

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Илија И. Бошковић

**Избор преносних односа зупчастих мењачких
преносника путничких моторних возила**
завршни рад

Крагујевац, 2015.

Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука



Назив студијског програма:

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Моторна возила 1

Број индекса: 27/2011

Илија И. Бошковић

**Избор преносних односа зупчастих мењачких
преносника путничких моторних возила**

Комисија за преглед и одбрану:

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

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

Опише и анализира:

- развој зупчастих мењачких преносника путничких аутомобила
- поступак избора мењачког преносника и

да изврши проверу избора мењачког преносника на једном путничком возилу из серијске производње

Препоручена литература:

[1] Демич М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.

[2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

Резиме:

У овом раду објашњен је значај система преноса снаге на возилу, као и параметра који се користе за прорачун избора мењачког преносника. Систем преноса снаге омогућава промену вучне силе на погонским точковима и брзину кретања возила, па се зато овом систему придаје велика важност. На конкретном примеру једног путничког возила серијске производње извршен је поступак избора мењачког преносника и одређивање међупреносних односа, док су резултати прорачуна приказани дијаграмима.

Кључне речи: Систем преноса снаге, зупчасти мењач, преносни однос

Abstract:

This paper explains the significance of transmission on the vehicle, as well as the parameters that are used for the calculation of the election gear box. Transmission enables to use traction on the driven wheels and the vehicle speed, which is why this system is of essential importance. In the specific example of passenger vehicle, the procedure for the election gear box and the determination gear ratio has been performed, and the results of the calculation are showed on the diagrams.

Key words: Transmission, gearbox, gear ratio

Садржај

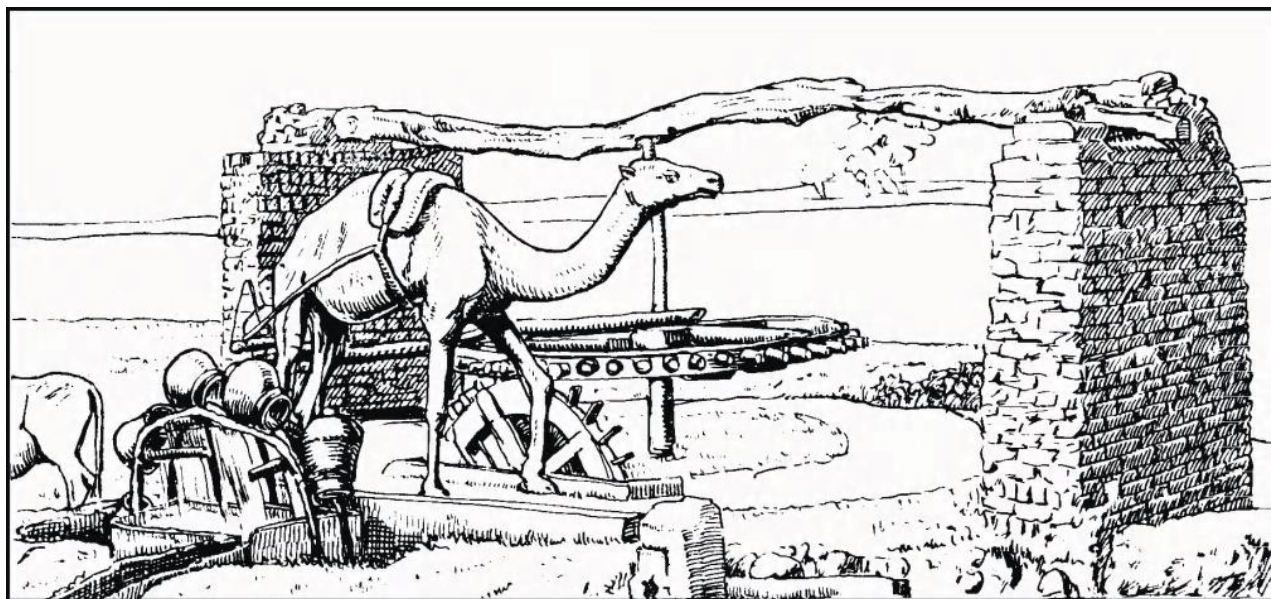
1. Увод.....	3
1.1. Историјат и развој мењачких преносника снаге.....	3
2. Преносници снаге.....	6
2.1. Главна спојница.....	7
2.2. Мењачи.....	8
2.3. Преносно вратило.....	9
2.4. Погонски мост.....	10
2.5. Главни преносник.....	10
2.6. Диференцијални преносник.....	12
3. Мењачки преносници снаге.....	13
3.1. Механички преносници снаге.....	13
3.2. Континуално варијабилна трансмисија (ЦВТ).....	14
3.3. Мењачи са степенастом променом степена преноса.....	15
4. Поступак избора мењачког преносника.....	16
4.1. Одређивање међупреносних односа.....	20
4.2. Геометријска прогресија.....	24
4.3. Прогресивна расподела.....	26
5. Закључак.....	30
6. Литература.....	31

1. Увод

1.1. Историјат и развој мењачких преносника снаге

Најзначајнији проналасци су фундаментална открића, нови проналасци и иновације без који се данашњи производи не би пројектовали и произвели. Довели су до развоја нових производа и открића. Са друге стране они су довели до тога да су открића најједноставнијих елемената омогућила развој и правилно функционисање нових производа. Идеја о опремању мотора са системом зупчаника, да би се прилагодила брзина и обртни момент снази која је потребна, је 100 година старија од данашњег возила. Сви битни елементи и принципи система преноса снаге развијени су до 1925. Од тада, даљи напредак се вршио у циљу повећања животног века, перформанси, смањењу тежине и смањењу буке.

Први цртежи зупчастог система датирају из средњег века. Недостајала је снага мотора и стога је морала бити коришћена снага мишића. Људске "машине" су морале да ураде тежак посао у овом процесу. Зупчаници се несумњиво користе више од 1000 до 2000 година п.н.е. за унапређење људског и животињског рада. Слично систему ђерма данас се у Египту још увек користе за водоснабдевање, два упарена дела која се блокирају помоћу дрвених клинова или зуба (слика 1.). Тада је настао први "систем преноса снаге".



Слика 1. Ранији преносни систем Египатски ђерам [3]

Хронологија открића значајних за развој преносника снаге

- 2000 – 1000 година п.н.е. почиње да се користи зупчасти пар са зупцима у облику клинова као погонски точак за снабдевање водом, пужни пар код вуновлачаре
- 500 година п.н.е. точак, колица, зупчаник
- 200 година п.н.е. употребљавају се полуга, клипњача, ваљак, точак, дизалица, пужни преносник и зупчаник
- 1754 Ојлеров (*Euler*) закон о принципу рада зупчаника са спиралним озубљењем
- 1784 Ват (*Watt*) предвиђа да парне машине захтевају додатне степене преноса за друмска возила
- 1821 Грифитов (*Griffith*) двостепени мењач са покретним зупчаницима
- 1879 Зелденев (*Selden*) патент система преноса снаге са клизећим зупчаницима, са зупчаником за ход уназад и спојницом
- 1889 Мајбах-Дајмлеров (*Maybach - Daimler*) четворостепени мењачки преносник са клизним зупчаницима
- 1899 Кросер-Шмитова (*Krauser - Schmidt*) континуално варијабилна трансмисија (ЦВТ) са фрикционим преносником
- 1905 Фетингер (*Föttinger*) хидродинамички мењач
- 1925 Рислер (*Rieseler*) аутоматски систем преноса снаге са хидродинамичким мењачем и планетарним преносником
- 1953 Боргвардов (*Borgward*) аутоматски мењач са конвертором и тростепеним пужним преносницима и електрохидрауличном променом
- 1989 Поршеов (*Porsche*) аутоматски мењач са командама на волану
- 2000 Тојотина (*Toyota*) серијска производња хибридних возила Прајус 1 (*Prius 1*)
- 2003 Мерцедесов (*Mercedes-Benz*) седмостепени аутоматски мењач за стандардни погон
- 2005 Гертрагов (*Getrag*) седмостепени полуаутоматски мењач за BMW M5
- 2008 Фолксвагенов (*Volkswagen*) систем преноса снаге са седам степени преноса, двојном сувом спојницом
- 2009 ZF 8HP, осмостепени аутоматски мењач за путничка возила са стандардним погоном и побољшаном ефикасношћу

Развој система преноса снаге на аутомобилима кроз историју може се поделити на четири етапе:

Од 1784 до 1884 Прихватањем чињенице да обртни момент/брзинска карактеристика парних мотора и мотора са унутрашњим сагоревањем мора бити прилагођена оптерећењу преко система преноса снаге да би се остваривала максимална снага. Прва решења су била мењачи са варијабилним степенима преноса, са клизећим или константним озубљењем.

Од 1884 до 1914 Потрага за правим решењем претварања обртног момента у брзину. Поред назубљених преносника, развијао се велики број разноврсних система преноса снаге: ланчани, каишни и фрикциони преносници, електрични, хидраулични и пнеуматски преносници снаге, зупчасти мењачки преносник и нарочито ЦВТ (continuously variable transmission) су тестирани.

Од 1914 до 1980 Зупчасти мењачки преносник је био најприхватљивије решење, јер је имао јако висок однос снаге и тежине. Зупчасти мењачки преносник је постао најчешће примењивано решење, из тог разлога што је лако могао бити модификован за употребу у различитим возилима. Развој се касније наставио кроз деценије, у смислу радног века, поузданост, ниво буке и лакоће руковања. Масовни пораст у аутоиндустрији је био кључни подстицај за развој олакшаног коришћења путничких возила.

Од 1980 до данас У данашње време постоје значајни помаци код система преноса снаге путничких и комерцијалних возила. Постоји јако велики избор различитих система преноса снаге у зависности од потреба и сврхе моторног возила. Зупчасти мењачки преносник има између 5 и 8 степени преноса. У случају теретних возила, зупчасти мењачки преносници имају између 6 и 16 степени преноса и највеће могуће преносне односе зупчаника. [3]

2. Преносници снаге

Под системом преноса снаге возила се подразумева повезана група склопова, преко којих се врши пренос снаге од мотора до погонских елемената (точкова или гусеница). Зависно од врсте возила, конструкција система преноса снаге и састав елемената се јако разликује, тако да се може говорити о систему преноса снаге путничких и теретних возила и систему преноса снаге радних машина. У сваком случају све оне садрже спојницу, мењач, преносна (карданска) вратила, главни преносник и погонски мост. [5]

Системи преноса снаге и трансформације обртног момента код моторних возила имају основни задатак да пренесу снагу са погонског агрегата до погонских точкова или ланчаника гусенице, уз одговарајућу трансформацију обртног момента. Циљ је да систем преноса снаге у свим условима рада возила обезбеди потпуно искоришћење снаге мотора.

Поред основне функције система преноса снаге, она има задатак да омогућава промену вучне силе на погонским точковима и брзину кретања возила. Код возила гусеничара њена функција се проширује и на омогућавање праволинијског кретања и заокретања у разним теренским условима.

Захтеви које систем преноса снаге мора да испуни су:

- Обезбеђивање високе средње брзине и вучне силе
- Пренос снаге без великих губитака (висок степен корисности)
- Висок степен поузданости, односно сигурности у раду
- Мали габарити укључујући и масу целог система преноса снаге
- Код гусеничких возила добра управљивост и заокретљивост
- Мали обим радова на одржавању, монтажи и демонтажи

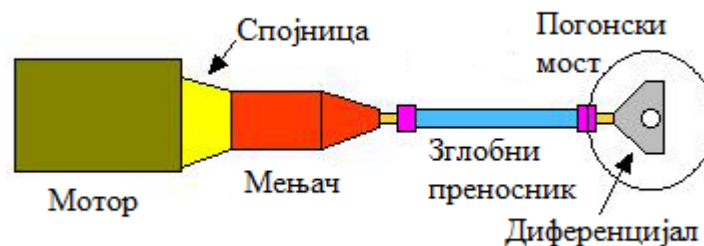
Механички преносници снаге састоје се, као што је и унапред напоменуто, најчешће од следећих основних склопова:

- спојница,
- мењачки преносник,
- зглобно вратило,
- главни преносник,
- диференцијални преносник,
- погонска полувратила.

У наставку ће бити објашњени принципи рада и главне карактеристике основних елемената (подсклопова) система преноса снаге.

2.1. Главна спојница

Главна спојница је један од делова возила који омогућава лагодну вожњу. На возилу спојница се налази између мотора и мењача. Главна улога спојнице је да пренесе обртни момент од мотора ка систему преноса снаге и даље на точкове, као и да успостави или прекине пренос снаге између два вратила. Да би се променио степен преноса, или да би се возило зауставило, пренос снаге са мотора на мењач мора бити прекинут. Раздвајање погонског дела система преноса снаге од гоњеног остварује се искључивањем спојнице, док се повезивање остварује њеним укључивањем. Поред задатка да одваја мотора од система преноса снаге и поновно спаја, спојница код моторних возила извршава и низ других важних задатака као што су омогућавање поласка возила из места, убрзавање возила и омогућавање промене степени преноса за време кретања возила уз минималне ударе зуба упарених зупчаника.



Слика 2. Шема система за пренос снаге [6]

Према начину преноса обртног момента спојнице се могу поделити на:

- фрикционе,
- хидродинамичке,
- електромагнетне и
- комбиноване.

Према начину командовања укључивањем, односно искључивањем спојнице постоји следећа подела:

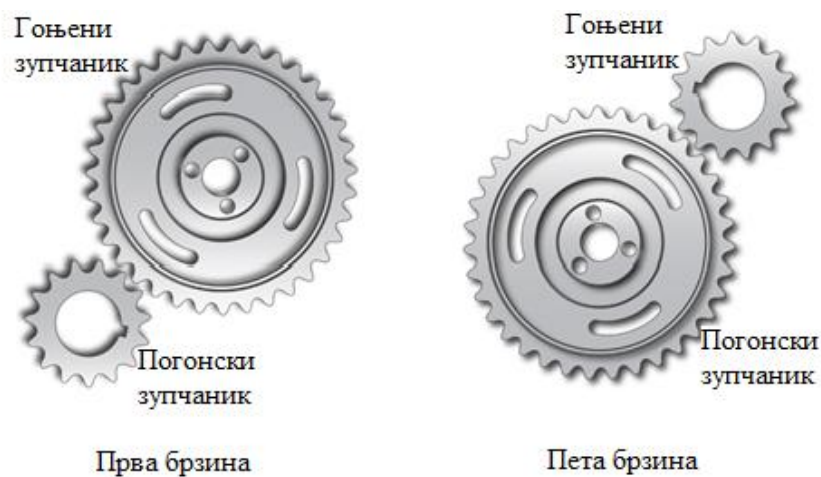
- командовање од стране возача (коришћењем енергије мишића или помоћу серво уређаја),
- аутоматско командовање које може бити у зависности од положаја педале гаса, у зависности од броја обртаја и оптерећења мотора и у зависности од померања полуге за промену степени преноса.

2.2. Мењачи

Функција мењача у возилу је да преноси снагу из мотора на точкове. То преношење снаге се врши помоћу зупчаника различитих величина, који редукују број обртаја мотора, снагу и обртни момент. Коришћењем мењача омогућава се:

1. покретање возила из места и савлађивање успона
2. брзина кретања возила
3. кретање уназад

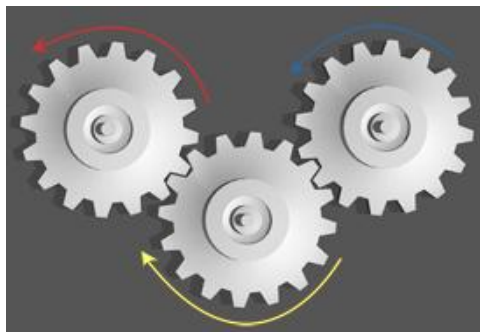
У првом степену преноса обртни момент са мотора доводи се на мали зупчаник, који своје кретање преноси на велики зупчаник. За један пун обртај малог зупчаника, велики зупчаник се обрне само за део круга. Да су зупчаници исте величине, или да је погонски зупчаник већи од гоњеног, отпор на који наилази погонски зупчаник био превелики, а снага недовољна за покретање возила.



Слика 3. Шематски приказ преносних односа у првом и петом степену преноса [4]

Увећањем броја обртаја мотора добија се вучна сила на погонским точковима да би се у току вожње могли савладати отпори кретања. Промена обртног момента остварује се у мењачком преноснику (број промена зависи од броја степена преноса у мењачу).

Пошто је број обртаја мотора ограничен, увећањем броја обртаја мотора добија се вучна сила на погонским точковима да би у се току вожње могли савладати отпори кретања. Промена обртног момента остварује се у мењачком преноснику (број промена зависи од броја степена преноса мењача). Коришћење мењачког преносника са малим бројем степена преноса, може довести до тога да мотор ради на максималном броју обртаја, а да се возило креће малом брзином. Кретање возила уназад омогућава се увођењем посредног зупчаника између гоњеног и погонског, сврха тог зупчаника је да промени смер окретања гоњеног зупчаника, а самим тим и точкова.



Слика 4. Увођење трећег зупчаника за кретање уназад [4]

2.3. Преносно вратило

Преносно вратило повезује излазно вратило мењача са улазним вратилом погонског моста. Обично се ова веза остварује са више преносних вратила међусобно повезаних преко зглобова. У основи разликујемо две врсте вратила, преносно вратило са карданским зглобом и преносно вратило са еластичним зглобом.

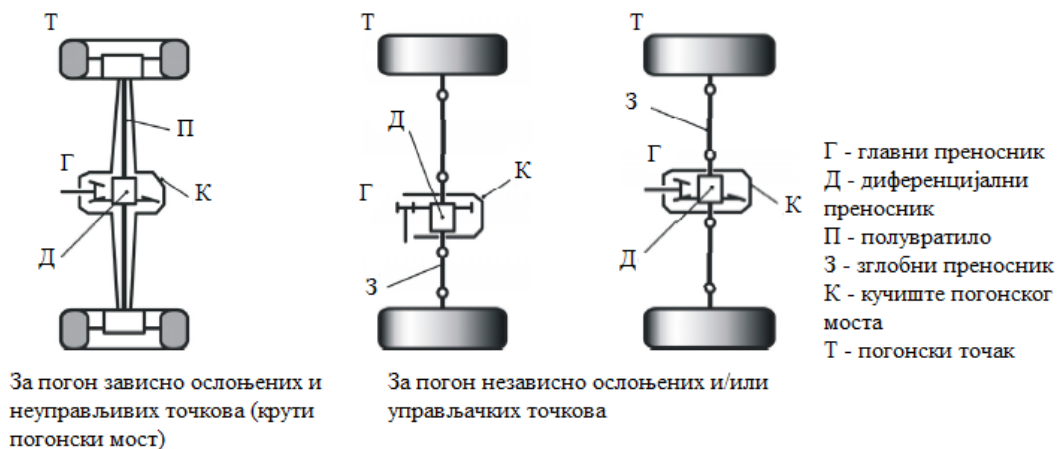
Зглобни преносници служе за пренос обртног момента између агрегата чије су осе постављене под неким углом једна у односу на другу, с тим да се тај угао у току експлоатације возила може стално мењати. Осим за пренос обртног момента на погонски мост, кардански преносник се такође, примењује при преносу обртног момента за погон помоћних агрегата возила (уређај за самоистовар, чекрк итд.).

2.4. Погонски мост

Погонски мост служи за пренос обртног момента од мењача, преко карданског вратила (зависно од конструкције) на погонске точкове. Осим тога, погонски мост мора примити вертикалне, уздужне и попречне силе које се јављају између пута и рама или каросерије возила. Погонски мост може бити предњи (осим погона има и функцију моста са којим се управља) или задњи, па се у зависности од тога конструише и начин преноса обртног момента на погонске точкове. [4]

У погонском мосту смештени су механизми система за пренос снаге који служе за пренос обртног момента на погонске точкове, и то:

- главни преносник,
- диференцијал и
- елементи за погон точкова и кућиште погонског моста ако је систем еластичног ослањања (СЕО) зависно.
-



Слика 5. Приказ погонског моста [4]

2.5. Главни преносник

Главни преносник врши редукцију броја обртаја и погони диференцијални преносник. Са диференцијалног преносника се снага разводи на точкове преко погонских вратила, која могу бити једноделна или са зглобовима.

$$\text{Преносни однос главног преносника: } i_o = \frac{z_g}{z_p}, \quad (2.1)$$

Где су:

- z_g - број зуба гоњеног зупчаника и
- z_p - број зуба погонског зупчаника

На основу познате максималне брзине може се израчунати преносни однос i_o :

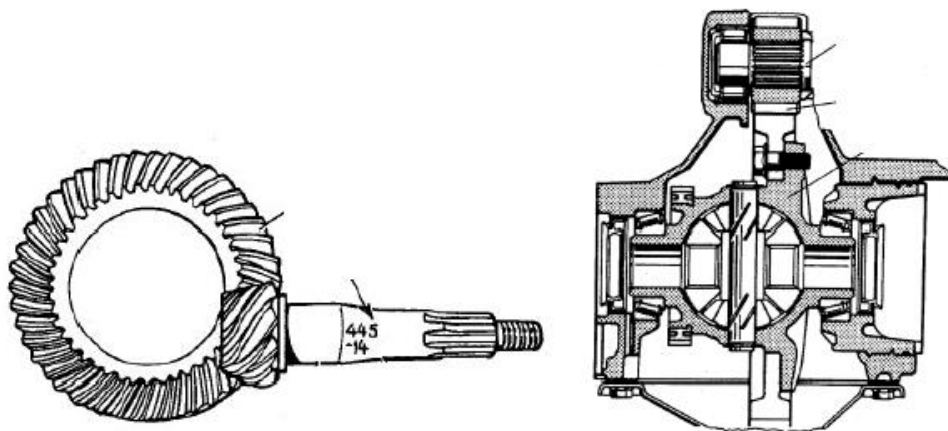
$$i_o = \frac{2\pi \cdot n_v \cdot r_f}{v_{max}}, \quad (2.2)$$

где су:

- n_v - број обртаја погонског агрегата при максималној брзини возила (обично се усваја да је једнак n_p или n_{max})
- r_f - полупречник котрљања погонских точкова и
- v_{max} - максимална брзина.

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 зупчаника са косим зубима (када су осе излазног вратила мењача и оса осовине возила паралелне - код попречно постављеног погонског агрегата).



Слика 6. Основни типови главних преносника: са хипоидним паром зупчаника (лево) и са цилиндричним паром зупчаника (десно) [4]

2.6. Диференцијални преносник

Осовински диференцијални преносник, односно 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 точка.

Током кретања возила обртни момент се преко главног преносника доводи на кућиште диференцијала, а са кућишта преко осовине и сателита разводи на централне зупчанике, односно вратила точкова. Ако се занемари трење и инерција, доведени момент левом и десном точку су увек исти.

При кретању возила 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).

Приликом кретања возила у кривини, точак на спољашњој страни кривине прелази већи пут за исто време и зато се брже обрће од точка на унутрашњој страни кривине. То изазива релативно обртање сателитских зупчаника око њихове осе. При томе је тренутна средња брзина обртања левог и десног точка једнака брзини обртања кућишта диференцијала. [4]

3. Мењачки преносници снаге

Мењачки преносник представља основни и најзначајнији склоп преносника снаге.

Основни задатак мењачког преносника у моторном возилу је:

- да омогући правилно искоришћење снаге мотора,
- да омогући кретање возила уназад,
- да омогући одвајање мотора од осталих елемената преносника снаге,
- да омогући полазак возила из места и постепен прелаз на већи степен преноса и
- да ради бешумно са високим степеном корисности.

У принципу сви мењачи се могу поделити у више група према различитим принципима подела: конструкција, начин рада, применљивост или неки други разлог поделе. На савременим моторним возилима мењачки преносници се могу сврстати у следеће групе:

- механичке,
- хидраулички (могу бити хидродинамички и хидростатички),
- електрични и
- комбиновани.

Наравно свака од ових врста се могу поделити поново у више подгрупа, а ови опет такође на даље подгрупе. Даља подела би могла да буде:

- мењачи са ручним командовањем,
- полуаутоматски мењачи и
- мењачи са аутоматском променом степена преноса

3.1. Механички преносници снаге

Механички преносници су најједноставније и још увек најчешће примењено решење у савременим возилима. Они се пре свега могу поделити у две основне групе:

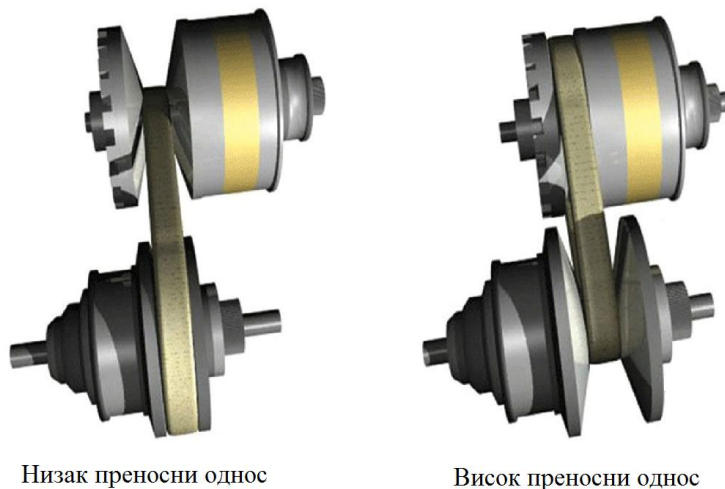
- зупчасти (преносници са степенастом променом степена преноса) и
- фрикциони (преносници са континуалном променом преноса).

Зупчасти мењачи, односно мењачки преносници за пренос снаге и промену преносног односа, користе зупчанике као основне елементе. То су мењачи са зупчастим паровима, који промену степена преноса остварују било упаривањем различитих зупчаника или мењачи код којих су зупчасти парови по степенима преноса већ упарени. Основни принцип код мењача са упаривањем зупчаника је да при мењању степена преноса периферне брзине зупчаника морају да буду једнаке, како би се међусобно укључивање уопште могло извести и да се не би изазвало превелико хабање или чак лом зубаца. У том смислу постоје посебни подсклопови у мењачу, смештени уз саме зупчанике, такозвани синхрони, којима се врши изједначавање периферних брзина упариваних зупчаника.

Фрикциони мењачи, односно мењачки преносници, користе фрикционе елементе за пренос снаге и то са континуалном променом преносног односа. Ова особина фрикционих мењачких преносника омогућава боље приближење вучних карактеристика идеалној хиперболи вуче. Ова њихова могућност може да дође до изражаја, односно да се у потпуности искористи, једино ако се фрикциони мењачки преносник у потпуности или бар делимично аутоматизује. [4]

3.2. Континуално варијабилна трансмисија (ЦВТ)

Принцип рада континуално варијабилне трансмисије базиран је на бесконачно много преносних односа, чиме се са теоријског аспекта постиже већа ефикасност процеса преноса и трансформације параметара снаге у односу на остале типове система преноса снаге. Најчешће се у склопу ЦВТ мењача користи фрикциони елемент, који има изражено клизање и сходно томе утиче на смањење укупног степена корисности трансмисије. Како би губици били што мањи, неопходно је остварити оптималну затегнутост каиша, што је пропорционално снази која се преноси, па се ови системи преноса снаге углавном примењују код мањих и средњих сегмената возила. Принцип рада је базиран на ременицама промењивог пречника, што уз константну дужину каиша резултује промењивим преносним односом. Приказ ЦВТ трансмисије дат је на слици 7.



Слика 7. ЦВТ мењачки преносник [5]

У случају релативно већих снага, уместо гумених каишева користе се ланци, који производе већу буку и имају мањи коефицијент пријањања, али немају проблем истезања током експлоатације, као гумени каишеви.

3.3. Мењачи са степенастом променом степена преноса

Степенаста промена преносних односа је основна карактеристика зупчастих мењача. Коришћењем мењача са већим бројем степени преноса боље је приближење идеалној хиперболи вуче, а самим тим и веће искоришћење расположивих перформанси погонског агрегата. Међутим, требало би имати у виду, да са повећањем броја степени преноса, мењачи постају сложенији, компликованији и скупљи за производњу и експлоатацију.

При конструисању мењача неопходно је да се обезбеди: једноставност промене степени преноса, по могућности без прекида тока снаге, бешуман рад, једноставност управљања, безударно укључивање свих степени преноса, осигурање од самоискључивања, подмазивање свих елемената, висок степен корисног дејства, мала тежина и габаритне димензије, поузданост рада итд.

4. Поступак избора преносних односа мењачког преносника

Избор преносних односа мењача је у тесној вези са наменом возила. У пракси се преносни однос бира према претежним експлоатационим условима, а који зависи од врсте возила:

- код путничких и тркачких возила при избору преносних односа битна је максимална брзина и убрзање возила (динамичност возила),
- за возила која су претежно намењена експлоатацији на дугим релацијама (аутобуси, теретна возила намењена за дуголинијски превоз) битна је економичност потрошње горива и превоз путника и/или терета највећом средњом брзином кретања,
- код теретних возила је битна максимална брзина кретања возила и максимални успон који возило може да савлада.

Код поступка избора мењачког преносника потребно је изабрати број преносних односа и њихове вредности и ускладити карактеристике мотора и мењача. Циљ је проналажење оптималних вредности мењача неопходних за функционисање возила, важно је постићи следеће:

- шта боље убрзање возила,
- шта мања потрошња горива,
- могућност поласка на узбрдици и другим отежаним условима,
- могућност достизање максималне брзине.

Израчунавање се врши по следећим корацима:

- одређивање преносног односа у погонском мосту,
- одређивање преносног односа првог степена пренос у мењачу и
- одређивање међупреносних односа.

Избор мењачког преносника урађен је за серијски произведено возило VW Polo чије су карактеристике дате у табели 1. Техничке карактеристике возила су узете из сертификата о саобразности возила.

<i>Параметар</i>	<i>Вредност</i>	<i>Јединица</i>
Нагиб пута [α]	26	[°]
Максимална брзина возила [V_{max}]	120	[km/h]
Максимална снага мотора [P_{max}]	66	[kW]
Број обртаја при максималној снази [n_p]	4200	[min ⁻¹]
Максимални обртни момент [M_{max}]	200	[Nm]
Број обртаја при максималноо обртном моменту [n_m]	1500	[min ⁻¹]
Маса возила [m]	1650	[kg]
Висина тежишта возила [h_t]	0,5	[m]
Динамички полупречник точка [r_d]	0,291	[m]
Коефицијент пријањања [φ]	0,7	[/]
Коефицијент отпора котрљања [f]	0,01	[/]
Степен корисности трансмисије	0,85	[/]

Табела 1. Полазни параметри [7]

Максимална брзина возила може се израчунати и следећим изразом:

$$v_{max} = \frac{2\pi n_{max} r_d}{i_u} \quad (4.1)$$

Где су:

- v_{max} - максимална брзина возила,
- n_{max} - максимални број обртаја мотора,
- r_d - динамички полупречник точка и
- i_u - укупни преносни однос трансмисије.

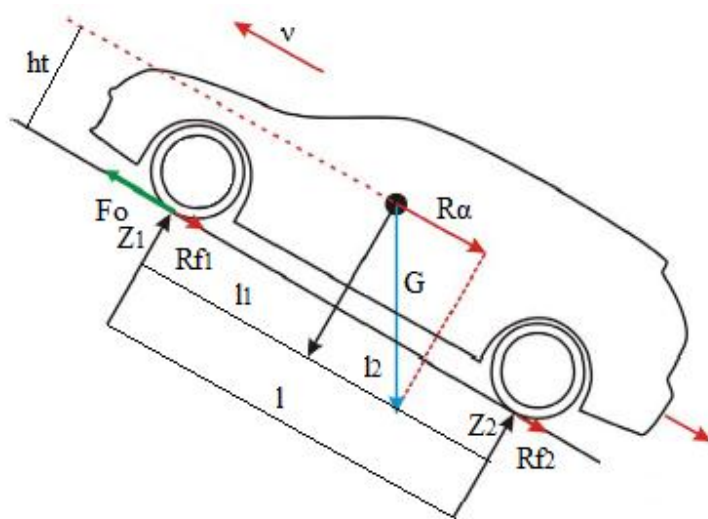
На основу познате максималне брзине возила може се израчунати преносни однос i_o :

$$i_o = \frac{r_d * 2\pi * n}{v_{max}} = \quad (4.2)$$

$$i_o = \frac{0.291 * 2\pi * 70}{50} \rightarrow i_o = 2.56$$

где је:

- r_d - динамички полупречник точка,
- n - број обртаја мотора при максималној брзини,
- v_{max} - максимална брзина возила.



Слика 8. Анализа сила на возилу

Да би могли да одредимо први степен преноса неопходно је познавати обимни силу на току F_o . Највећа вучна сила се израчунава преко биланса вуче:

$$F_o = R_\alpha + R_v + R_f + R_j \rightarrow \quad (4.3)$$

$$F_o = R_\alpha + R_f = mg \sin \alpha + mg \cos \alpha f = \quad (4.4)$$

$$= 1,65 * 9,81 \sin 26,6 + 1,65 * 9,81 \cos 26,6 * 0,02 = 7,54 \text{ kN}$$

Првом степену преноса у мењачу одговара највећи преносни однос, односно највећа вучна сила на погонским точковима, па се у том степену преносна савлађује и највећи успон, када је брзина кретања возила веома мала ($R_v = 0$; $R_j = 0$). За полазни прорачун првог степена преноса узима да је максимална вредност успона $50\% \approx 26,6^\circ$. [3] На основу тога, преносни однос у првом степену преноса је дат изразом:

$$i_1 = \frac{G * r_d (f \cos \alpha + \sin \alpha)}{M_{max} * i_o * \eta} = \quad (4.5)$$

$$i_1 = \frac{1,65 * 9,81 (0,02 \cos 26,6 + \sin 26,6)}{230 * 2,56 * 0,85} \rightarrow i_1 = 4,21$$

Преносни однос у првом степену преноса, за случај погона предњим точковима са аспекта силе пријањања рачуна се као:

$$i_1 \leq \frac{Z_1 * r_d}{M_{max} * i_o * \eta} \quad (4.6)$$

Максимална вучна сила је одређена условима пријањања:

$$F_o = \varphi * Z_1 \quad (4.7)$$

Из услова равнотеже:

$$\sum M_b = 0; Z_1 * l - G \cos \alpha * l + G \sin \alpha * h_t = 0, \quad (4.8)$$

добија се динамичка реакција на предњим точковима:

$$Z_1 = \frac{G \cos \alpha \cdot l_2 - G \sin \alpha \cdot h_t}{l} = \quad (4.9)$$

$$Z_1 = \frac{1.65 \cdot 9.81 \cos 26.6 \cdot 1.35 - 1.65 \cdot 9.81 \sin 26.6 \cdot 0.5}{2.455} \rightarrow Z_1 = 6.483 \text{ kN}$$

$$F_o = \varphi \cdot Z_1 = 0.75 \cdot 6.6.483 \rightarrow F_o = 4.862 \text{ kN}$$

$$i_1 = \frac{Z_1 \cdot r_d}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta} = \frac{4.862 \cdot 0.291}{230 \cdot 2.56 \cdot 0.85} =$$

$$i_1 = 2.827$$

Преносни однос у првом степену преноса мора истовремено да задовољити оба захтева, односно ова вредност се проверава са становишта успона и пријањања:

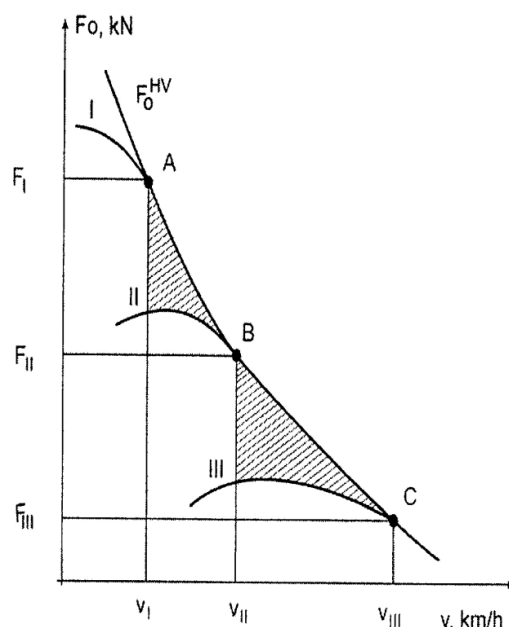
$$\frac{G \cdot r_d (f \cos \alpha + \sin \alpha)}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta} \leq i_1 \leq \frac{Z_1 \cdot r_d}{M_{\max} \cdot i_o \cdot \eta} \quad (4.10)$$

$$4.21 \leq i_1 \leq 2.83 \rightarrow i_1 = 3.5$$

За преносни однос у првом степену преноса извршен је прорачун са аспекта биланса вуче и са аспекта силе пријањања. Добијене су вредности, са аспекта биланса вуче $i_1 = 4.21$, док је са аспекта силе пријањања $i_1 = 2.827$. На основу добијених вредности усвојена је нова вредност за преносни однос у првом степену преноса $i_1 = 3.5$, чија је вредност приближна стварном преносном односу $i_1 = 3.778$.

4.1. Одређивање међупреносних односа

Задатак мењача је да прилагоди карактеристике мотора захтевима потребе вучне силе. Механички преносник то не може остварити у свим условима, а што је илустровано на слици 9., за један тростепени мењач. На слици 9. уочава се да постоји разлика између идеалне силе вуче и стварних вучних сила, јер се само у тачкама А, В и С користи максимална снага погонског агрегата.

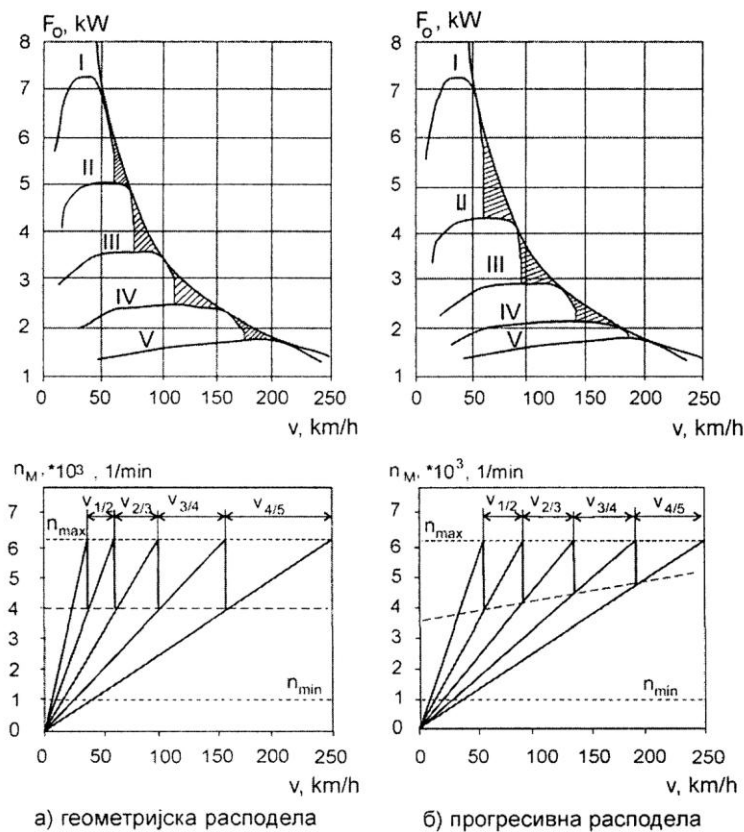


Слика 9. Одређивање броја степени преноса [1]

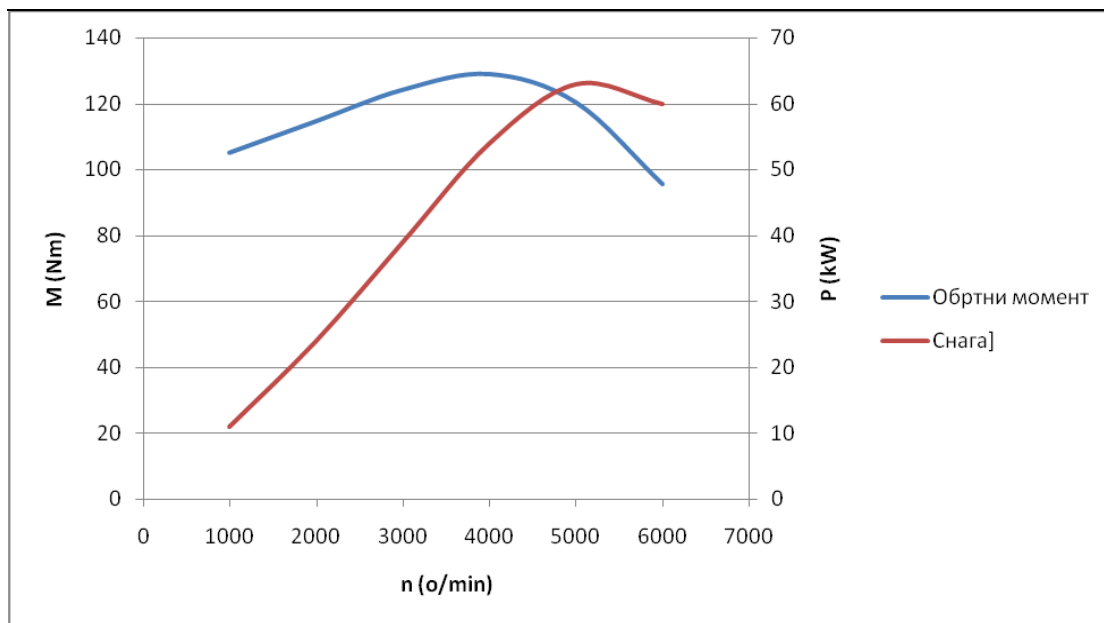
Међустепени преноса (између првог и највишег) треба да остваре максимално приближење идеалној хиперболи вуче. При пројектовању мењача треба тежити да шрафирана површина има што мању вредност, слика 9., јер се тада максимално приближава идеалној криви вуче. Ако се претпостави да су познате брзине у првом (v_I) и у трећем степену преноса (v_{III}), код тростепеног мењача оптимизација се своди на одређивање положаја друге брзине, тако да величина шрафиране површине буде минимална. Број степени преноса утиче на максималну брзину возила и на однос вучних сила у ниским и високим степенима преноса.[1]

Вредности преносних односа мењача подлежу законима математичких прогресија и то:

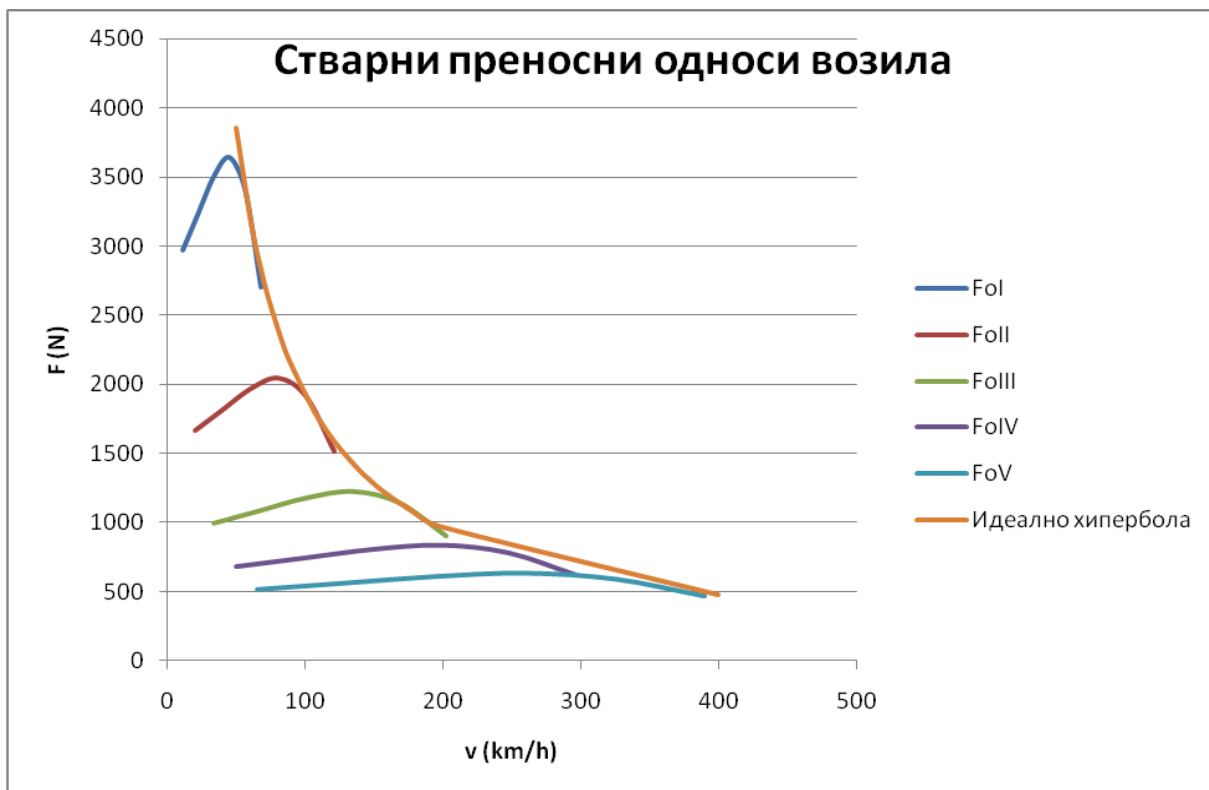
- аритметичке,
- геометријске и
- прогресивне.



Слика 10. Карактеристике мењача са геометријским и прогресивним карактеристикама [1]



Слика 11. Спољашња брзинска карактеристика погонског агрегата путничког возила VW Polo



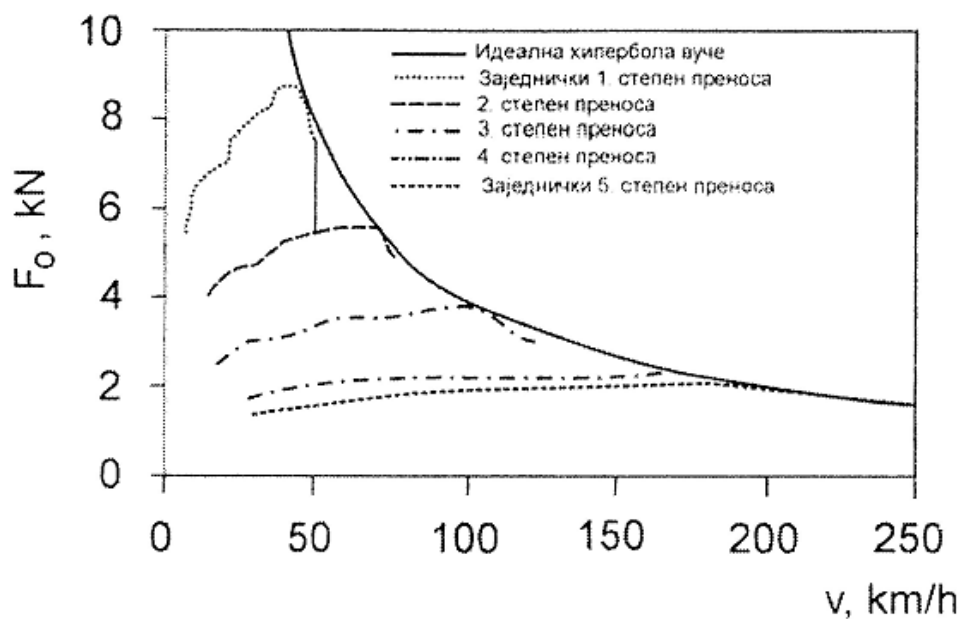
Слика 12 Дијаграм вучне силе за петостепени мењачки преносник са стварним преносним односима

<i>Степен преноса</i>	<i>Преносни односи из сертификат о саобразности возила</i>
i_1	3,778
i_2	2,118
i_3	1,269
i_4	0,865
i_5	0,660

Табела 2. Преносни односи анализираног возила Volkswagen Polo [7]

4.2. Геометријска прогресија

Мењачки преносници са геометријском прогресијом дају мању разлику брзина између преносних односа. Степен преноса са највећим преносним односом има већу разлику вучних сила у односу на степене преноса са ниским преносним односима. Ово се показало као врло корисно код механичких преносника камиона, слика 13.



Слика 13. Утицај геометријске расподеле преносних односа на вучни биланс [1]

Преносни односи у појединим степенима преноса мењача рачунају се по геометријској прогресији:

$$q = \sqrt[m-1]{i_1} = \sqrt[4]{3.5} \quad (4.11)$$

$$q = 1.337$$

где је:

m – број степени преноса.

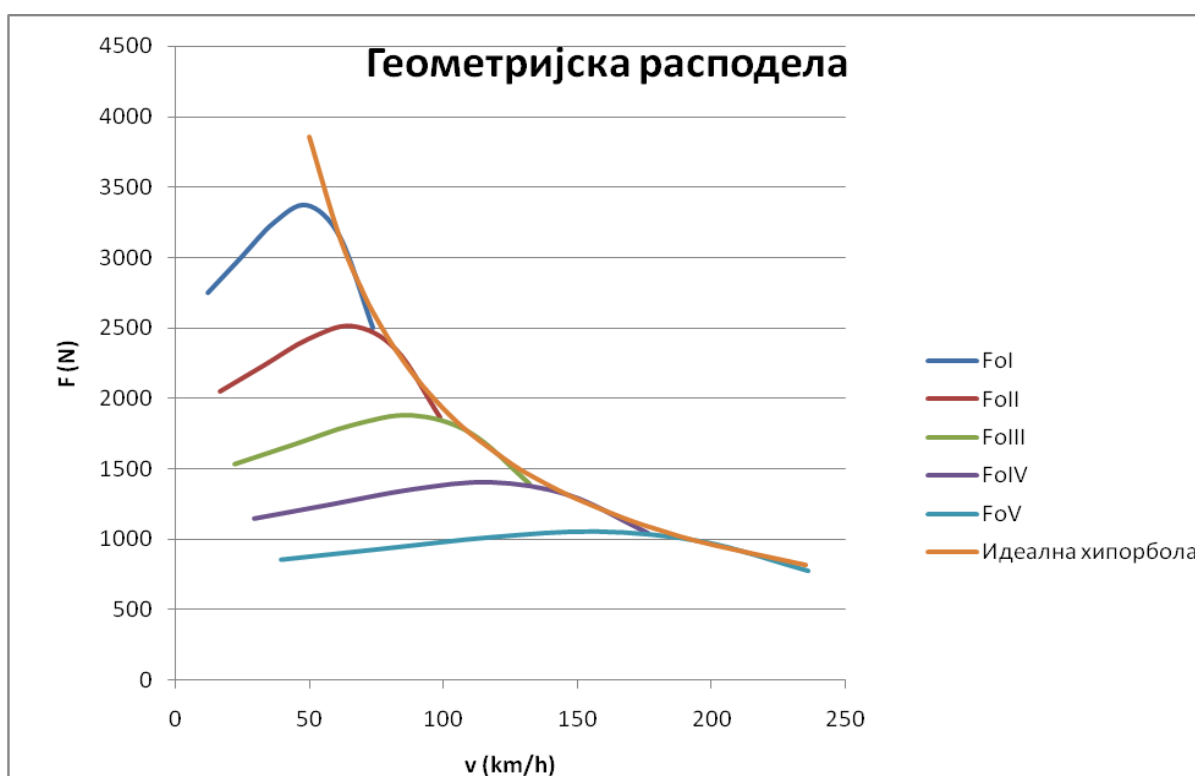
Сада је:

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{3.5}{1.337} = 2.61$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{2.61}{1.337} = 1.95$$

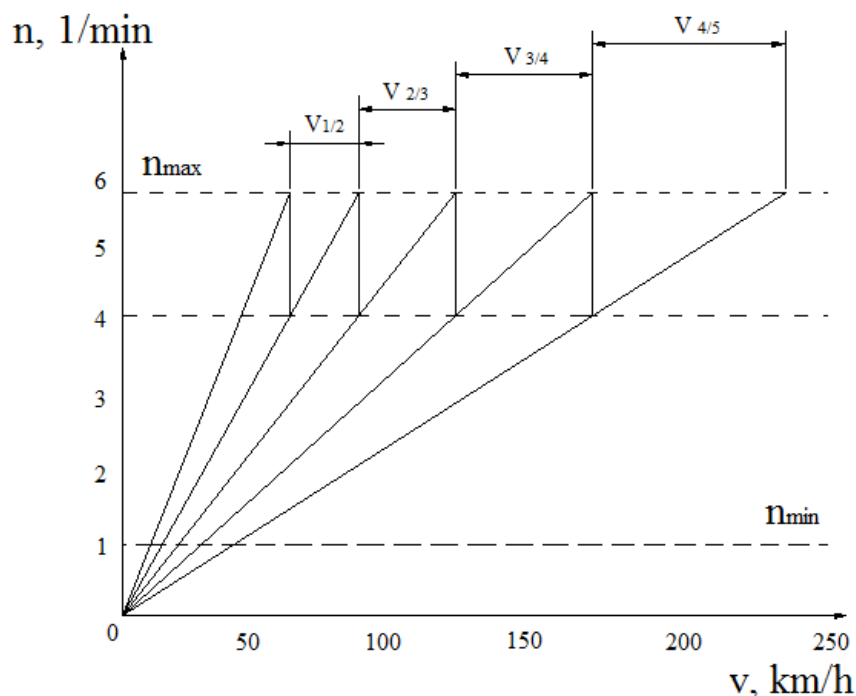
$$i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{1.95}{1.337} = 1.46$$

$$i_5 = \frac{i_4}{q} = \frac{1.46}{1.337} = 1.09$$



Слика 14. Дијаграм вучне силе за петостепени мењачки преносник са геометријском расподелом преносних односа

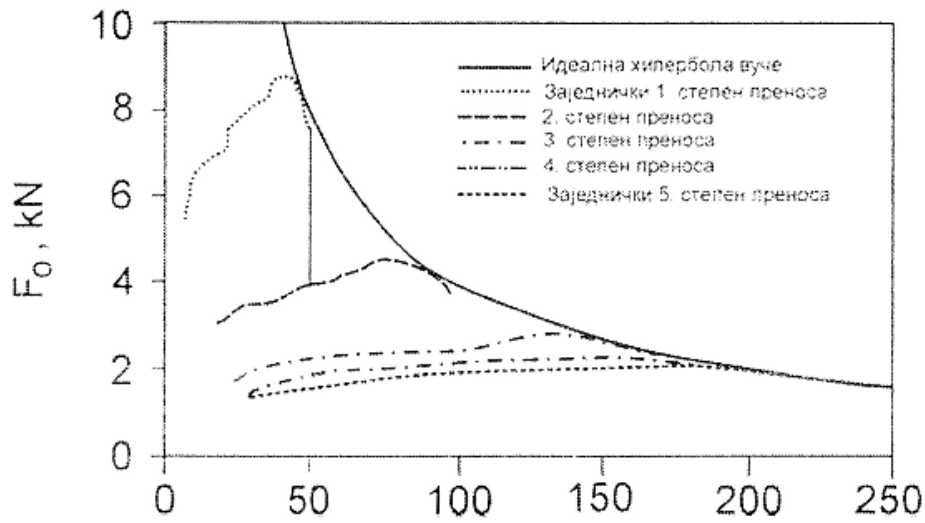
Са дијаграма на слици 14. уочава се мала разлика између идеалне хиперболе и стварних вучних сила F_0 . Односно да су неискоришћена поља мала. Постоји велика разлика вучних сила између нижих у односу на више степене.



Слика 15. Карактеристике мењача са геометријском расподелом [1]

4.3. Прогресивна расподела

Код путничких возила већу примену нашли су прогресивни механички преносници, чији је дијаграм вуче приказан на слици 16. Уочава се равномернија расподела разлика максималних брзина кретања у појединим степенима преноса, као и то да се остварују мање вучне силе у појединим степенима преноса у односу на мењаче са аритметичком и геометријском прогресијом. Ова прогресија има недостатак који се испољава у томе што се при мањој промени отпора кретања у вишим степенима преноса јављају веће промене степени преноса, а то се негативно одражава на средњу експлоатациону брзину возила.



Слика 16. Утицај прогресивне расподеле преносних односа на вични биланс [1]

У случају да се за прорачун користи прогресивни распоред степени преноса важи зависност:

$$i_{k+1} = \frac{i_k * i_{k-1}}{2i_{k-1} - i_k}, \quad (4.12)$$

при чему су i_k, i_{k-1} и i_{k+1} преносни односи три узастопна степена преноса.

Одакле је:

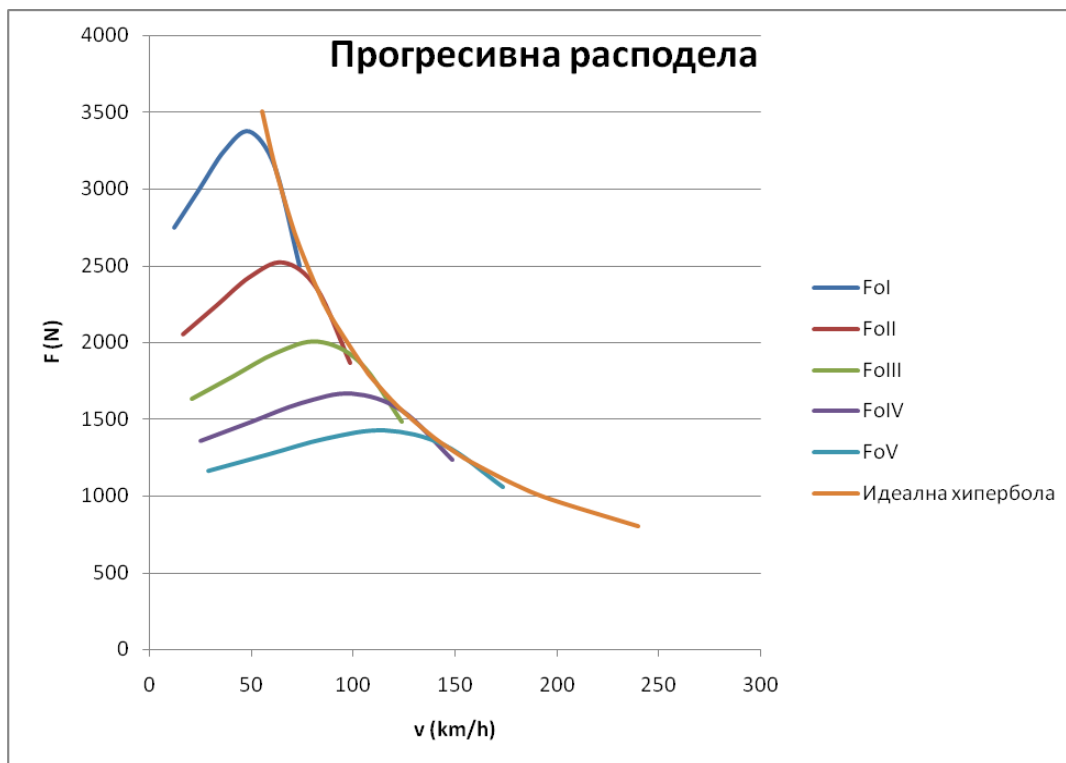
$$i_1 = 3.5$$

$$i_2 = 2.61$$

$$i_3 = \frac{i_2 * i_1}{2i_1 - i_2} = \frac{2.61 * 3.5}{2 * 3.5 - 2.61} = 2.08$$

$$i_4 = \frac{i_3 * i_2}{2i_2 - i_3} = \frac{2.08 * 2.61}{2 * 2.61 - 2.08} = 1.73$$

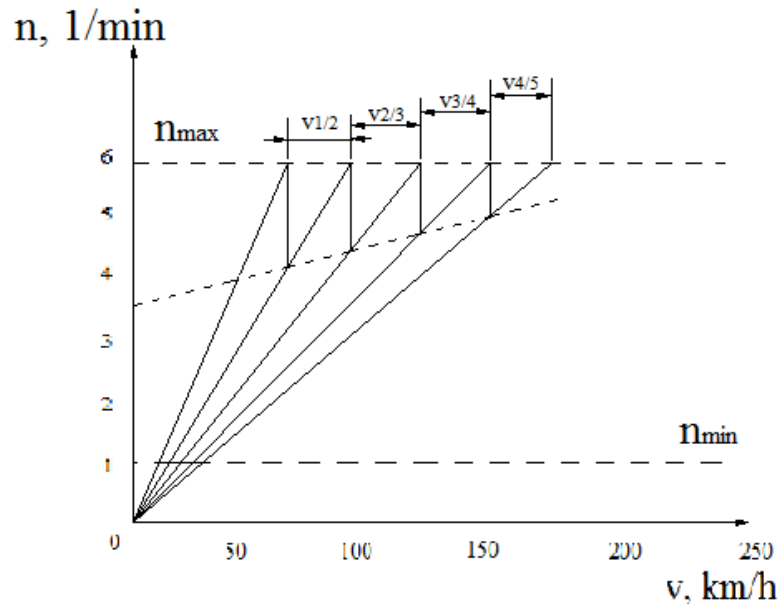
$$i_5 = \frac{i_4 * i_3}{2i_3 - i_4} = \frac{1.73 * 2.08}{2 * 2.08 - 1.73} = 1.48$$



Слика 17. Дијаграм вичне силе за петостепени мењачки преносник са прогресивном расподелом преносних односа

Са дијаграма на слици 17. у трећем, четвртном и петом степену преноса боље је искоришћена максимална снага мотора и мања је површина неискоришћених поља. Међутим овакав распоред преносних односа утицао је на смањење на максималне брзине возила ($v_{vg} = 236 \text{ km/h}$; $v_{vp} = 174 \text{ km/h}$). Овај недостатак се решава применом мењача са више степени преноса.

Путничка возила (у односу на теретна) карактеристична су по мањем броју степени преноса и нижим вредностима преносних односа, али и мањим вучним захтевима. Мањи број степени преноса олакшава вожњу, јер је потребно мање маневрисања мењачем. Већим бројем степени преноса добија се боље искоришћење карактеристика погонског агрегата и приближавање идеалној хиперболи вуче. Али то значи чешће укључивање и искључивање спојнице, што утиче на хабање и век трајања делова.



Слика 18. Карактеристике мењача са геометријском расподелом [1]

На основу анализе закључак је да су вучне карактеристике боље код возила са мењачем који има прогресивну расподелу, него код мењача који има геометријску расподелу. Док је одлика мењача са геометријском расподелом преносних односа боља брзинска карактеристика.

5. Закључак

Повољне карактеристике зупчастих преносника снаге, потврђене у експлоатацији, омогућиле су им врло широку примену. До данас је развијено и реализовано много типова ових преносника снаге. При пројектовању и конструкцији новог преносника снаге треба приступити тек након сагледавања свих предности и недостатака постојећих конструкцијских решења, за сличну или исту намену.

У завршном раду је описан значај система преноса снаге и на конкретном примеру возила је извршен поступак избора мењачког преносника и извршена је провера избора мењачког преносника на путничком возилу Volkswagen Polo. Анализиран је утицај геометријске и прогресивне расподеле на преносне односе мењача.

На сликама 14. и 17. приказана је анализа типа расподеле преносних односа за возило Volkswagen Polo. Први и пети степен преноса имају исте преносне односе док остали међупреносни односи задовољавају критеријуме геометријске (слика 14.) и прогресивне расподеле (слика 17.).

Код путничких возила већу примену нашли су механички преносници са прогресивном расподелом, док су механички преносници са геометријском расподелом нашли већу примену код теретних возила. Код преносника са прогресивном расподелом боље је искоришћена максимална снага мотора, односно мала разлика између идеалне хиперболе и стварних вучних сила F_0 и мања је површина неискоришћених поља.

Рачунском провером дошло се до преносних односа у мењачу који су приближни стварним преносним односима возила, што значи да аналитичка метода даје добре резултате.

6. Литература

- [1] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [2] Симић Д.: Моторна возила, Научна књига, Београд, 1988.
- [3] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Wolfgang Novak W.:Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Designand Application, Springer Verlag, 2011.
- [4] Ружић Д., Познановић Н., Часњи Ф.: Основи моторних возила, ФТН Нови Сад, 2010.
- [5] Стефановић А.: Друмска возила, Центар за моторна возила и моторе Машинског факултета и Центар за безбедност саобраћаја Машинског факултета у Крагујевцу, 2010.
- [6] Кнор. П.: Пројектовање и конструкција моторних возила, Машински факултет Сарајево, 2005.
- [7] Volkswagen, EG – Übereinstimmungsbescheinigung, сертификат о саобразности возила.