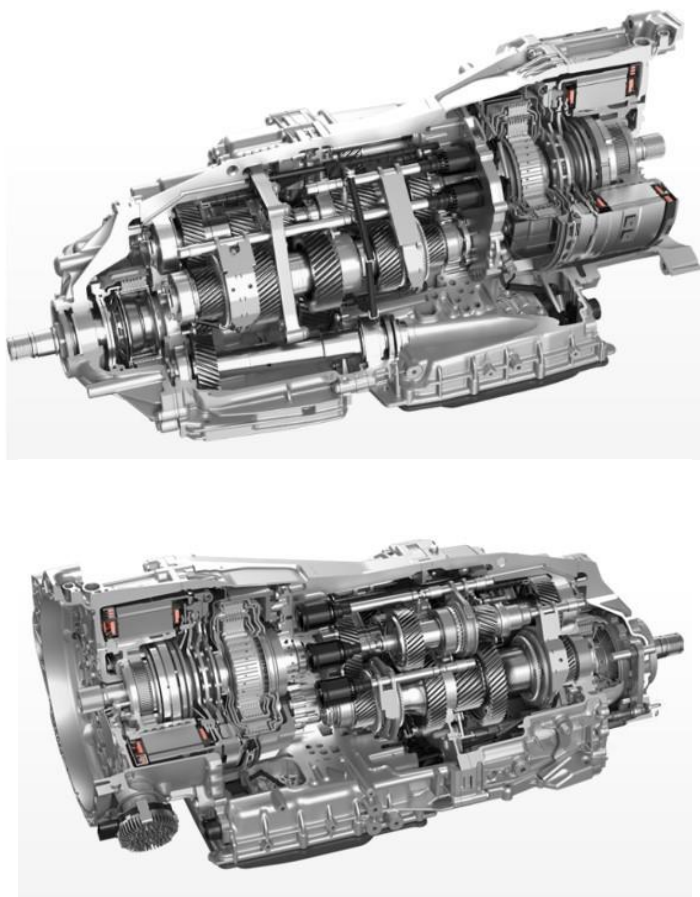
Предности:

- Висока удобност при промени степена преноса,
- Оптимизована тежина мењача и висока ефикасност, такође доприносе економичности потрошње горива,
- Могуће покретање - заустављање,
- Патентирани систем за спречавање грешке у раду: пребаците се на седму брзину одмах након преласка на пету или шесту,

- Исте компоненте као и 7-степенни мењач са двоструком спојницом због модуларног система,
- Дизајниран за системе преноса снаге ка свим точковима и клизни диференцијал.

8.3. 8-степенни мењач са двоструком спојницом

Нови спортски мењач дизајниран за пренос снаге на задњим точковима и код погона на свим точковима, представља динамичан и ефикасан ZF-ов иновативни 8-степенни мењач са двоструком спојницом и основа је новог флексибилног модуларног система за предње уздужне стандардне погоне на свим точковима и хибридама [16].



Слика 74. 8-степенни мењач са двоструком спојницом [16]

Предности:

- Брзо комбиновано мењање степена преноса са изузетном ефикасношћу и највишим нивоом комфора,
- Потпуно нови модуларни хибридни комплет за пренос,

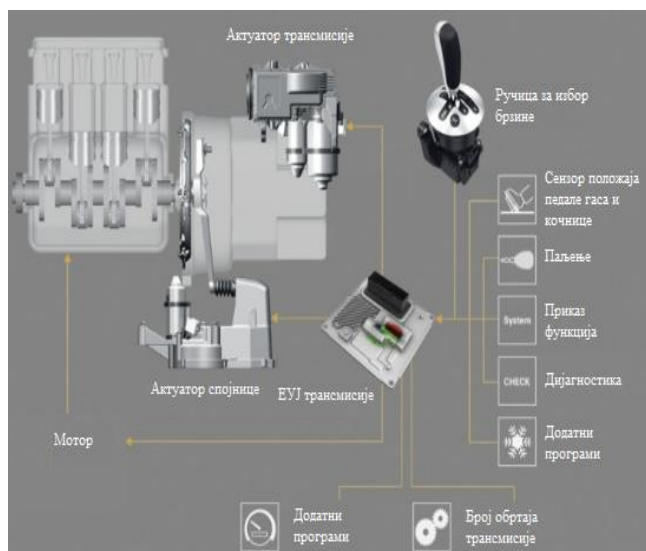
- Опционални хибридни модул за примену код возила на електрични погон као и за примену код градских возила од којих се захтева смањена емисија издувних гасова.

8.4. Аутоматизовани мануелни мењач

Код аутоматизоване ручне трансмисије, спојницу отвара електромеханички актуатор спојнице. Након отварања спојнице, рад преноса унутар мењача преузима електромеханички актуатор мењача. Овим актуаторима управља електронска управљачка јединица. ZF је добављач са једним извором и интегратор за све компоненте, укључујући контролну јединицу за пренос и софтвер [17].



Слика 75. Аутоматизовани ручни мењач фирме ZF [17]



Слика 76. Шематски дијаграм електромеханичког система аутоматизације [17]

Предности:

- Потпуни комфор у вожњи - без активирања спојнице, без пребацивања,
- Спречава грешке током промене,
- Нижа цена и тежина, мањи просторни захтев од аутоматског мењача,
- Омогућава ручно пребацивање и самим тим појединачне стилове вожње,
- Одвојени програми за спортску вожњу, лоше временске услове или клизаве или ледене услове пута и употребу приколице,
- Смањена потрошња горива захваљујући електронски оптимизованим тачкама померања и високом механичком ефикасношћу.

ЗАКЉУЧАК

Трансмисија спада међу најважније делове, односно системе сваког аутомобила, представља сложен систем који чини више међусобно повезаних система и у коме су интегрисане многобројне функције.

Важан део трансмисије чини мењач који служи за трансформацију обртног момента и броја обртаја погонског мотора ради побољшања вучних перформанси возила. Осим тога, омогућава промену смера кретања возила и омогућује рад мотора са укљученом спојницом, али и прекид тока снаге од мотора ка точковима. По правилу је постављен непосредно иза мотора, односно спојнице. Обично је везан са мотором и мењачом у једну уградну целину која се често назива и агрегат снаге.

На возилима се примењују различита решења мењача и то:

- механички (фрикциони и зупчасти (с покретном и непокретном осом вратила));
- хидраулички (хидродинамички и хидростатички);
- електрични (са једносмерном и наизменичном струјом);
- комбиновани (хидродинамички и електромеханички).

У механичке мењаче спадају фрикциони и зупчасти мењачи. Зупчасти мењачи су након своје појаве потиснули остале типове преносника, а примењују се на моторним возилима од краја 19. века. Зупчасти преносници снаге служе да механичку енергију пренесу са погонске на радну машину и да при томе обртне моменте и бројеве обртаја вратила погонске машине прилагоде обртним моментима и бројевима обртаја потребним радној машини.

Поред класичних мењача са зупчаницама, данас се често примењују мењачи са планетарним преносом или епициклички мењачи, обично у комбинацији са хидродинамичком спојницом или хидродинамичким трансформатором. Планетарни мењачи се обично изводе са две до четири брзине и разликују се од непланетарних по компактности, односно мањим габаритима и маси за исту снагу коју преносе.

Предности хидростатичке трансмисије у односу на остале трансмисије су: елиминисано је мењање брзина што операције на путу чини много лакшим. Трактор са континуално променљивом трансмисијом може мекше и осетљивије да одговори на промене оптерећења, него било који упоредиви трактор са механичком трансмисијом.

Недостатак хидростатичке трансмисије у односу на остале трансмисије је њена висока цена. Исто тако, сама уградња континуалне трансмисије није циљ за себе, него и остале компоненте (пре свега мотор) на трактору морају да одговарају оваквом режиму рада, који је аутоматски и флексибилан. Такође, захтева се посебно руковање и одржавање, као и специјално обучени и квалификовани мајстори за то.

У данашњем тренду развоја трансмисија трактора све већу примену имају ткз. аутоматске трансмисије које обезбеђују континуални пренос снаге у зависности од услова експлоатације. Трактори опремљени са таквим типовима трансмисија имају знатно већи степен искоришћења снаге, односно повољнију потенцијалну вучну карактеристику.

Што се тиче даљег развоја и примене зупчастих мењача појавио се читав низ различитих решења, као последица тежње да се побољшају његове карактеристике, а у првом реду да се повећа степен корисног дејства (η) у што широј области примене. Према томе појавила се комбинација хидродинамичког мењача са механичким мењачким преносником са или без аутоматизације промене степена преноса мењача. Овакви мењачки преносници називају се хидродинамичко-зупчасти мењачи (ХДЗМ) и користе комбинацију ХДПС и одговарајућег зупчастог мењача. Поред овог решења постоје и 7-степени мануелни мењачи, 8- степени мењачи са двоструком спојницом и аутоматизовани мануелни мењачи.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ружић Д., Познановић Н.: Основи моторних возила, Факултет техничких наука, Нови Сад, 2010.
- [2] Netauto, Историја аутомобила, Интернет адреса: <http://www.netauto.rs/srpski/news/article/istorija-automobila>, приступљено 18.12.2019.
- [3] Кнор П.: Пројектовање и конструкција моторних возила – скрипта, Машински факултет Сарајево, 2005/2006
- [4] Глишовић Ј.: Конструкција возила, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2014.
- [5] Јанићијевић Н.: Аутоматске трансмисије моторних возила, Београд, 2000.
- [6] Савин Л., Симикић М., Николић Р.: Пољопривредни трактори, Пољопривредни факултет, Нови Сад, 2016.
- [7] Петровић П., Обрадовић Д.: Пољопривредна техника, страна 91-99, 2006.
- [8] Глигорић Р., Радомировић Д.: Степен корисности планетарних преносника трактора, летопис научних радова број 1, страна 56-65, 2003.
- [9] Крјуков А., Харченко Д.: Избор трансмисије гусеничних машина, Ленинград, 1963.
- [10] Симић Д., Радоњић Р., Келић В.: Моторна возила – Хидропреносници у трансмисијама моторних возила, Машински факултет, Крагујевац, 1976.
- [11] Б. Крстић: Истраживање могућих решења и развој конструкције селектованог решења аутоматског турбозупчастог мењача за привредно возило снаге 75 kW, магистарски рад, Машински факултет, Крагујевац, 1984.
- [12] Крсмановић Љ.: Хидродинамички преносници снаге, Машински факултет, Београд, 1989.
- [13] Јанићијевић Н.: Аутоматско управљање у моторним возилима, Машински факултет, Београд, 1993.
- [14] Крстић Б.: Хидродинамички преносници снаге у агрегатима моторних возила, монографија, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац.
- [15] ZF products for cars, 7-степенa мануелна трансмисија, Интернет адреса: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29131.html, приступљено 10.02.2020.
- [16] ZF products for cars, 8- степени мењач са двоструком спојницом, Интернет адреса: https://www.zf.com/products/en/cars/products_46338.html, приступљено 10.02.2020.
- [17] ZF products for cars, Аутоматизовани мануелни мењач, Интернет адреса: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29280.html, приступљено 10.02.2020.