

**Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу**



**Назив студијског програма: Машинско инжењерство**

**Ниво студија: Основне академске студије**

**Модул: Моторна возила и мотори**

**Предмет: Моторна возила 1**

**Број индекса: 49/2012**

**Душан Б. Сребрић**

**Анализа карактеристика система преноса  
снаге категорије М1/АА**

**завршни рад**

**Комисија за преглед и одбрану:**

1. Др Јованка Лукић, проф. - ментор

2. \_\_\_\_\_

3. \_\_\_\_\_

Датум одбране: \_\_\_\_\_

Оцена: \_\_\_\_\_

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Прикупи податке о карактеристикама система преноса (мењачки преносник, главни преносник) возила категорије М1/АА,
- Изврши анализу прикупљених података и прикаже добијене корелације између појединих параметара посматране категорије возила.

Препоручена литература:

- [1] Демић М., Лукић Ј.: Теорија кретања моторних возила, Машински факултет у Крагујевцу, 2011.
- [2] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Wolfgang Novak W.: Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application, Springer Verlag, 2011
- [3] Сертификати о саобразности возила

Крагујевац, 10.03.2017.

ментор:

Др Јованка Лукић, проф.

## Резиме

У овом раду анализиране су карактеристике возила и карактеристике система преноса снаге за путничка возила категорије М1/АА. У раду је анализирано тридесет возила која су увежена у Републику Србију у периоду од две године. За анализу су коришћени подаци из сертификата саобразности, попут основних података о возилу, карактеристикама система преноса снаге, пре свега подаци о преносним односима. Извршена је њихова статистичка анализа којом су добијени облици и јачине зависности између анализираних карактеристика система преноса снаге. Како би се разумела анализа у другој глави, након увода у коме је изнешен историјски развој система преноса снаге, дате су теоријске основе везане за систем преноса снаге и за његове основне подсистеме, односно елементе. Након тога су спроведене поменуте анализе карактеристика система и успостављене су релације између истих. Статистичком анализом су успостављене корелационе везе појединих карактеристика везаних за снагу и систем преноса. За анализирана возила, корелациона веза између масе празног возила и снаге мотора је средње позитивна  $R^2 = 0,6331$ . Такође је средње позитивна веза између специфичне снаге и максималне брзине  $R^2 = 0,6595$ , док је корелациона веза између специфичне снаге и преносног односа слабо позитивна. Такође, слаба корелациона веза је и између највеће дозвољене масе возила и снаге мотора  $R^2 = 0,5179$ .

**Кључне речи:** преносни однос у мењачу, статистичка анализа, систем преноса снаге...

## Abstract

In this paper, the characteristics of the vehicles and characteristics of the power transmission system for passenger cars of category M1, AA are analyzed. The paper analyzes thirty vehicles that have been imported into the Republic of Serbia for a period of two years. The data from the conformity certificates were used for the analysis. Data, such as basic vehicle data, characteristics of the power transmission system, primarily data on transmission relations. Their statistical analysis was performed, which gave the forms and strengths of the dependence between the analyzed characteristics of the power transmission system. In order to understand the analysis in the second chapter, after the introduction in which the historical development of the power transfer system is presented, the theoretical foundations related to the power transmission system and its basic subsystems or elements are given. Subsequently, the aforementioned analyzes of the characteristics of the system were carried out and relations between them were established. Statistical analysis has established the correlation of certain characteristics related to the power and transmission system. For analyzed vehicles, the correlation between the mass of the empty vehicle and the engine power is the mean positive  $R^2 = 0,6331$ . It is also a medium positive link between the specific power and the maximum speed  $R^2 = 0,6595$ , while the correlation between the specific power and the transfer relationship is poorly positive. Also, a weak correlation connection is between the maximum permissible mass of the vehicle and the engine power  $R^2 = 0,5179$ .

**Key words:** transmission ratio in the transmission, statistical analysis, power transfer system ...

## Садржај

|                                                        |    |
|--------------------------------------------------------|----|
| 1. Увод .....                                          | 7  |
| 1.1 Историјски развој .....                            | 7  |
| 2. Пренос снаге .....                                  | 11 |
| 2.1 Основни елементи система преноса снаге .....       | 11 |
| 2.1.1 Спојница .....                                   | 12 |
| 2.1.2 Мењачки преносник .....                          | 13 |
| 2.1.3 Кардански преносник .....                        | 14 |
| 2.1.4 Погонски мост .....                              | 15 |
| 2.1.5 Главни преносник .....                           | 16 |
| 3. Анализа карактеристика система преноса снаге .....  | 17 |
| 3.1 Анализа снаге погонских агрегата .....             | 18 |
| 3.1.1 Анализа снаге дизел погонских агрегата .....     | 19 |
| 3.1.2 Анализа снаге погонских бензиских агрегата ..... | 19 |
| 3.4 Анализа типова мењача .....                        | 20 |
| 3.5 Анализа броја степени преноса .....                | 21 |
| 3.6 Анализа преносника снаге .....                     | 22 |
| 3.7 Анализа преносног односа за ход уназад .....       | 22 |
| 4. Анализа степени преноса .....                       | 24 |
| 4.1 Први степен преноса .....                          | 24 |
| 4.2 Други степен преноса .....                         | 26 |
| 4.3 Трећи степен преноса .....                         | 27 |
| 4.4 Четврти степен преноса .....                       | 28 |
| 4.5 Пети степен преноса .....                          | 29 |
| 4.6 Шести степен преноса .....                         | 30 |
| 4.7 Седми и осми степен преноса .....                  | 31 |
| 5. Анализа моде и медијане степена преноса .....       | 33 |

|     |                                               |    |
|-----|-----------------------------------------------|----|
| 5.1 | Анализа моде .....                            | 33 |
| 5.2 | Анализа медијане .....                        | 33 |
| 6.  | Анализа масе возила .....                     | 34 |
| 6.1 | Анализа масе возила спремног за вожњу .....   | 34 |
| 6.2 | Анализа највеће дозвољене масе возила.....    | 35 |
| 7.  | Анализа специфичне снаге .....                | 37 |
| 8.  | Регресиона и корелациона анализа.....         | 38 |
| 8.1 | Регресиона анализа .....                      | 38 |
| 8.2 | Корелациона анализа .....                     | 40 |
| 8.3 | Анализа добијених резултата .....             | 42 |
| 9.  | Провера типа прогресије преносних односа..... | 45 |
| 10. | Закључак.....                                 | 47 |
|     | Литература .....                              | 48 |

## 1. Увод

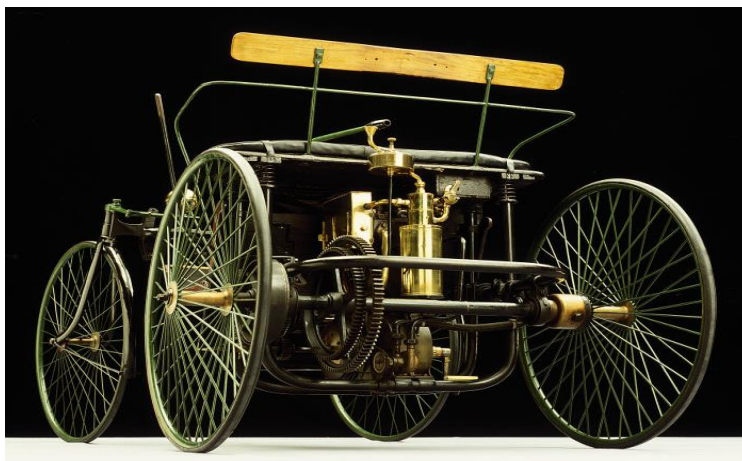
Сва возила друмског саобраћаја захтевају поседовање система преноса снаге. Систем преноса снаге обухвата све делове и склопове на возилу који преносе снагу од погонског агрегата до погонских точкова на возилу. СУС мотор има ограничени радни опсег брзине обртаја и обртног момента који не одговарају потребама погонских точкова. Због тога се број обртаја редукује, док се обртни момент пропорционално повећава. Систем преноса снаге преноси снагу од мотора до погонских точкова, али се један део снаге троши и на савлађивање губитака у систему за пренос снаге (претвара се у топлоту) [1].

Циљ рада је анализа карактеристика возила, односно статистичка анализа карактеристика система преноса снаге категорије M1/AA у циљу испитивања корелационе и регресионе међузависности појединих карактеристика везаних за снагу и систем преноса исте. За анализу су коришћени подаци из сертификата саобразности за тридесет возила, попут основних података о возилима, карактеристика система преноса снаге, пре свега подаци о преносним односима.

Како би се спровела и разумела анализа, на старту рада, у другој глави, дате су теоријске основе везане за систем преноса снаге и за његове основне подсистеме, односно елементе. Након тога су спроведене поменуте анализе карактеристика система и успостављене су релације између истих.

### 1.1 Историјски развој

Први системи преноса снаге датирају још из средњег века, када се уместо снаге мотора користила људска или животињска снага. Развој система преноса снаге је почео од 1784 године када је Ват (Vatt) патентирао варијабилни мењач за парне motore (слика 1.1) [2].



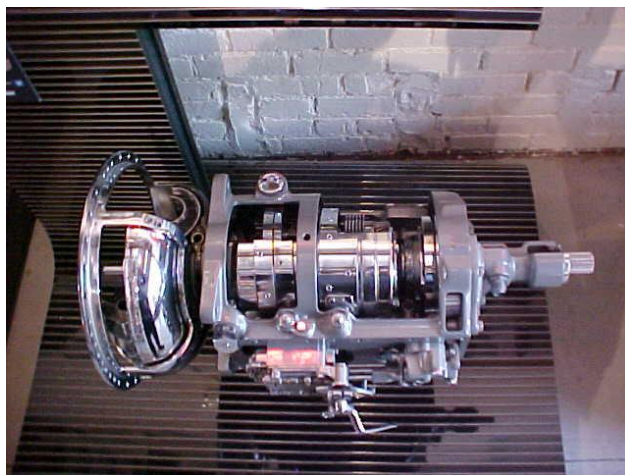
Слика 1.1 Ват-ов варијабилни мењач 1784. [3]

Развој преносника снаге може се приказати хронолошки:

- Године **1834** Бодмер (Bodmer), патентира планетарни мењач са прстенастим зупчаником,
- године **1885** Маркус Конне (Marcus Cone) патентира фрикциону спојницу за моторна возила,

- године **1899** Кросер-Шмитова(Krauser - Schmidt) представља континуални варијабилни систем преноса снаге (ЦВТ) са фрикционим преносником,
- године **1906** Дидиер (Didier), проналази дво-степени планетарни преносник са променом степена преноса помоћу кочионог опсега и квачила,
- године **1925** Ризелер (Rieseler) представља аутоматски пренос снаге са претварачем обртног момента и планетарним зупчаником, у свом раду је користио водену пару,
- године **1929** **Фабрика** ЗФ из Фридрихсхафена (ZF - Zahnradfabrik), представља систем преноса снаге са 4 степена преноса са синхро спојницом,
- године **1940** Џенерал Моторс (General Motors), уводи први аутоматски мењач у серијску производњу,
- године **1948** Џенерал Моторс патентира систем преноса снаге са конвертором и двостепеним сетом планетарних зупчаника,
- године **1953** Боргвард (Borgward), проналази аутоматски мењач са 3 степена преноса са електрохидрауличном променом степена преноса,
- године **1957** ЗФ Ц6-55 (ZF C 6-55), представља мењачки преносник са 6 степена преноса, први потпуно синхронизовани мењач,
- године **1985** Порше (Porsche), уводи аутоматски мењач са двоструком фрикционом спојницом,
- године **1998** Гетраг (Getrag), патентира аутоматски шестостепени мењач за компактне аутомобиле,
- године **2000** Тојота (Toyota), почиње са производњом хибридних погона ,
- године **2003** Мерцедес (Mercedes-Benz) проналази седмостепени аутоматски мењач за стандардни погон,
- године **2005** Гетраг (Getrag) патентира седмостепени полуаутоматски мењач за BMW M5,
- године **2009** ЗФ 8ХП (ZF 8HP), производи осмостепени аутоматски мењач за путничка возила са стандардним погоном и побољшаном ефикасношћу [2].

Идеја о аутоматском мењачу се јавила још 1925 године, као што се види у хронологији развоја преносника снаге, а у раду је користио водену пару. На жалост, показао се као компликован и неефикасан па су возачи морали да чекају још десетак година како би се појавио први аутоматски мењач који је у раду користио хидрауличну течност. Први аутоматски мењач у серијску производњу је увео Џенерал Моторс (General Motors) 1940. године под комерцијалним називом “хидраматик” (Hydramatic) (слика 1.2) [1].



Слика 1.2 Аутоматски мењач Хидраматик 1940. [4]

Концепт је у то време наишао на одличан пријем, нарочито на тржишту САД. Први аутоматски мењачи су имали само три степена преноса, а поједини произвођачи су се задовољавали са само два степена преноса. Једна од првих ствари које је влада САД-а стандардизовала је ред по којем су поређани начини рада на ручици мењача. Чувени “PRND” распоред је прописан законом како би се спречило самовољно и различито ређање од модела до модела, што би свакако могло да доведе до опасности приликом преласка возача из једног у други модел аутомобила са аутоматским мењачем [1].

Развој система преноса снаге, историјски гледано, може се поделити у четири фазе:

- **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 CVT (continuously variable transmission) су тестирани. То су мењачи који раде без промене степена преноса у фиксној тачки, што резултује глатком вожњом при константној вучи и броју обртаја мотора. Овај систем преноса снаге може смањити потрошњу у урбаним срединама и до 7 % . У основи мењач са континуално променљивим преносним односима је врло једноставан. Састоји се од две шпулне које могу да мењају свој пречник и од једног каиша који их повезује. Смањењем пречника једне и повећањем пречника друге шпулне мења се преносни однос и то континуално, без трзаја.
- **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 степена преноса. У случају теретних возила, зупчасти мењачки преносници имају између 6 и 16 степена преноса и највеће могуће преносне односе зупчаника [2].

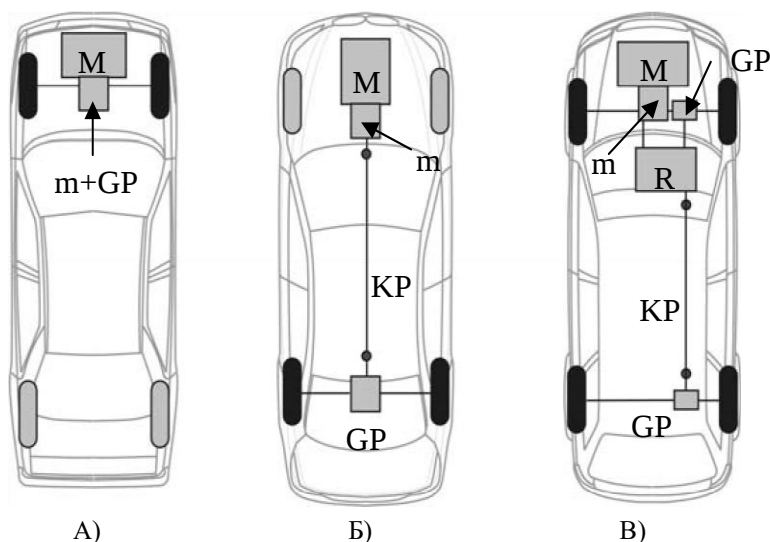
## 2. Пренос снаге

За пренос снаге од мотора до погонских точкова користи се систем преносника снаге. Основни задатак система преноса снаге је, осим преноса снаге и трансформација њених параметара. Трансформација параметара снаге је неопходна због погонског мотора чији је број обртаја превише велик за погонски точак, па се због тога мора смањити, а пре свега због побољшања вучних карактеристика возила. Ово смањење се врши у оквиру система преноса снаге, при чему на основу законитости  $M \cdot n = \text{const}$  истом приликом мора доћи до повећања обртног момента у истој размери. Преношење снаге кроз систем преноса снаге подразумева нежељене али неминовне енергетске губитке [1].

### 2.1 Основни елементи система преноса снаге

Преношење снаге са мотора на погонске точкове могуће је спровести на велики број начина уз примену великог броја елемената у систему преноса. Најчешће примењивани концепти система преноса снаге са основним елементима истог, односно њихови шематски прикази код путничких возила, дати су на **слици 2.1**. [5]. На њој су приказана три различита концепта погона:

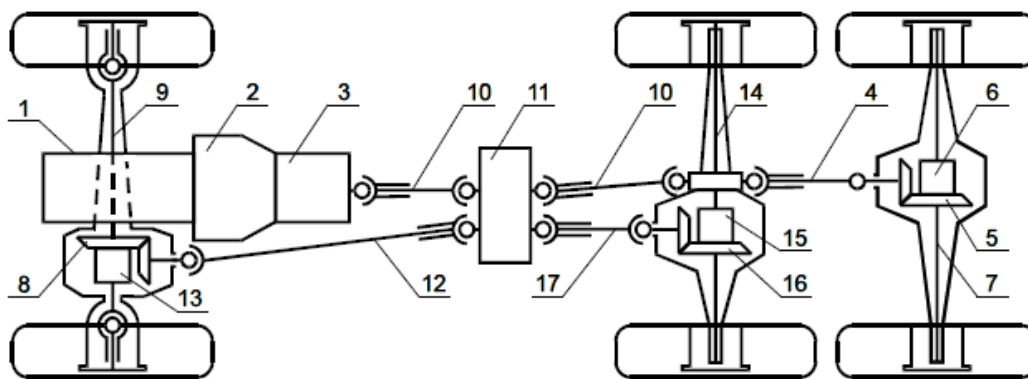
- А) мотор напред, погон на предњим точковима,
- Б) мотор напред, погон на задњим точковима,
- В) мотор напред, погон на свим точковима.



Слика 2.1 Основни концепти система преноса снаге [5]

Где су: М - мотор, m - мењач, GP - главни преносник, КР - кардански преносник, R – разводник снаге.

На **слици 2.1** се могу уочити основни елементи попут мењача, карданског преносника, разводника снаге и главног преносника. Услед упрошћења скице, изостављен је још један основни елемент, а то је елемент за везу између погонског вратила мотора и мењача - спојница. Сви наведени елементи су типични код већине возила. Сложенија шема преноса снаге код возила са већим бројем осовина је приказана на **слици 2.2**.



Слика 2.2 Шема преноса снаге са три погонске осовине

Где су: 1 - мотор, 2 - спојница, 3 - мењач (мењачки преносник), 4,10,12,17 - карданска вратила, 5,8,16 - главни преносници, 6,13,15 диференцијал, 7, 9, 14 - погонска вратила, 11 - разводник погона

### 2.1.1 Спојница

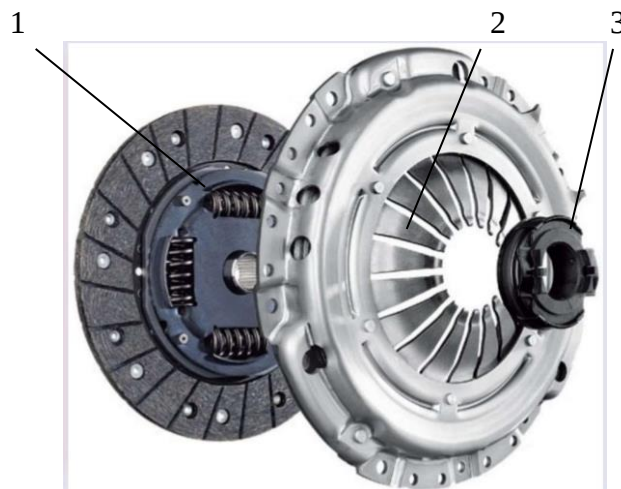
Спојница (*фрикциона спојница*) има улогу да пренесе обртни момент са замајца мотора до мењача а да при томе обезбеди еластичну везу. Обезбедивши еластичну везу између мотора и мењача, избегавају се механичка оштећења зупчаника.

Врсте спојница на моторним возилима:

- Фрикционе спојнице, које се даље деле на:
  - суве фрикционе спојнице и
  - мокре фрикционе спојнице.
- Хидродинамичке спојнице.
- Електромагнетне спојнице.

Рад суве спојнице је заснован на коришћењу сила трења које се јављају између додирних површина. Фрикциони диск је преносни елемент спојнице и он преноси обртни момент са замајца на мењач. Главни функционални делови суве спојнице (слика 2.3) су:

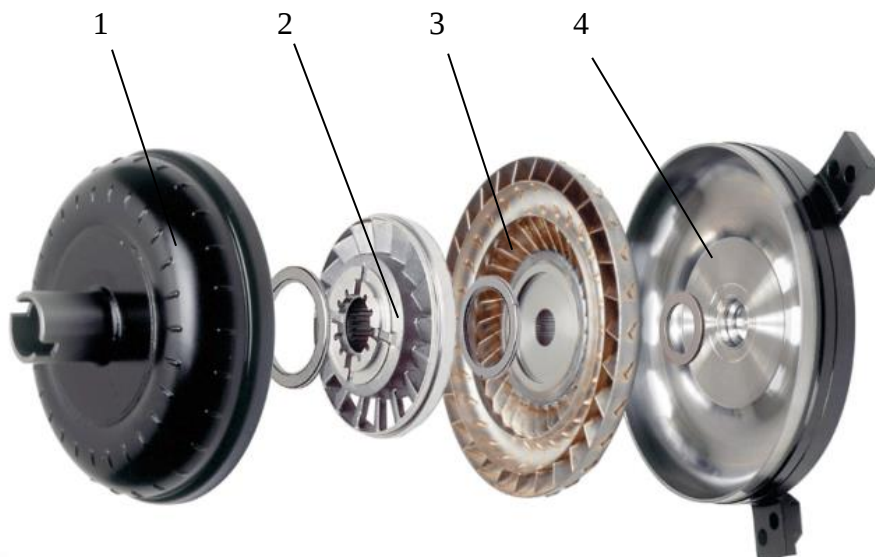
1 - фрикциони диск, 2 - тањираста опруга, 3 - потисни лежај [1].



Слика 2.3 Сува фрикциона спојница [1]

Мокра фрикциона спојница има врло широку примену у возилима са аутоматским мењачима и уређајима за погон помоћних система. Њихова примена као главних спојница у систему преноса снаге конвенционалних возила врло је ограничена. Данас се ове спојнице користе у комбинацији са секвенцијалним мењачима као двоструке спојнице. Мокра фрикциона спојница са два сета фрикционих дискова, инсталираних једним изнад других, које се активирају дејством хидрауличне течности. Омогућавају краће време промена степена преноса и промену степена преноса практично без прекида тока снаге.

Хидродинамичка спојница остварује пренос снаге са погонског на гоњено вратило наизменичним убрзавањем и успоравањем флуида у затвореном кругу циркулације које формирају лопатице радних кола. Коло пумпе и коло турбине имају радијалне лопатице, а налазе се у заједничком кућишту, које је до одређеног нивоа напуњено уљем. У радијалним лопатицама пумпног кола које је гоњено мотором, долази до убрзавања радног флуида од унутрашњег дела ка спољашњем делу делу пумпног кола, услед дејства центрифугалне силе, а затим до успорења радног флуида у турбинском колу. На тај начин се остварује преношење снаге са пумпног на турбинско коло. На **слици 2.4** приказан је изглед хидродинамичке спојнице са означеним основним деловима: 1 - пумпно коло, 2 - статор, 3 - турбинско коло, 4 - поклопац.



Слика 2.4 Хидродинамичка спојница [1]

### 2.1.2 Мењачки преносник

Мењачки преносник – врши трансформацију броја обртаја и обртног момената мотора ради прилагођавања вучних карактеристика возила, располаже већим бројем степени преноса ради могуће реализације што ширег дијапазона услова кретања возила. На савременим моторним возилима мењачки преносници се конструкторски решавају на веома различите начине. Сва та решења се могу сврстати у следеће групе мењача: *механички, хидраулички, електрични, комбиновани*

Механички мењачки преносници остварују пренос обртног момента преко механичких веза, односно одговарајућих зупчастих механизма – зупчастих парова. Ови преносници се данас користе на готово свим врстама и категоријама возила, Пример механичког мењачког преносника је дат **сликом 2.5** [1].



Слика 2.5 Механички мењачки преносник [1]

Хидраулички мењачки преносници остварују пренос обртног момента помоћу течног флуида (уља), и то било његовом кинетичком или потенцијалном енергијом. На **слици 2.6** приказан је пример хидрауличног мењачког преносника.



Слика 2.6 Хидраулички мењачки преносник [6]

По начину командовања деле се на мењаче са принудном командом (мануелни) и са аутоматском командом (аутоматски ).

### 2.1.3 Кардански преносник

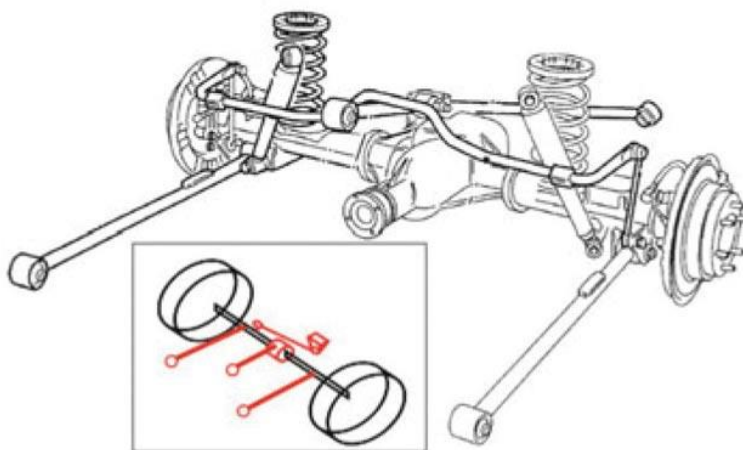
Кардански преносник – зглобни преносник (**слика 2.7**) служи за пренос обртног момента између агрегата и погонског моста чије су осе постављене под неким углом једна у односу на другу, с тим да се тај угао у току експлоатације може стално мењати. Кардански преносници морају испунити следеће захтеве: не смеју имати попречних осцилација и бацања вратила у свим могућим дијапазонима броја обртаја, морају омогућавати равномерност броја обртаја, морају имати висок степен корисног дејства и при великим вредностима угла међу вратилима [1].



Слика 2.7 Кардански преносник [7]

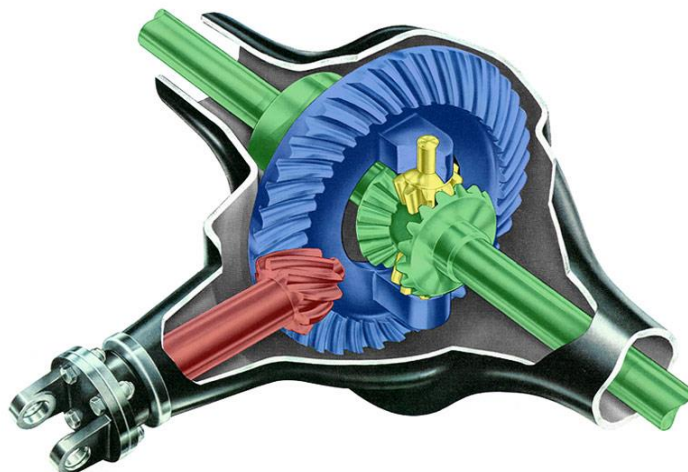
#### 2.1.4 Погонски мост

Погонски мост служи за пренос обртног момента од мењача или преко карданског вратила, зависно од конструкције, на погонске точкове. Осим тога погонски мост мора примити вертикалне, уздужне и попречне силе које се јављају између коловоза и каросерије возила. У погонском мосту сместени су механизми система преноса снаге који служе за пренос обртног момента на погонске точкове и то: главни пренос, диференцијал и полувратила (*полуосовине*). На **слици 2.8** илустрован је приказ просечног погонског моста.



Слика 2.8 Погонски мост [8]

Диференцијални преносник (**слика 2.9**) у погонском мосту служи за преношење обртног момента на погонске точкове при њиховим међусобно различитим угаоним брзинама. До ове разлике долази при кретању возила у кривини, услед тога што точкови у истом временском периоду морају да имају различите обимне брзине.



Слика 2.9 Диференцијални преносник [9]

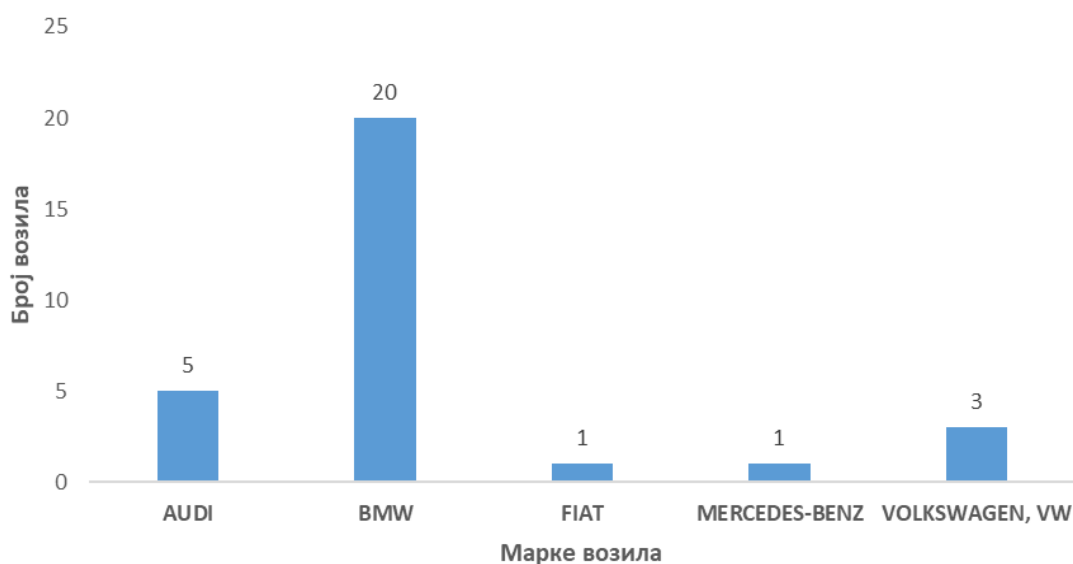
### 2.1.5 Главни преносник

Задатак главног преносника је да пренесе снагу од излазног вратила мењача, односно зглобног преносника до диференцијалног преносника уз повећање обртног момента. Конструкција главног преносника треба да задовољи следеће услове: да обезбеди неопходан преносни однос у погонском мосту са најмањим могућим габаритом како би се остварио максимални клиренс, миран рад, да обезбеди што већи степен корисног дејства [1]. Постоје различите врсте главних преносника. У односу на конструкцију могу се поделити на зупчасте и пужне.

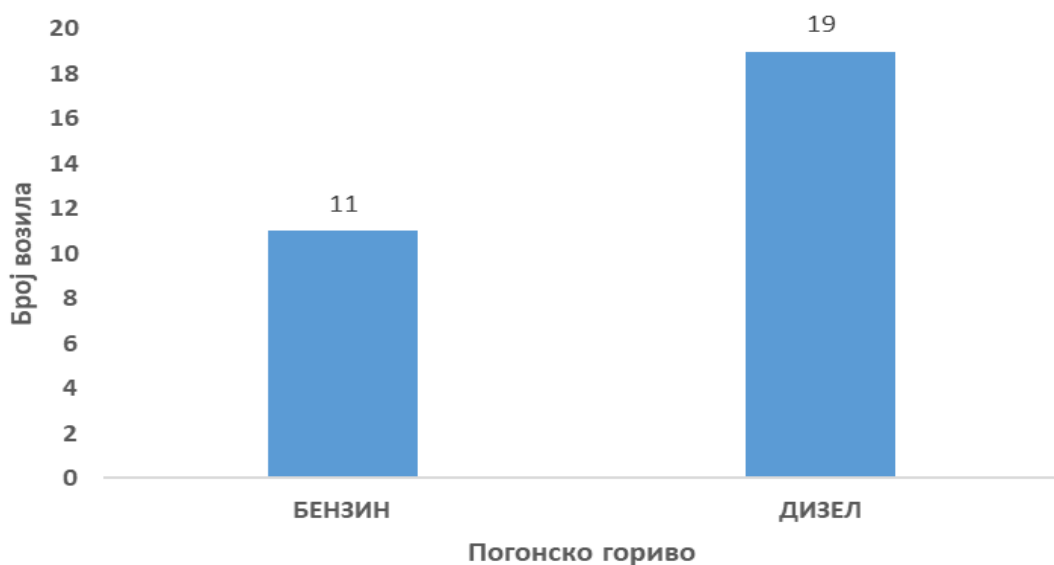
### 3. Анализа карактеристика система преноса снаге

За анализу карактеристика система преноса снаге, коришћени су подаци из сертификата саобразности. То су возила која су увежена у претходне две године, као коришћена возила, сва возила задовољавају минимум еуро 3 норму. Подаци који су анализирани су узети из сертификата саобразности. Као што је већ поменуто, врши се анализа тридесет већ коришћених возила разних произвођача. Најзаступљенији произвођач, односно најзаступљенија марка увежених возила је BMW где су од анализираних тридесет, две трећине (двадесет) поменуте марке. Други по реду је AUDI са пет возила. За њим, на тећем месту следи VOLKSWAGEN са два док MERCEDES-BENZ и FIAT деле задње место са по једним возилом.

Сва возила која су анализирана као погонски агрегат користе моторе са унутрашњим сагоревањем која користе као погонско гориво дизел и бензин. Дизел агрегат има 19 возила, док остатак има бензински агрегат [10]. На **сликама 3.1 и 3.2** дати су графички прикази броја возила према произвођачу и према врсти погонског горива.



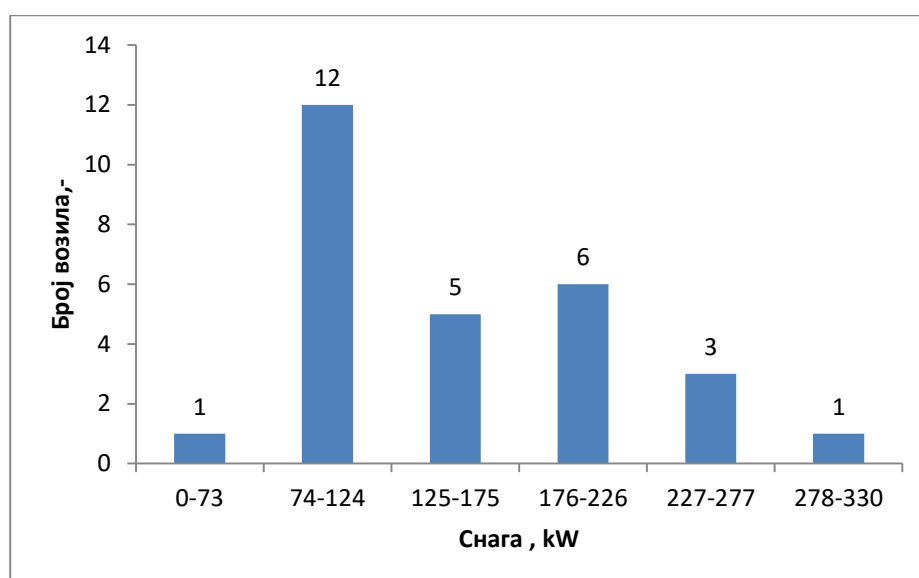
Слика 3.1 Расподела возила према произвођачу (марки)



Слика 3.2 Расподела возила према погонском гориву

### 3.1 Анализа снаге погонских агрегата

Пошто у помсатраном периоду није било увежених возила, која су контролисана на Факултету инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу, са хибридным погоном, сва анализирана возила имају мотор са унутрашњим сагоревањем различитих карактеристика. На **слици 3.3** приказан је дијаграм расподеле броја возила према снази погонских агрегата.



Слика 3.3 Расподела возила према снази

Према **слици 3.3**, снага варира у опсегу од 73 kW до 330 kW. Највећи број возила се налази у опсегу од 74 до 124 kW. Остали статистички подаци добијени употребом софтвера EXCEL износе: средња вредност 161 kW, медијана 140 kW, мода 100 kW, стандардно одступање 73,73 kW, варијанса 5477,86, спљоштеност 0,07. Ради лакшег прегледа, поменути статистички подаци су приказани у **табели 3.1**.

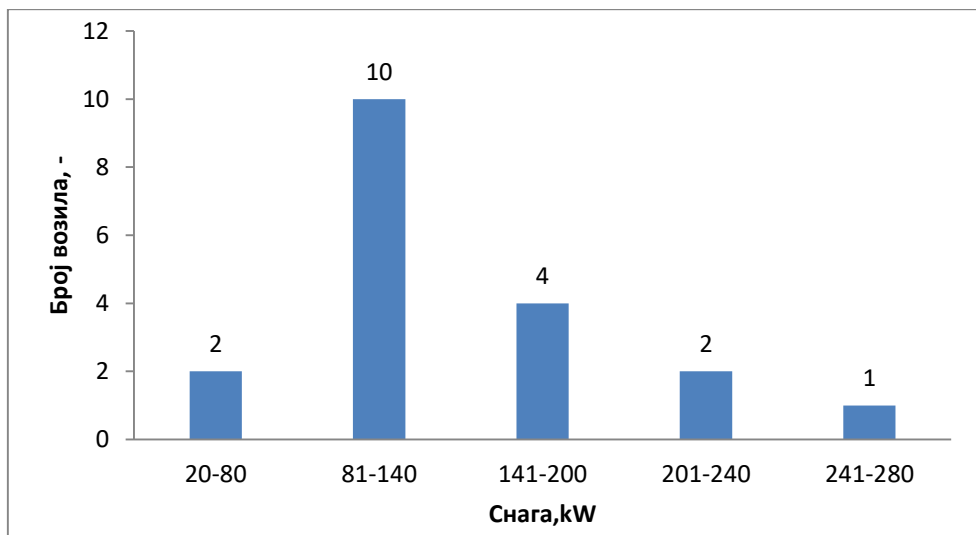
Табела 3.1 Статистички подаци добијени анализом података о снази погонских агрегата

| Снага погонских агрегата, kW |         |
|------------------------------|---------|
| Средња вредност              | 161,07  |
| Медијана                     | 140,00  |
| Мода                         | 100,00  |
| Стандардно одступање         | 73,63   |
| Варијанса                    | 5477,86 |
| Сплљоштеност                 | -0,07   |
| Минимална вредност           | 73,00   |
| Максимална вредност          | 330,00  |
| Сума                         | 4832,00 |
| Број узорака                 | 30,00   |

Могућа је даља подела возила према снази која укључује поделу и према врсти погонског горива.

### 3.1.1 Анализа снаге дизел погонских агрегата

На **слици 3.4** дат је дијаграм расподеле на коме је хистограмски приказана снага дизел погонских агрегата анализираних возила. Са **слике 3.4** се може видети да је највише возила са опсегом снаге од 80 до 140 kW - десет возила. Остале карактеристике и статистички подаци су приказани на **слици 3.4** и **табели 3.2**.



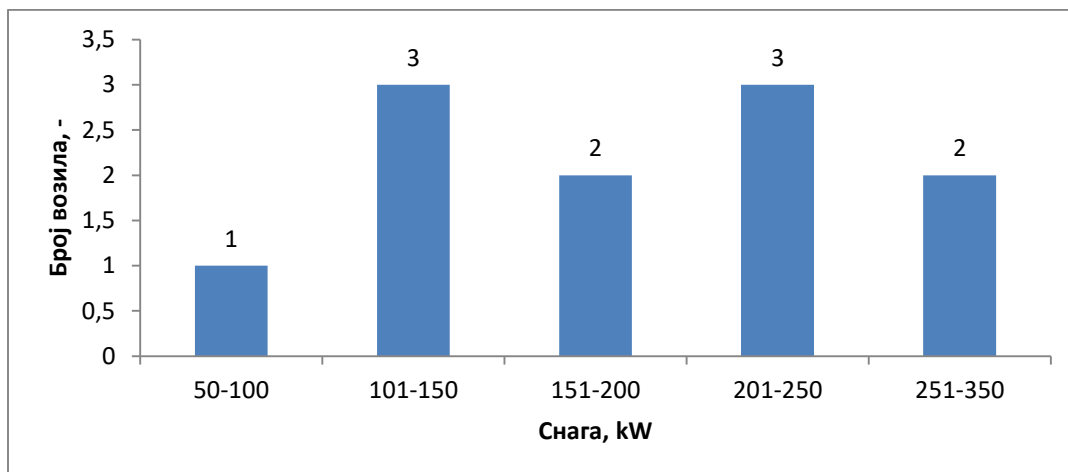
Слика 3.4 Снага дизел погонских агрегата

Табела 3.2 Статистички подаци добијени анализом података о снази дизел погонских агрегата

| Снага погонских дизел агрегата, kW |         |
|------------------------------------|---------|
| Средња вредност                    | 141,37  |
| Медијана                           | 120,00  |
| Мода                               | 100,00  |
| Стандардно одступање               | 58,84   |
| Варијанса                          | 3559,65 |
| Сплjoштеност                       | 0,11    |
| Минимална вредност                 | 73,00   |
| Максимална вредност                | 280,00  |
| Сума                               | 2686,00 |
| Број узорака                       | 19,00   |

### 3.1.2 Анализа снаге погонских бензиских агрегата

На **слици 3.5** дат је дијаграм расподеле на коме је хистограмски приказана снага погонских бензиских агрегата анализираних возила. Са **слике 3.5** се може видети да се највише возила налази у групама са опсегом снага од 101 до 150 kW – три возила, и 201 – 250 kW – три возила. Остале карактеристике и статистички подаци су приказани на **слици 3.5** и **табели 3.3**.



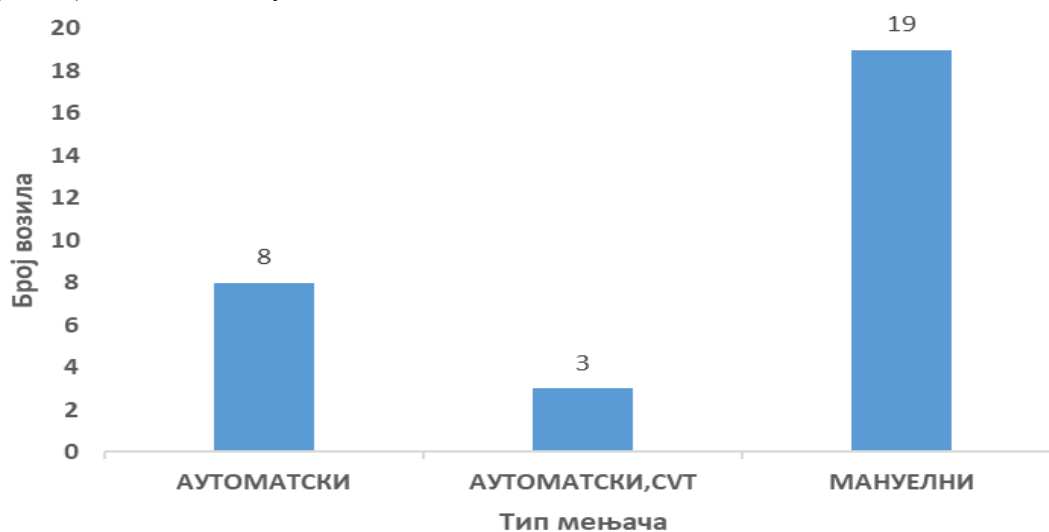
Слика 3.5 Снага погонских бензинских агрегата

Табела 3.3 Статистички подаци добијени анализом података о снази погонских агрегата

| Снага погонских бензинских агрегата, kW |         |
|-----------------------------------------|---------|
| Средња вредност                         | 195,09  |
| Медијана                                | 180,00  |
| Мода                                    | 180,00  |
| Стандардно одступање                    | 86,49   |
| Варијанса                               | 7870,99 |
| Сплjoштeнoст                            | -0,87   |
| Минимална вредност                      | 76,00   |
| Максимална вредност                     | 330,00  |
| Сума                                    | 2146,00 |
| Број узорака                            | 11,00   |

### 3.4 Анализа типова мењача

На слици 3.6 дијаграмом је приказана расподела возила према врсти мењача. Анализирана возила користе два типа мењачких преносника: аутоматски и зупчасти (мануелни). Са тиме да аутоматски може бити типа CVT.

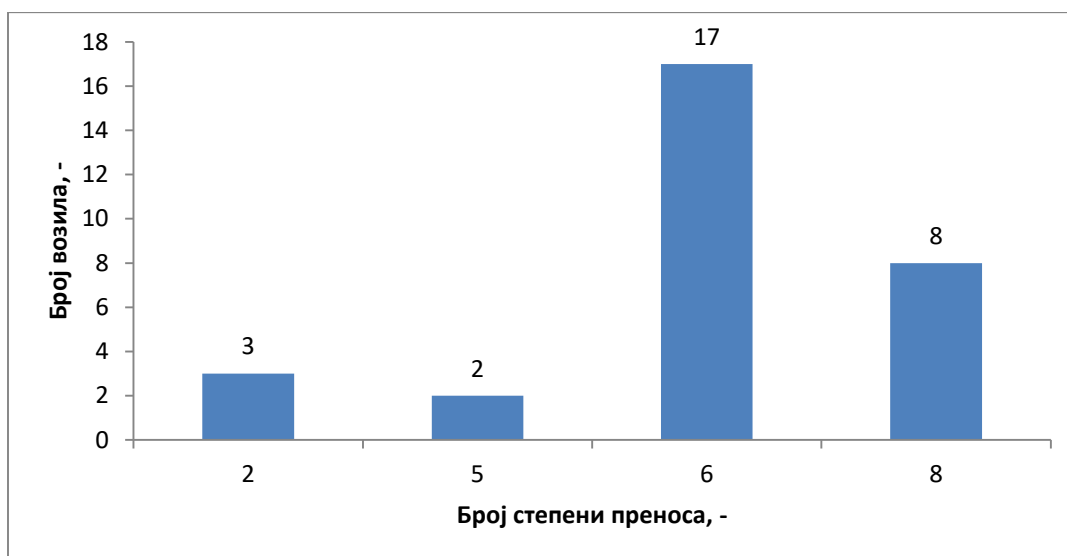


Слика 3.6 Подела по типу мењача

Највећи број возила је са зупчастим мењачем (19 возила), а најмањи са CVT аутоматским мењачем (3 возила) [10].

### 3.5 Анализа броја степени преноса

Након анализе типова мењача, извршена је анализа броја степена преноса. Најмањи број степена преноса имају CVT мењачи, док највећи имају аутоматски мењачи. Највише возила има 6 степена преноса. То су мануелни мењачи. Њих имају 17 возила, са 2 степена преноса имају 3 возила (са CVT мењачима), 5 брзина имају 3 возила, док 8 брзина има 8 возила - то су возила са аутоматском трансмисијом. Статистички подаци: средња вредност износи 6,07, медијана 6, мода 6, стандардно одступање 1,68, варијанса 2,31, спљоштеност 1,64, минимална вредност 2, максимална 8, сума 182. Ради лепшег прегледа, исти су приакзани табеларно у **табели 3.4** [10,11].



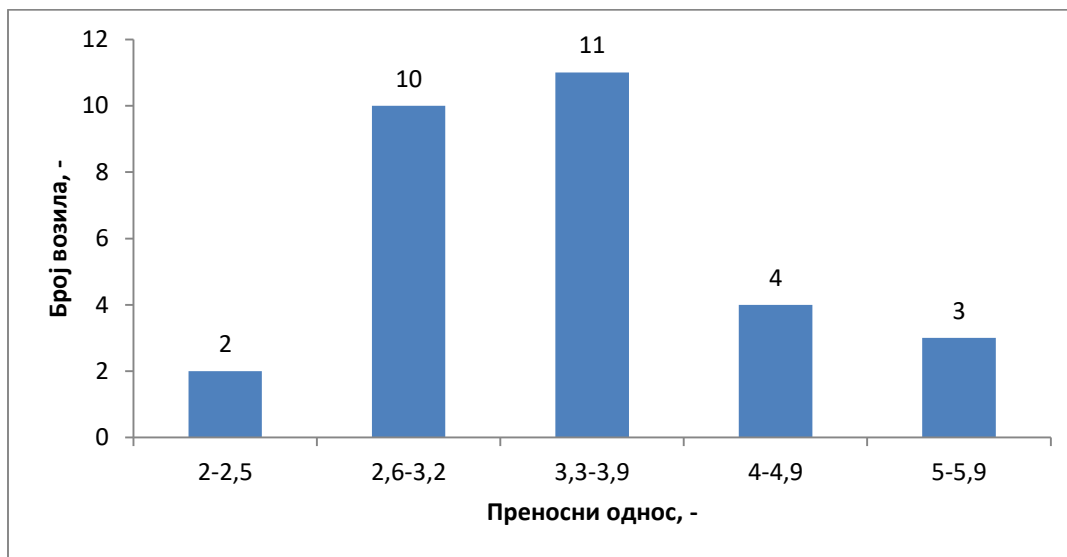
Слика 3.7 Број степени преноса возила

Табела 3.4 Статистички подаци добијени анализом броја степени преноса

| <i>Број степени преноса, -</i> |        |
|--------------------------------|--------|
| Средња вредност                | 6,07   |
| Медијана                       | 6,00   |
| Мода                           | 6,00   |
| Стандардно одступање           | 1,68   |
| Варијанса                      | 2,31   |
| Сплљоштеност                   | 1,64   |
| Минимална вредност             | 2,00   |
| Максимална вредност            | 8,00   |
| Сума                           | 182,00 |
| Број узорака                   | 30,00  |

### 3.6 Анализа преносника снаге

Улога главног преносника снаге је да пренесе снагу на погонске точкове. Анализиране су карактеристика преносног односа преносника свих возила. Највећи број возила има преносни однос од 3,3 до 3,9, има 11 возила. Најмање возила има преносни однос од 2 до 2,5. Остали преносни односи и број возила се могу видети на дијаграму (слика 3.8) [10,11]. Средња вредност износи 3,44, медијана 3,27, мода 3,23, стандардно одступање 0,80, варијанса 0,54, спљоштеност 1,72, минимална вредност 2,47, максимална 5,62, сума 103,26. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 3.5



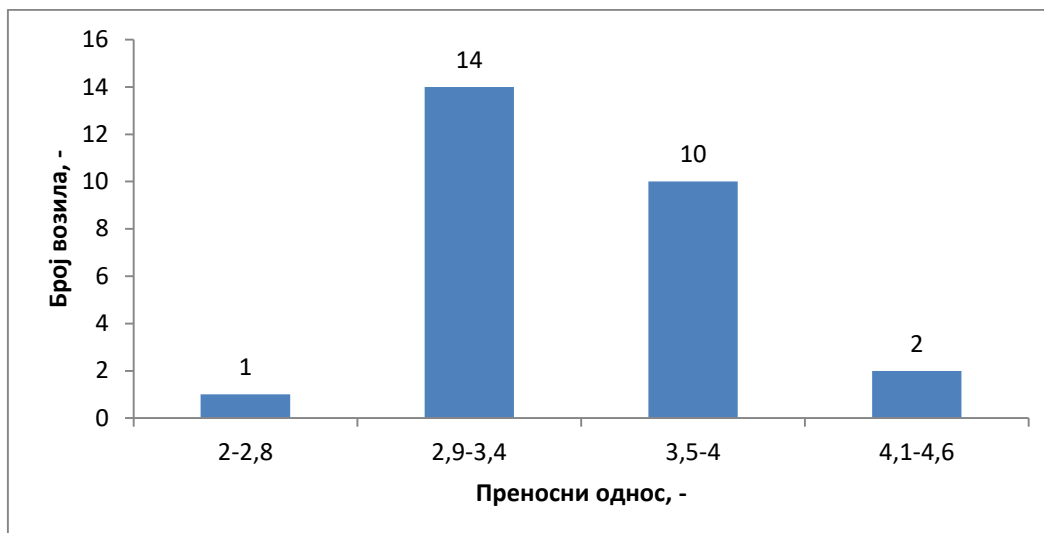
Слика 3.8 Преносни однос главног преносника

Табела 3.5 Статистички показатељ преносног односа главног преносника

| Преносни однос главног преносника, - |        |
|--------------------------------------|--------|
| Средња вредност                      | 3,44   |
| Медијана                             | 3,27   |
| Мода                                 | 3,23   |
| Стандардно одступање                 | 0,80   |
| Варијанса                            | 0,54   |
| Сплљоштеност                         | 1,72   |
| Минимална вредност                   | 2,47   |
| Максимална вредност                  | 5,62   |
| Сума                                 | 103,26 |
| Број узорака                         | 30,00  |

### 3.7 Анализа преносног односа за ход уназад

Анализом преносних односа за ход уназад показало се да највећи број возила има преносне односе у опсегу од 2,9 до 3,4, док је најмање возила са опсегом од 2 до 2,8. Још података се могу видети на дијаграму (слика 3.9) [10,11]. Средња вредност износи 3,53, медијана 3,35, мода 3,32, стандардно одступање 0,39, варијанса 0,15, спљоштеност 2,05, минимална вредност 2,76, максимална 4,57, сума 95,44. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 3.6.



Слика 3.9 Преносни односи за ход уназад

Табела 3.6 Статистички показатељ преносног односа за ход уназад

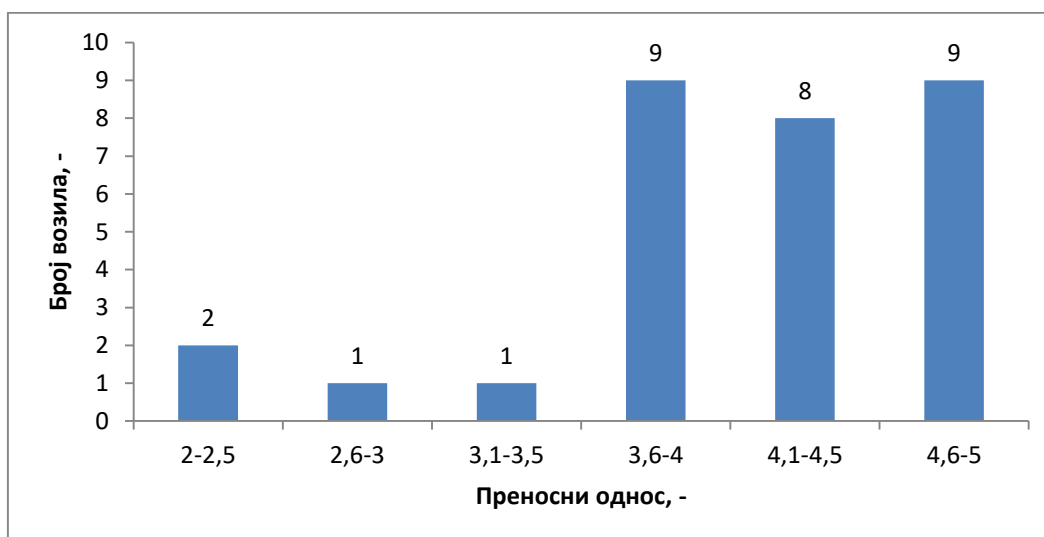
| Преносни однос за ход уназад, - |       |
|---------------------------------|-------|
| Средња вредност                 | 3,53  |
| Медијана                        | 3,35  |
| Мода                            | 3,32  |
| Стандардно одступање            | 0,39  |
| Варијанса                       | 0,15  |
| Сплештеност                     | 2,05  |
| Минимална вредност              | 2,76  |
| Максимална вредност             | 4,57  |
| Сума                            | 95,44 |
| Број узорака                    | 27,00 |

## 4. Анализа степени преноса

У наредном делу рада биће приказани резултати анализа сваког степена преноса појединачно. Анализирани подаци су представљени дијаграмима и табелом са подацима као што су: минимална, максимална вредност, средња вредност, сума, медијана, мода итд.

### 4.1 Први степен преноса

На дијаграму (слика 4.1) престављена је анализа првог степена преноса са опсезима преносних односа и број возила која имају тај преносни однос. Са дијаграма се види да највише возила има преноси однос у опсегу од 3,6 до 4 и од 4,6 до 5. Значајно мање возила има преносне односе од 2 до 3,5. Средња вредност износи 4,01, медијана 4,11, мода 4,11, стандардно одступање 0,68, варијанса 0,38, спљоштеност 1,02, минимална вредност 2,4, максимална 4,99, сума 120,44 [10,11]. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 4.1.



Слика 4.1 Преносни односи првог степена преноса

Табела 4.1 Статистички показатељ првог степена преноса

| Први степен преноса, - |        |
|------------------------|--------|
| Средња вредност        | 4,01   |
| Медијана               | 4,11   |
| Мода                   | 4,11   |
| Стандардно одступање   | 0,68   |
| Варијанса              | 0,38   |
| Сплљоштеност           | 1,02   |
| Минимална вредност     | 2,40   |
| Максимална вредност    | 4,99   |
| Сума                   | 120,44 |
| Број узорака           | 30,00  |

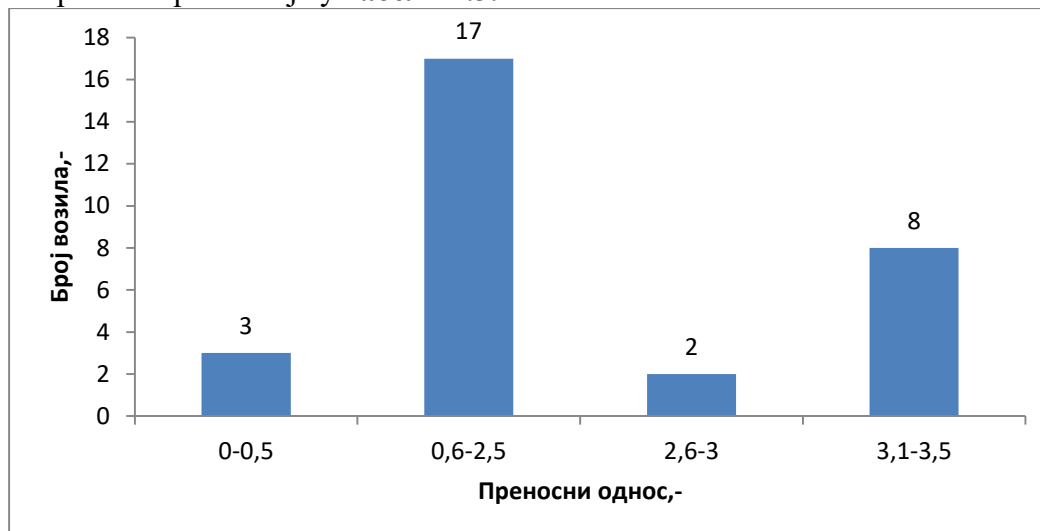
У **табели 4.2**, приказани су преносни односи првог степена преноса и преносни односи за ход уназад, како би се могла видети разлика између преносних односа. Из табеле се види да постоји разлика између преносних односа, у већини случајева преносни односи првог степена преноса су већих вредности него за ход уназад.

**Табела 4.2** Приказ преносних односа првог степена преноса и хода уназад

| Први степен преноса | Ход уназад |
|---------------------|------------|
| 3,77                | 3,4        |
| 2,4                 | -          |
| 2,4                 | -          |
| 3,78                | 4,54       |
| 2,52                | -          |
| 4,23                | 3,75       |
| 4                   | 3,6        |
| 4,11                | 3,73       |
| 3,68                | 3,35       |
| 4,11                | 3,73       |
| 4,11                | 3,73       |
| 4,11                | 3,73       |
| 4,11                | 3,73       |
| 3,68                | 3,35       |
| 3,68                | 3,35       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,11                | 3,73       |
| 4,11                | 3,73       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,71                | 3,32       |
| 4,7                 | 3,32       |
| 4,7                 | 3,32       |
| 3,9                 | 3,9        |
| 4,99                | 4,57       |
| 3,77                | 3,04       |
| 3,45                | 3,16       |
| 3,76                | 2,76       |

## 4.2 Други степен преноса

На следећем дијаграму (слика 4.2) приказане су вредности преносних односа у другом степену преноса. Са ње се може уочити да највећи број возила има преносни однос у опсегу од 0,6 до 2,5 а најмање од 2,6 до 3. Статистички показатељ другог степена преноса приказан је у табели 4.3.



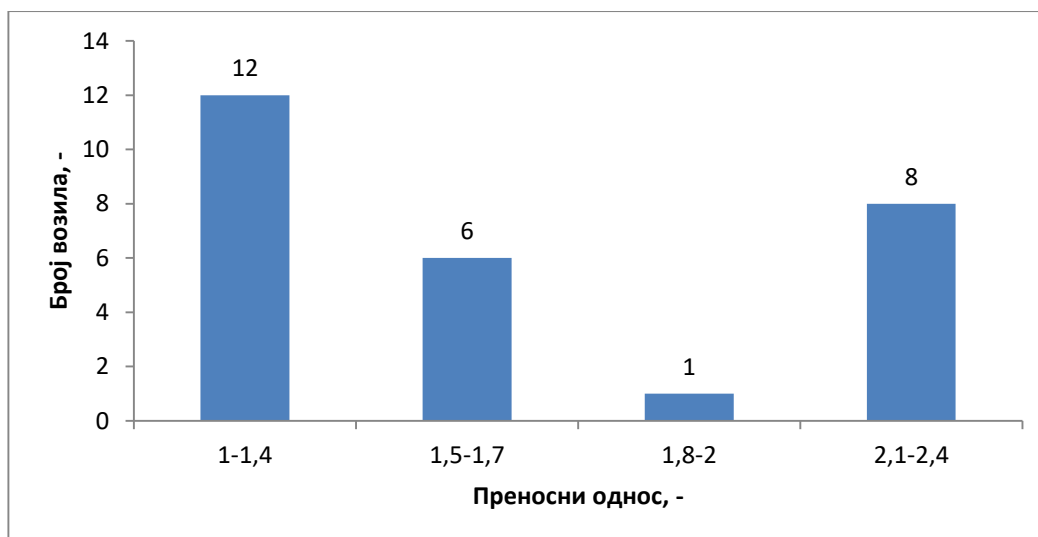
Слика 4.2 Преносни односи другог степена преноса

Табела 4.3 Статистички показатељ другог степена преноса

| Други степен преноса, - |       |
|-------------------------|-------|
| Средња вредност         | 2,29  |
| Медијана                | 2,25  |
| Мода                    | 3,14  |
| Стандардно одступање    | 0,77  |
| Варијанса               | 0,48  |
| Сплjoштеност            | 1,75  |
| Минимална вредност      | 0,40  |
| Максимална вредност     | 3,14  |
| Сума                    | 68,61 |
| Број узорака            | 30,00 |

### 4.3 Трећи степен преноса

Дијаграм (слика 4.3) представља анализу преносних односа трећег степена преноса.. Највећи број возила је са преносним односом у опсегу од 1 до 1,4 а најмање од 1,8 до 2. За трећи и наредне степене преноса анализирана су 27 возила уместо 30, разлог томе је што су 3 возила са CVT мењачем који имају само 2 степена преноса. Средња вредност износи 1,63, медијана 1,45, мода 2,11, стандардно одступање 0,33, варијанса 0,11, спљоштеност -1,42, минимална вредност 1,31, максимална 2,11, сума 44,10 [10,11]. Статистички показатељи анализе приказани су у **табели 4.4**



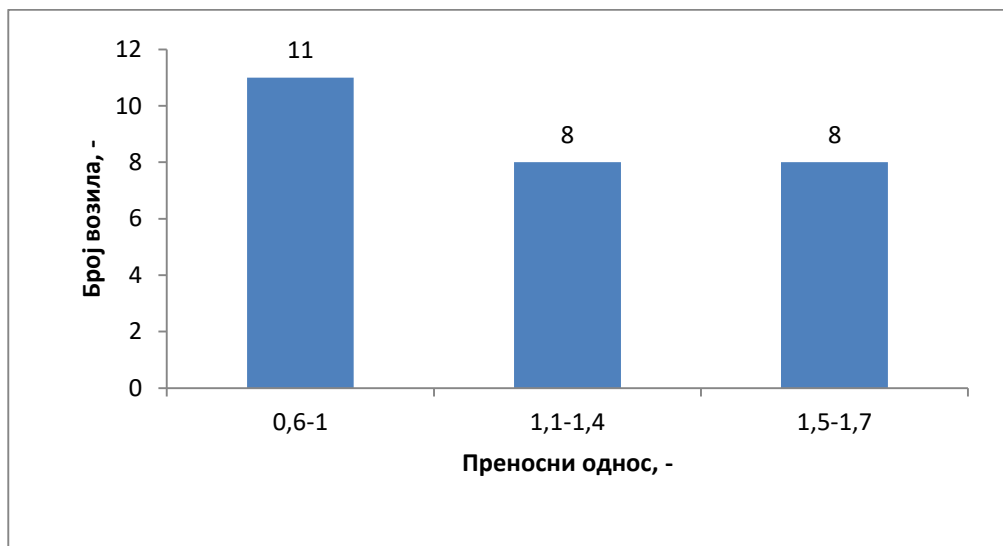
Слика 4.3 Преносни однос за трећи степен преноса

Табела 4.4 Статистички показатељ трећег степена преноса

| Трећи степен преноса, - |       |
|-------------------------|-------|
| Средња вредност         | 1,63  |
| Медијана                | 1,45  |
| Мода                    | 2,11  |
| Стандардно одступање    | 0,33  |
| Варијанса               | 0,11  |
| Сплjoштеност            | -1,42 |
| Минимална вредност      | 1,31  |
| Максимална вредност     | 2,11  |
| Сума                    | 44,10 |
| Број узорака            | 27,00 |

#### 4.4 Четврти степен преноса

За четврти степен преноса (слика 4.4), највише возила има преносни однос у опсегу од 0,6 до 1 а исти је број возила са опсегом односа од 1,1 до 1,4 и од 1,5 до 1,7. Средња вредност износи 1,24, медијана 1,10, мода 1, стандардно одступање 0,29, варијанса 0,09, спљоштеност -1,34, минимална вредност 0,97, максимална 1,67, сума 33,52 [10,11]. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 4.5.



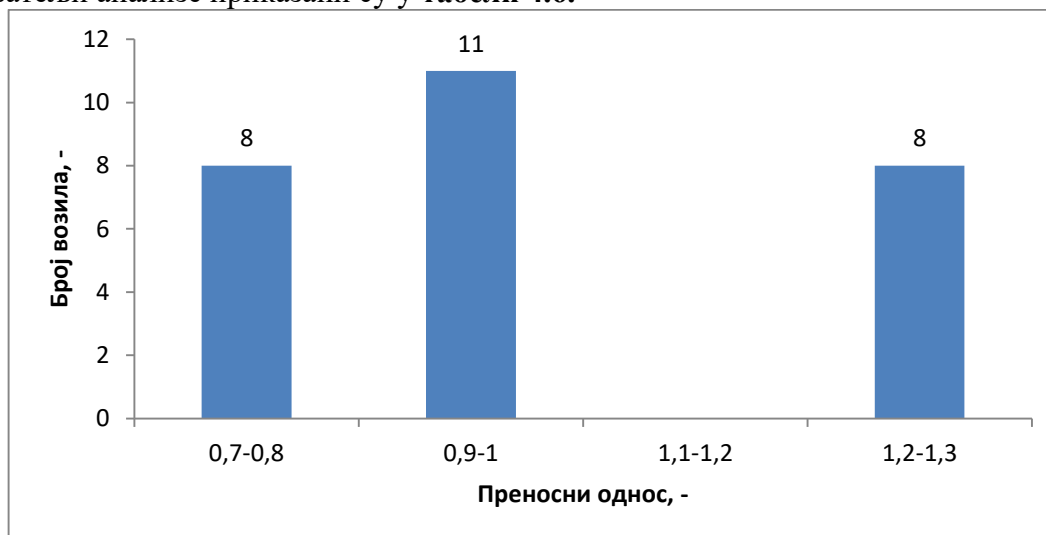
Слика 4.4 Преносни однос за четврти степен преноса

Табела 4.5 Статистички показатељ четвртог степена преноса

| Четврти степен преноса, - |       |
|---------------------------|-------|
| Средња вредност           | 1,24  |
| Медијана                  | 1,10  |
| Мода                      | 1,00  |
| Стандардно одступање      | 0,29  |
| Варијанса                 | 0,09  |
| Сплљоштеност              | -1,34 |
| Минимална вредност        | 0,97  |
| Максимална вредност       | 1,67  |
| Сума                      | 33,52 |
| Број узорака              | 27,00 |

## 4.5 Пети степен преноса

Анализом петог степена преноса представљена дијаграмом (слика 4.5). Највећи број возила има преносне односе у опсегу од 0,9 до 1, док је један број возила са опсезила од 0 до 0,8 и од 1,25 до 1,3, има по 8 возила. Средња вредност износи 0,99, медијана 0,96, мода 1,29, стандардно одступање 0,21, варијанса 0,05, спљоштеност - 1,43, минимална вредност 0,75, максимална 1,29, сума 26,69 [10,11]. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 4.6.



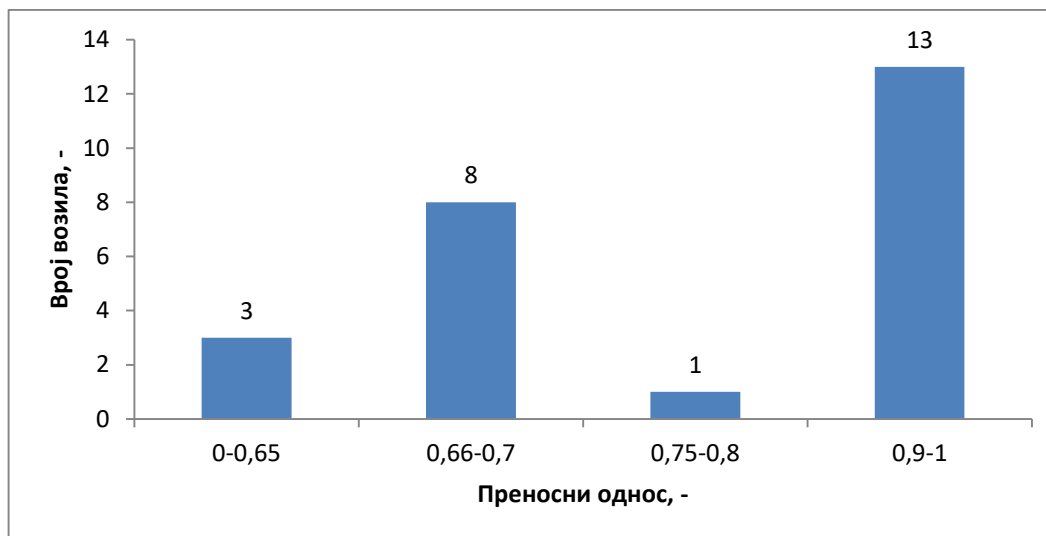
Слика 4.5 Преносни односи за пети степен преноса

Табела 4.6 Статистички показатељ петог степена преноса

| Пети степен преноса, - |       |
|------------------------|-------|
| Средња вредност        | 0,99  |
| Медијана               | 0,96  |
| Мода                   | 1,29  |
| Стандардно одступање   | 0,21  |
| Варијанса              | 0,05  |
| Сплљоштеност           | -1,43 |
| Минимална вредност     | 0,75  |
| Максимална вредност    | 1,29  |
| Сума                   | 26,69 |
| Број узорака           | 27,00 |

## 4.6 Шести степен преноса

Дијаграм (слика 4.6) представља анализу шестог степена преноса. Највише возила је са преносним односом у опсегу од 0,9 до 1 а најмање у опсегу 0,75 до 0,8. Велики је број возила који има приближно директан пренос у 6 степену преноса. Остали подаци се могу видети на следећем дијаграму. Средња вредност износи 0,78, медијана 0,81, мода 1, стандардно одступање 0,22, варијанса 0,05, спљоштеност 5,79, минимална вредност 0, максимална 1, сума 19,53 [10,11]. Статистички показатељи анализе приказани су у **табели 4.7**.



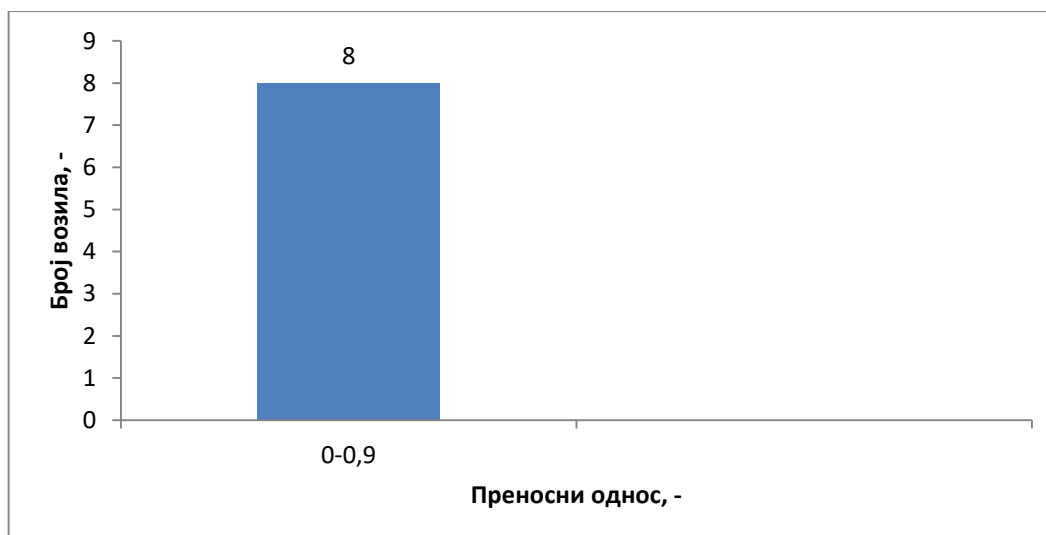
Слика 4.6 Преносни односи за шести степен преноса

Табела 4.7 Статистички показатељ шестог степена преноса

| Шести степен преноса, - |       |
|-------------------------|-------|
| Средња вредност         | 0,78  |
| Медијана                | 0,81  |
| Мода                    | 1,00  |
| Стандардно одступање    | 0,22  |
| Варијанса               | 0,05  |
| Сплљоштеност            | 5,79  |
| Минимална вредност      | 0,00  |
| Максимална вредност     | 1,00  |
| Сума                    | 19,53 |
| Број узорака            | 25,00 |

## 4.7 Седми и осми степен преноса

За 7. и 8. степен преноса добијени су скоро исти резултати, јер су то возила са истим аутоматским мењачем који имају 8 степена преноса (слика 4.6 и 4.7). За седми степен преносни однос износи 0,84 док за осми 0,67. Мора се напоменути да су анализирана само 8 возила [10,11]. За седми степен преноса, средња вредност износи 0,84, медијана 0,84, мода 0,84, стандардно одступање 0, варијанса 0, минимална вредност износи 0,84, максимална 0,84, сума 6,72. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 4.7.

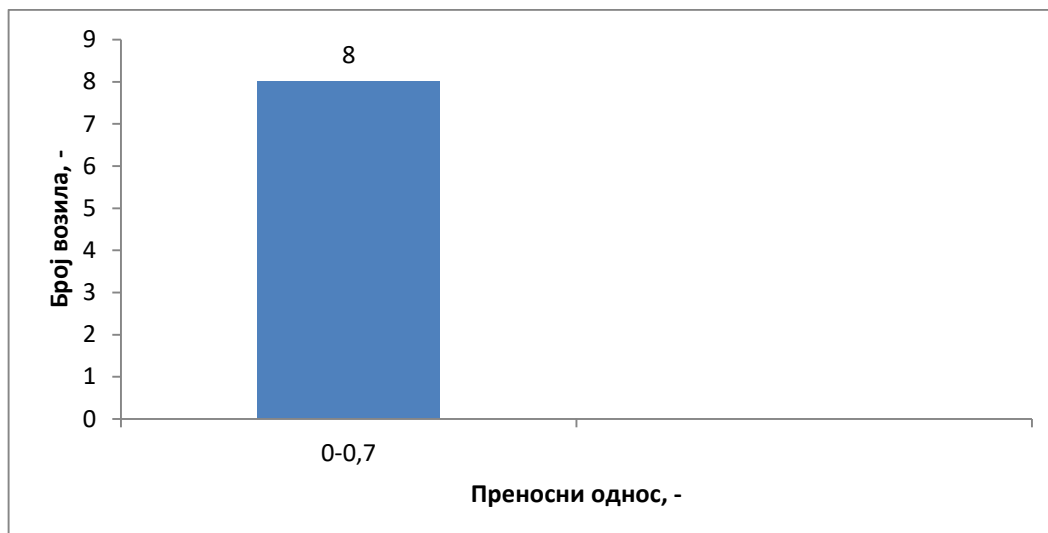


Слика 4.6 Преносни односи за седми степен преноса

Табела 4.7 Статистички показатељ седмог степена преноса

| Седми степен преноса, - |      |
|-------------------------|------|
| Средња вредност         | 0,84 |
| Медијана                | 0,84 |
| Мода                    | 0,84 |
| Стандардно одступање    | 0,00 |
| Варијанса               | 0,00 |
| Сплљоштеност            | -    |
| Минимална вредност      | 0,84 |
| Максимална вредност     | 0,84 |
| Сума                    | 6,72 |
| Број узорака            | 8,00 |

Средња вредност износи 0,67, медијана 0,67, мода 0,67, стандардно одступање 0, варијанса 0, минимална вредност 0,67, максимална 0,67, сума 5,36. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 4.8



Слика 4.7 Преноси односи за осми степен преноса

Табела 4.8 Статистички показатељ осмог степена преноса

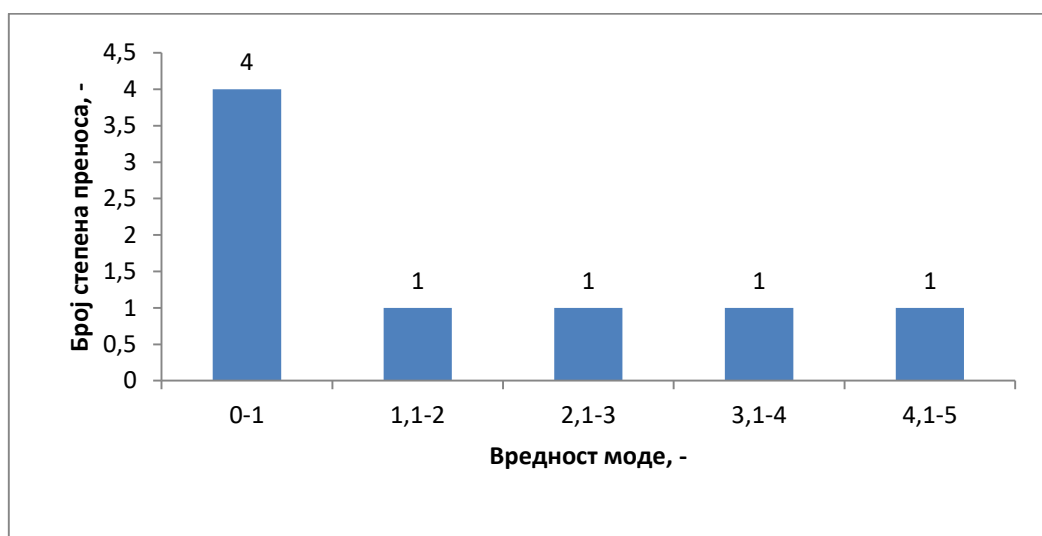
| Осми степен преноса, - |      |
|------------------------|------|
| Средња вредност        | 0,67 |
| Медијана               | 0,67 |
| Мода                   | 0,67 |
| Стандардно одступање   | 0,00 |
| Варијанса              | 0,00 |
| Сплjoштеност           | -    |
| Минимална вредност     | 0,67 |
| Максимална вредност    | 0,67 |
| Сума                   | 5,36 |
| Број узорака           | 8,00 |

## 5. Анализа моде и медијане степена преноса

У овом делу рада приказана је дијаграмима анализа моде и медијане свих степена преноса.

### 5.1 Анализа моде

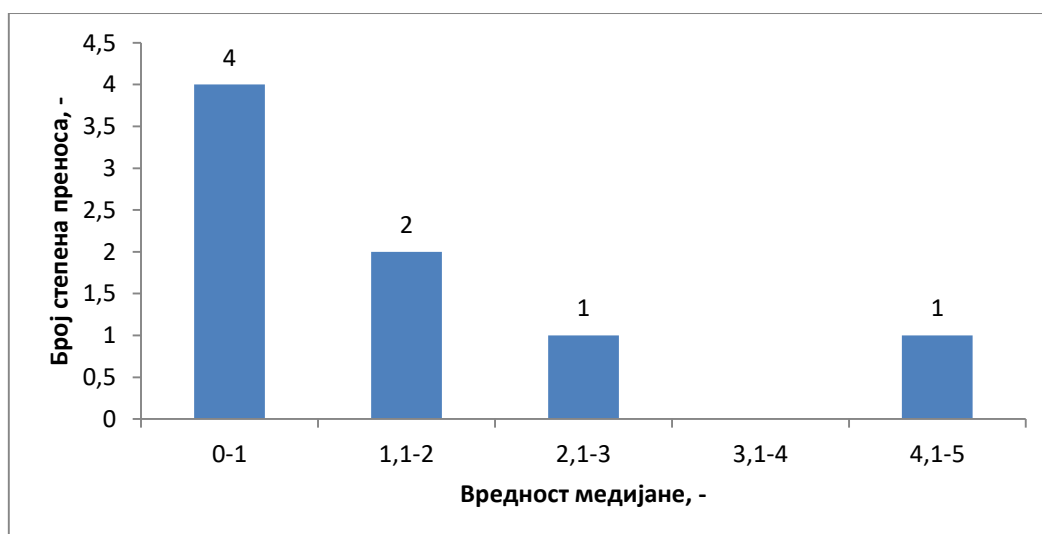
На дијаграму (слика 5.1) приказана је анализа моде свих степена преноса. Са дијаграма се види да 4 степена преноса има вредност моде од 0 до 1. Остале вредности и број возила су приказани на дијаграму (слика 5.1). Максимална вредност моде износи 4,11, а минимална вредност износи 0,67.



Слика 5.1 Анализа моде

### 5.2 Анализа медијане

На дијаграму (слика 5.2), представљена је анализа медијане свих степена преноса. Са дијаграма се види да је највише степена преноса има вредност медијане од 0 до 1. Остале вредности и број возила су приказани на следећем дијаграму. Максимална вредност медијане износи 4,11, док минимална вредност износи 0,67.



Слика 5.2 Анализа медијане

## 6. Анализа масе возила

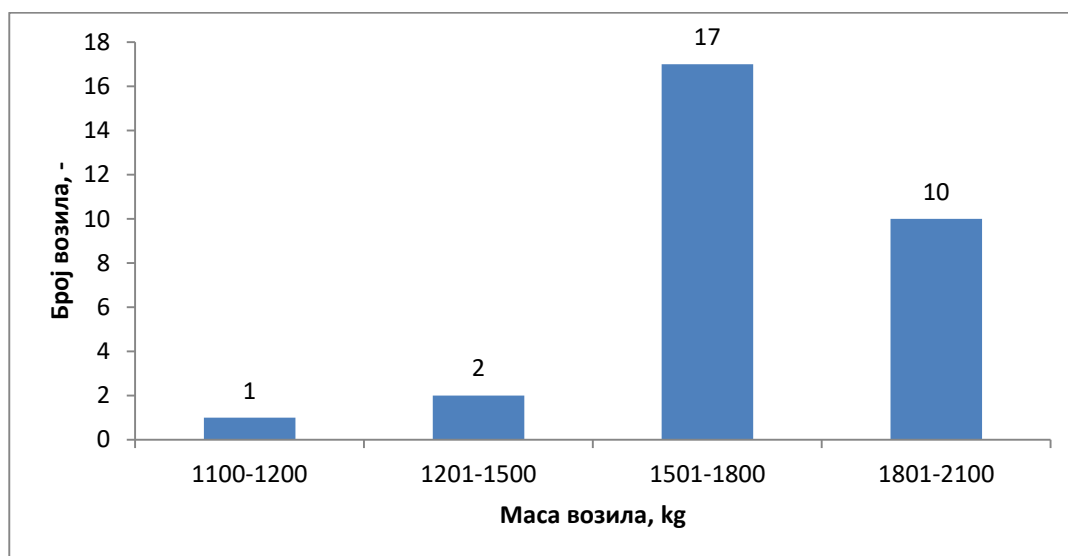
Маса возила спремног за вожњу је маса неоптерећеног возила са резервоаром за гориво напуњеним са најмање 90 % погонског горива, која укључује масу возача масе 75 килограма, осталих горива и течности. Највећа дозвољена маса представља масу возила спремног за вожњу и масу терета или путника.

За свако возило произвођач декларише највећу дозвољену масу, односно тежину ( $G_{max}$ ), као и дозвољена осовинска оптерећења ( $G_{rmax}$  и  $G_{zmax}$ ) која у току експлоатације возила не смеју бити прекорачена. Анализа масе возила рађена је како би имали представу које су то масе данашњих возила. Данашња савремена возила су знатно већих маса на шта је утицао све већи број савремених система које свако возило поседује, више електронских уређаја као и све веће димензије возила у односу на исте моделе из ранијих година. У наставку ће бити приказана анализа масе возила.

### 6.1 Анализа масе возила спремног за вожњу

По питању масе возила најпре је анализирана маса празног возила спремног за вожњу (слика 6.1) Са дијаграма се може видети да су сва возила тежа од једне тоне, док нека теже и до 1955 килограма, то су возила са погонским агрегатима већих запремина који доста утичу на повећану масу возила [10].

Средња вредност износи 1691,13 kg, медијана 1702,50 kg, мода 1505 kg, стандардно одступање 193,03 kg, варијанса 38530,61, спљоштеност 0,59, минимална вредност износи 1165 kg, максимална 1955 kg, сума 50734. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 6.1.



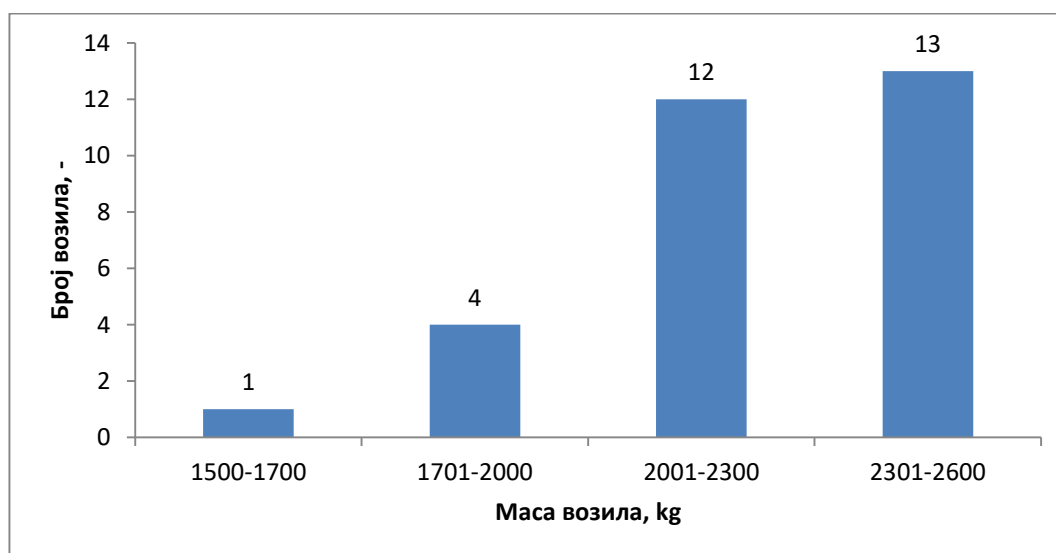
Слика 6.1 Маса возила спремног за вожњу

**Табела 6.1** Статистички показатељ масе возила спремног за вожњу

| <i>Маса возила спремног за вожњу, kg</i> |          |
|------------------------------------------|----------|
| Средња вредност                          | 1691,13  |
| Медијана                                 | 1702,50  |
| Мода                                     | 1505,00  |
| Стандардно одступање                     | 193,03   |
| Варијанса                                | 38530,61 |
| Спљоштеност                              | 0,59     |
| Минимална вредност                       | 1165,00  |
| Максимална вредност                      | 1955,00  |
| Сума                                     | 50734,00 |
| Број узорака                             | 30,00    |

## 6.2 Анализа највеће дозвољене масе возила

Анализом највеће дозвољене масе возила (слика 6.2) , види се да је максимална носивост возила око 500 килограма, што је сасвим довољно за све услове које возило мора да задовољи у свакодневной експлоатацији [10]. Средња вредност износи 2212,33kg , медијана 2255 kg, мода 2365 kg, стандардно одступање 207,55 kg, варијанса 44622,72, спљоштеност 0,77, минимална вредност 1630 kg, максимална 2480 kg, сума 66370 kg. Статистички показатељи анализе приказани су у **табели 6.2**.



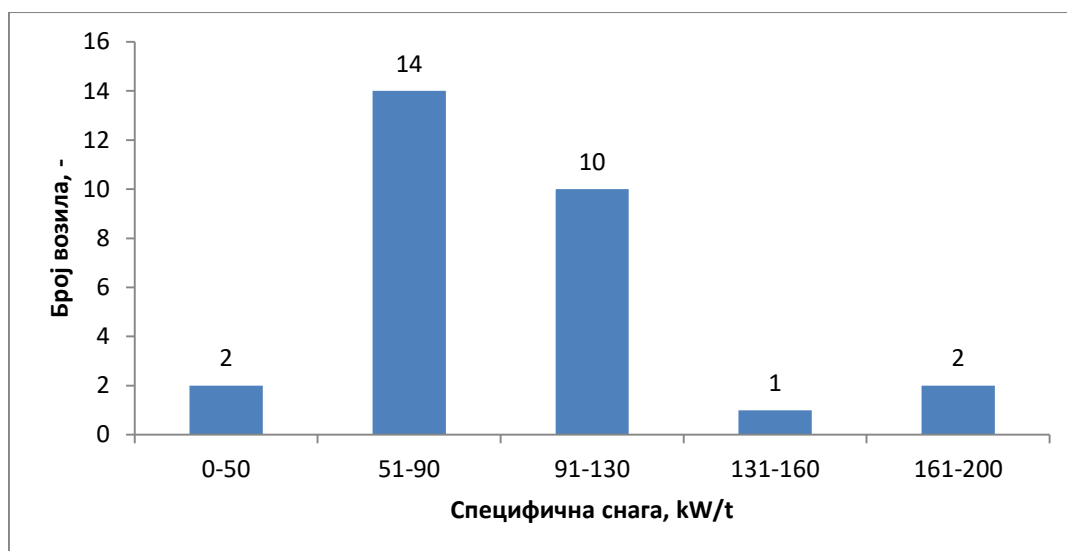
**Слика 6.2** Највећа дозвољена маса возила

**Табела 6.2** Статистички показатељ највеће дозвољене масе возила

| <i>Највећа дозвољена маса возила, kg</i> |          |
|------------------------------------------|----------|
| Средња вредност                          | 2212,33  |
| Медијана                                 | 2255,00  |
| Мода                                     | 2365,00  |
| Стандардно одступање                     | 207,55   |
| Варијанса                                | 44622,72 |
| Сплештеност                              | 0,77     |
| Минимална вредност                       | 1630,00  |
| Максимална вредност                      | 2480,00  |
| Сума                                     | 66370,00 |
| Број узоракa                             | 30,00    |

## 7. Анализа специфичне снаге

Да би видели који су распони снага погонских агрегата возила који се увозе у нашу земљу, анализирана су возила по снази њихових агрегата. Са дијаграма (слика 7.1) види се да највише возила има са агрегатима мањих снага до 109 kW, док се возила великих снага слабије увозе. Као разлог је велика потрошња горива, скупље одржавање а и висока цена осигурања и регистрације возила, које је неопходно, анализа снаге погонских агрегата је рађена на почетку рада, док је анализа спрецифичне снаге урађена у овом делу јер је пре тога била потребна анализа масе возила спремног за вожњу. Други део анализе снаге је анализа специфичне снаге која је рађена као производ снаге агрегата у kW и масе возила спремног за вожњу у тонама (t). На основу тога је добијена специфична снага за свако возило, може се видети на дијаграму (слика 7.1). Највећи број возила се налази у опсегу од 51 до 90 kW/t. Најмањи број возила је у опсегу од 131 до 160 kW/t [10].



Слика 7.1 Анализа специфичне снаге kW/t

Средња вредност износи 92,61 kW/t, медијана 82,88 kW/t, податак о моди није добијен зато што су све вредности различите, стандардно одступање 33,85 kW/t, варијанса 1148,8, спљоштеност 0,04, минимална вредност 46,20 kW/t, максимална 173,23 kW/t, сума 2778,43 kW/t. Статистички показатељи анализе приказани су у табели 7.1.

Табела 7.1 Статистички показатељ специфичне снаге

| Специфична снага kW/t |         |
|-----------------------|---------|
| Средња вредност       | 92,61   |
| Медијана              | 82,88   |
| Мода                  | -       |
| Стандардно одступање  | 33,85   |
| Варијанса             | 1148,80 |
| Сплљоштеност          | 0,04    |
| Минимална вредност    | 46,20   |
| Максимална вредност   | 173,23  |
| Сума                  | 2778,43 |
| Број узорака          | 30,00   |

## 8. Регресиона и корелациона анализа

Реч регресија доспела је у статистику када је 1855. године Francis Galton објавио публикацију у којој је анализирао висину синова у зависности од висине очева. Закључак ове студије био је да синови екстремно високих очева нису толико високи, дакле *регресирају*.

Промена једног обележја статистичког скупа често утиче на промену другог обележја због међусобне повезаности. Повезаност између обележја може се разликовати и по смеру и по јачини повезаности. Најјача или најужа веза између обележја је *функционална* веза. тј. Таква веза да свакој вредности једног обележја одговара тачно одређена вредност другог. Лабавија веза између обележја, која су подложна мањим или већим одступањима, назива се *корелативном везом*.

Скуп статистичких метода којима се проучавају узајамне везе статистичких обележја и појава (смер, јачина, облик) назива се *теоријом корелације*, а основни показатељ корелационих веза су *једначина регресије* и *коэффициент корелације*.

Испитивање зависности у статистичкој анализи има два основна правца:

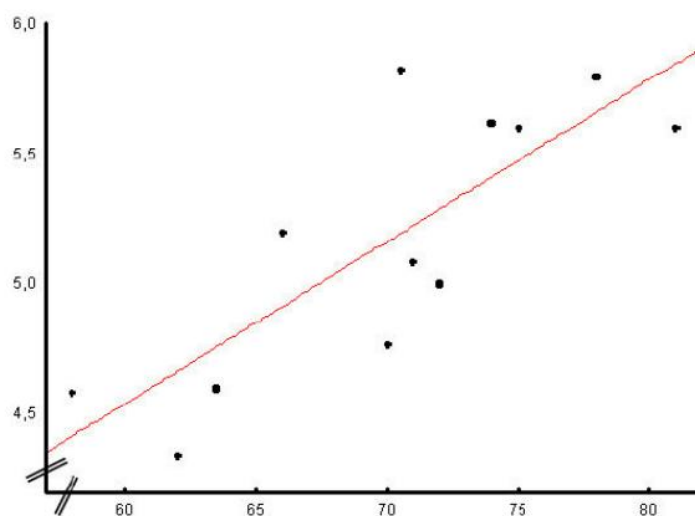
1. *облик* зависности који испитује **регресиона анализа**
2. *јачину* зависности коју одређује **корелациона анализа** [12].

### 8.1 Регресиона анализа

Регресиона анализа показује *облик* повезаности између две променљиве помоћу *регресионе линије*.

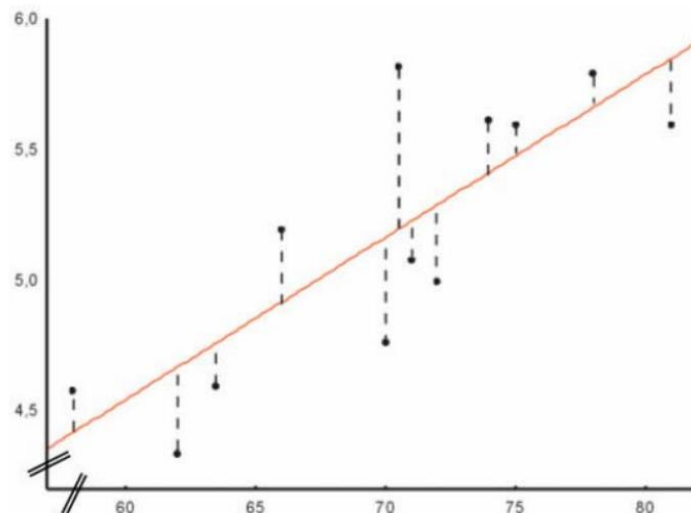
Однос променљиве (y) према променљивој (x) може бити различит, и зато је први корак ка откривању облика повезаности уцртати *дијаграм растурања* или *дијаграм дисперзије* између два обележја.

Да би смо квантификовали приближну линеарну везу између те две величине, можемо конструисати правац који најбоље описује податке. Интуитивно би то учинили тако да је приближно једнак број тачака изнад правца и испод њега. На **слици 8.1** дат је пример регресионе криве.



Слика 8.1 Пример регресионе крива [12]

Постоји егзактан математички начин којим се приказује најбоље прилагођени правац линеарне везе. Одређује се из услова да је збир квадрата вертикалних удаљености тачака од правца најмања – **метода најмањих квадрата**. На слици 8.2 илустративно су приказана растојања од регресионе криве. Тако одређени правац повезаности између две варијабле приказује се *регресионом линијом* [12].



Слика 8.2 Растојање тачака од регресионе криве [12]

Регресиона линија изражава се једначином регресије:

$$y = a + b \cdot X,$$

Где су:

- y – зависно променљива,
- x – независно променљива,
- a – регресиона константа,
- b – коефицијент регресије [12].

Зависно променљива y је непозната променљива која се израчунава на основу вредности независне променљиве x која је позната. Регресиона константа (a) и коефицијент регресије (b) одређени помоћу метода најмањих квадрата имају формула:

$$a = \bar{y} - b \cdot \bar{x},$$

$$b = \frac{n \cdot \sum xy - \sum x \cdot \sum y}{n \cdot \sum x^2 - (\sum x)^2}.$$

Са n је у једначини означен укупан број парова који по неким ауторима не би смео да буде мањи од 12 ( $n > 12$ ) да би се добила репрезентативна регресиона права и прави облик међузависности међу појавама. Параметар **a** – **регресиона константа** одређује „ниво“ регресионе праве. То је вредност Y за  $x=0$  и представља тачку у којој регресиона линија сече Y-осу. Другим речима, то је почетна вредност зависне Y када још увек није почела да делује независна X.

Особине параметра  $a$  су:

1. ако је  $a=0$ , регресиона права пролази кроз координатни почетак. То значи да ако обележја не могу да имају негативне вредности полазе од нултог „нивоа“
2. ако је  $a>0$ , регресиона права сече ординатну осу изнад координатног почетка
3. ако је  $a<0$ , регресиона права сече ординатну осу испод координатног почетка.

Параметар  $b$  – **коэффициент регресије** одређује *нагиб* регресионе праве. У математичком смислу он представља тангенс угла кога регресиона права заклапа са  $X$ -осом. Особине параметра  $b$  су:

1. ако је  $b=0$ , регресиона права је паралелна са  $X$ -осом. То значи да обележје  $Y$  има увек исту вредност и да не зависи од обележја  $X$ .
2. ако је  $b>1$ , регресиона права се удаљава од  $X$ -осе и приближава  $Y$ -оси
3. ако је  $b<1$ , регресиона права је ближа  $X$ -оси а удаљава се од  $Y$ -осе

Помоћу линије регресије може се вршити интерполација, тј. одређивање вредности  $Y$  за било коју вредност  $X$  [12].

## 8.2 Корелациона анализа

Корелациона анализа показује степен зависности између променљивих, односно корелацијом се мери јачина већ утврђене повезаности између две променљиве. Степен интензитета повезаности између променљивих, које су у линеарном односу мери се: коваријанском као апсолутном мером интензитета корелације и коефицијентом просте линеарне корелације, као релативном мером интензитета корелационе везе.

**Коваријанса** представља у суштини заједничку меру варијабилности, једне и друге варијабле, па се математички може представити као збир варијанси једне и друге варијабле:

$$C_{xy} = SD_x^2 + SD_y^2 = \frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n} + \frac{\sum (y - \bar{y})^2}{n}$$

Одакле се добија радна формула за коваријансу:

$$C_{xy} = \frac{\sum x \cdot y}{n} - \bar{x} \cdot \bar{y}$$

Где је  $n$  величина узорка, односно, број корелираних парова вредности.

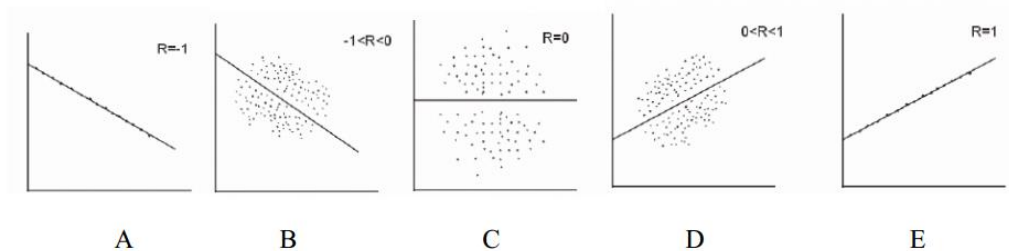
Међутим, коваријанса као апсолутна мера степена повезаности није погодна за процену, па се приступа израчунавању релативне мере тј. израчунава се: коефицијент просте линеарне корелације.

**Коефицијент просте линеарне корелације** или **Пеарсон-ов коефицијент** представља коваријансу изражену у јединицама стандардних девијација обеју променљивих. Израчунава се као количник између коваријансе и производа стандардних девијација једне и друге варијабле, па је његова формула:

$$r_{xy} = \frac{C_{xy}}{SD_x \cdot SD_y} = \frac{\text{коваријанса}}{\text{производ стандардних девијација x и y}}$$

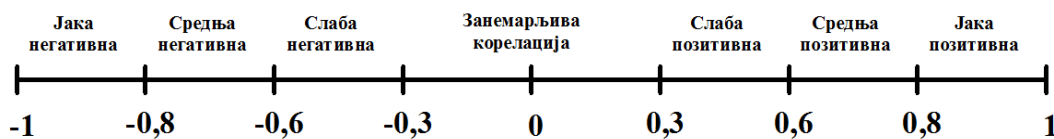
Коефицијент просте линеарне корелације показује степен зависности између променљивих и он одређује величину дисперзије (растурања) података око регресионе линије.

Ако варијабле нису повезане дисперзија око регресионе линије је велика. Са повећањем линеарне повезаности, дисперзија се смањује и график постаје све спљоштенији. Ако између две променљиве постоји апсолутно слагање сви подаци леже на регресионој линији.



Слика 8.3 А-савршена негативна корелација; В-негативна корелација; С- нема корелације; D-позитивна корелација; Е-авршена позитивна корелација [12]

Коефицијент корелације има вредност која се креће у распону од -1 до +1. Ако променљиве нису повезане,  $r$  је једнак нули. Када већим вредностима независно променљиве  $x$ , одговарају и веће вредности зависно променљиве  $y$  и обрнуто: опадањем вредности независне  $x$ , опадају и вредности зависне  $y$  - онда је то позитивна корелација ( $r > 0$ ). Обрнуто, када већим вредностима независно променљиве  $x$ , одговарају мање вредности зависно променљиве  $y$ , односно опадањем вредности независне  $x$  расту вредности зависне  $y$  - онда је то негативна корелација  $r < 0$ . Важи опште правило: што је вредност коефицијента просте линеарне корелације ближа јединици, то је међузависност међу посматраним појавама јача. Коефицијент корелације никада нема вредности 1 или -1, јер то би значило да између појава постоји математичка, а не статистичка веза. Скала за тумачење коефицијената корелације:



Слика 8.4 Коефицијент корелације [10]

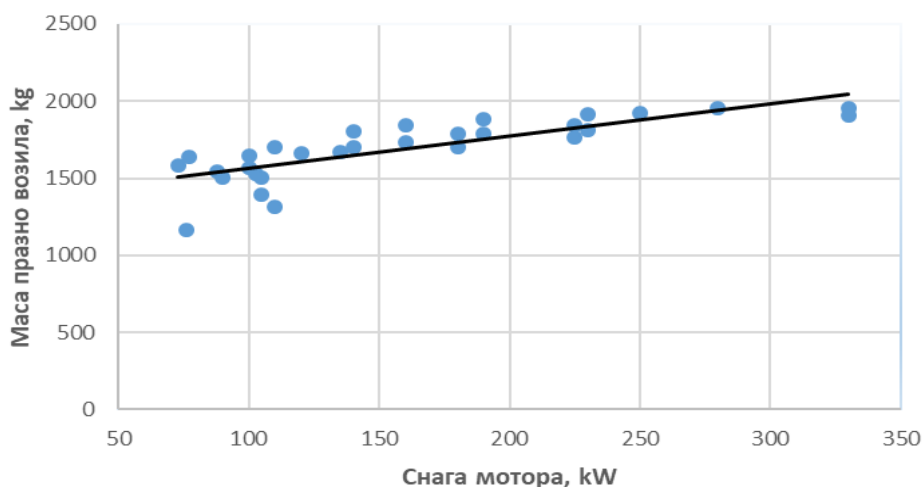
Вредност коефицијента корелације може да се оцењује и преко специјалних таблица за граничне вредности  $r_{xy}$ . Таблице приказују колика мора да буде најмања вредност  $r_{xy}$ , да би се за одређени број степена слободе и за одговарајући праг значајности (0,05 или 0,01) могао да сматра статистички сигнификантним. Број степени слободе се израчунава по формули:  $S.S. = n - 2$  где је:  $n$  = број парова [12].

### 8.3 Анализа добијених резултата

На основу анализе прикупљених података о возилима из категорије М1/АА, добијени су статистички показатељи који указују на то које су то карактеристике које учествују у конфигурацији ове категорије возила.

Регресионом и корелационом анализом се може показати међусобна зависност било које две величине. Пошто смо се бавили анализом преносника снаге, анализирана је међусобна зависност снаге, масе, преносног односа главног преносника, степена преноса.

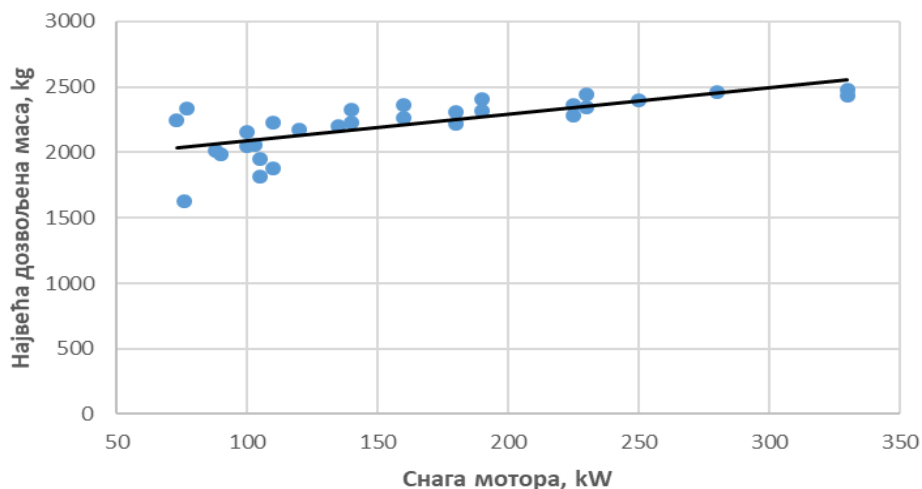
На дијаграму (слика 8.5) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност масе празног возила спремног за вожњу и снаге погонског агрегата.



Слика 8.5 Корелациона међузависност масе празног возила и снаге мотора

Прорачуном је добијена једначина регресионе криве  $y = 2,0859 \cdot X + 1355,2$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,6331$ . Што говори да је корелациона веза између масе празног возила и снаге мотора средње позитивна [10].

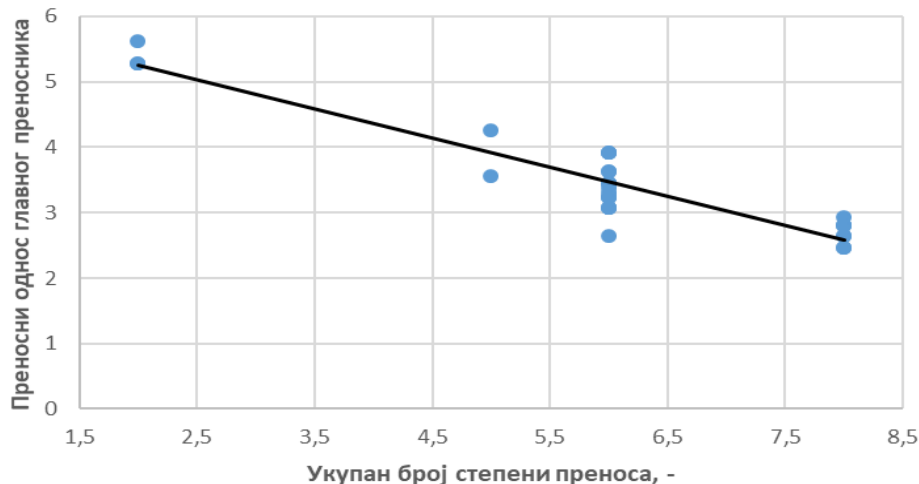
На дијаграму (слика 8.6) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност највеће дозвољене масе возила и снаге погонског агрегата.



Слика 8.6 Корелациона међузависност највеће дозвољене масе возила и снаге мотора

Прорачуном је добијена једначина регресионе криве  $y = 2,0314 \cdot X + 1885,2$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,5179$ . . Што говори да је корелациона веза између највеће дозвољене масе возила и снаге мотора слаба [10].

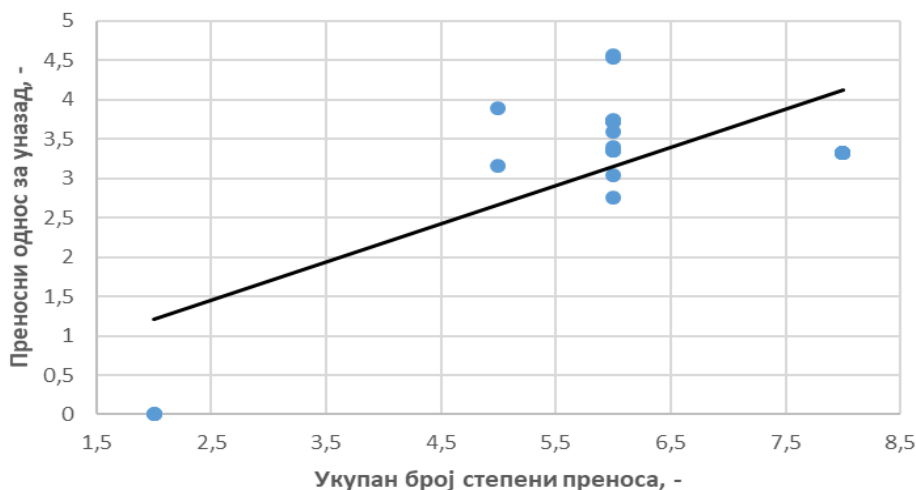
На дијаграму (слика 8.7) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност преносног односа главног преносника и степена преноса.



Слика 8.7 Корелациона међузависност преносног односа главног преносника и највећег броја степена преноса

Прорачуном је добијена једначина регресионе криве  $y = -0,4435 \cdot X + 6,1323$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,8572$ . . Што говори да је корелациона веза између преносног односа главног преносника и степена преноса јака позитивна [10].

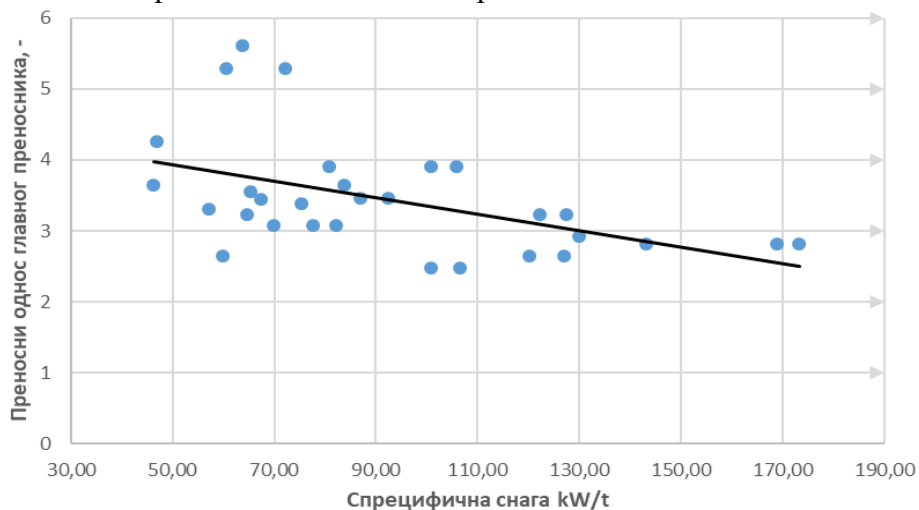
На дијаграму (слика 8.8) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност преносног односа за ход уназад и степена преноса.



Слика 8.8 Корелациона међузависност преносног односа за ход уназад и највећег броја степена преноса

Прорачуном је добијена једначина регресионе криве  $y = 0,4849 \cdot X + 0,2396$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,51$  што говори да је корелациона веза између преносних односа главног преносника и степена преноса слаба [10].

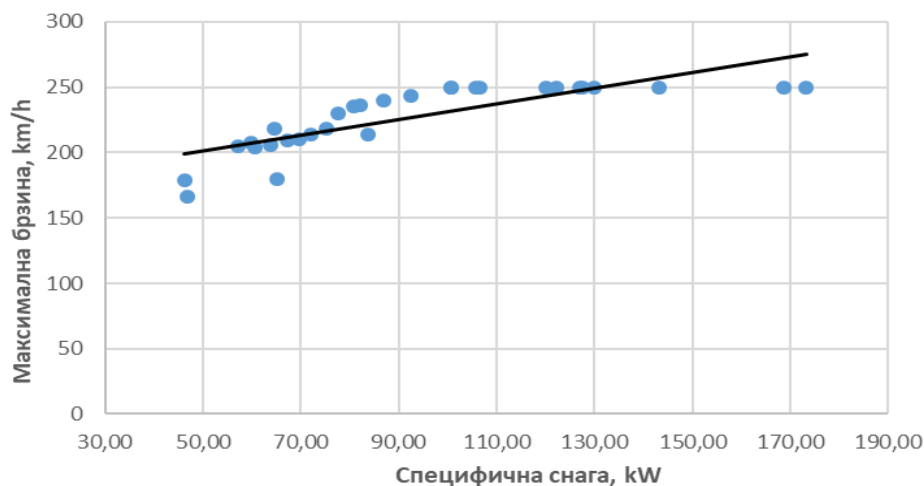
На дијаграму (слика 8.9) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност специфичне снаге и степена преноса.



Слика 8.9 Корелациона међузависност специфичне снаге и преносносног односа главног преносника

Прорачуном је добијена једначина регресионе  $y = -0,0116x + 4,5187$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,2391$  што говори да је корелациона веза између специфичне снаге и преносног односа главног преносника слаба позитивна [10].

На дијаграму (слика 8.10) приказана је регресиона крива и корелациона међузависност специфичне снаге и максималне брзине возила.



Слика 8.9 Корелациона међузависност специфичне снаге и максималне брзине

Прорачуном је добијена једначина регресионе  $y = 0,5992x + 171,67$  и коефицијент детерминације  $R^2 = 0,6595$  што говори да је корелациона веза између специфичне снаге и максималне брзине средње позитивна [10].

## 9. Провера типа прогресије преносних односа

Прогресија преносних односа код анализираних возила је приказана у **табели 9.1**. Свака колона представља однос ( $\varphi$ ) „суседних“ степена преноса (на пример, први и други, други и трећи и тако даље).

**Табела 9.1** Прогресија преносних односа

| $I_1/I_2$ | $I_2/I_3$ | $I_3/I_4$ | $I_4/I_5$ | $I_5/I_6$ | $I_6/I_7$ | $I_7/I_8$ |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1,84      | 1,55      | 1,36      | 1,29      | 1,21      | 0,00      | 0,00      |
| 6,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 6,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 1,67      | 1,49      | 1,29      | 1,23      | 1,17      | 0,00      | 0,00      |
| 6,30      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 1,68      | 1,52      | 1,36      | 1,22      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 1,90      | 1,52      | 1,38      | 1,28      | 1,22      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,61      | 1,40      | 1,25      | 1,18      | 0,00      | 0,00      |
| 1,79      | 1,57      | 1,31      | 1,23      | 1,19      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,61      | 1,40      | 1,25      | 1,18      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,61      | 1,40      | 1,25      | 1,18      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,61      | 1,40      | 1,25      | 1,21      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,61      | 1,40      | 1,25      | 1,21      | 0,00      | 0,00      |
| 1,79      | 1,57      | 1,31      | 1,23      | 1,19      | 0,00      | 0,00      |
| 1,79      | 1,57      | 1,31      | 1,23      | 1,19      | 0,00      | 0,00      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,77      | 1,51      | 1,31      | 1,18      | 1,18      | 0,00      | 0,00      |
| 1,77      | 1,51      | 1,31      | 1,18      | 1,18      | 0,00      | 0,00      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,50      | 1,49      | 1,26      | 1,29      | 1,29      | 1,19      | 1,25      |
| 1,75      | 1,66      | 1,31      | 1,34      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 1,77      | 1,58      | 1,42      | 1,25      | 1,22      | 0,00      | 0,00      |
| 1,83      | 1,42      | 1,32      | 1,26      | 1,21      | 0,00      | 0,00      |
| 1,65      | 1,45      | 1,32      | 1,28      | 0,00      | 0,00      | 0,00      |
| 1,81      | 1,58      | 1,36      | 1,00      | 1,20      | 0,00      | 0,00      |

Однос преносних односа зупчаника у зависности од степена преноса ( $\varphi$ ) (енг. *gear step*) говори о мењачу. Усвајање прогресије преносних односа при конструисању мењача, односно при избору преносног односа зупчаника унутар истог узима у обзир следеће:

- што већи број зупчаника, боље се експлатише ефикасност мотора али са повећањем броја зупчаника повећава се маса и величина мењача,
- мањи однос  $\varphi$ , доприноси лакшој и пријатнијој промени брзина,
- термичко оптерећење синхроних прстенова је пропорционално квадрату поменутог односа  $\varphi$ .

На основу наведеног, морају се чинити компромиси при конструисању мењача. Два основна начина (типа прогресије) при дефинисању односа  $\varphi$ , су се показала ефективна у пракси:

- геометријски однос и
- прогресивни однос.

Када је однос  $\varphi$  геометријски, у теорији то представља једнакост за сваки степен преноса ( $\varphi = I_1/I_2 = I_2/I_3 = I_3/I_4$ ). У пракси, реалан однос  $\varphi$  благо одступа од теоретске вредности. Геометријски  $\varphi$  се најчешће користи у комерцијалним аутомобилима.

Прогресивни однос ( $\varphi$ ), се користи најчешће код мењача за путничка возила. Што је већа брзина, мањи је  $\varphi$  што доприноси већој удобности. Типичне вредности прогресивног  $\varphi$  се крећу од 1,1 до 1,7 [2].

Од свих анализираних возила само три имају геометријски однос. Сва остала возила имају прогресиван однос.

## 10. Закључак

Задатак система преноса снаге је да пренесе обртни момент на погонске точкове. Систем преноса снаге је врло битан за правилно функционисање моторног возила и без ње се не би могла пренети снага са мотора на погонске точкове. Савремене аутоматски системи преноса снаге све више налазе своју примену код путничких возила. Произвођачи аутомобила улажу велике напоре и средста како би понудили аутоматски системи преноса снаге са што већом корисношћу, веком трајања, ефикаснијом потрошњом горива итд. Сваким даном развојни инжењери улажу све веће напоре како би понудили боље, брже, економичније и ефикасније системе, да би будући системи преноса снаге имале повољније карактеристике.

Што се тиче анализе преносних односа, добијени су следећи најчешћи резултати: Главног преносника од 3,3 до 3,9. За ход уназад од 2,9 до 3,4. Првог степена преноса од 3,6 до 4 и од 4,6 до 5. Другог степена преноса 0,6 до 2,5. Трећег степена преноса 0 до 1,4. Четвртог степена преноса од 0 до 1. Петог степена преноса од 0,9 до 1. Шестог степена преноса од 0,9 до 1. Седмог степена преноса од 0,6 до 0,9. Осмог степена преноса од 0,4 до 0,7. Најчешће погонско гориво агрегата је дизел, снага погонских агрегата се креће од 73 до 124 kW, у том опсегу је највише возила. Што се тиче типова мењача најчешћи су мануелни мењачи са 6 степена преноса. Маса возила спремног за вожњу се најчешће крећу од 1500 до 1800 kg, највећа дозвољена маса возила од 2000 до 2600 килограма. Специфична снага је најчешће у опсегу од 51 до 130 kW/t. Резултати су приказани и у **табели 10.1**.

**Табела 10.1** Најчешће добијени резултати

|                                      |                   |
|--------------------------------------|-------------------|
| Главни преносник                     | 3,3 - 3,9         |
| Ход уназад                           | 2,9 - 3,4         |
| Први степен преноса                  | 3,6 - 4 и 4,6 - 5 |
| Други степен преноса                 | 0,6 - 2,5         |
| Трећи степен преноса                 | 1,2-1,4           |
| Четврти степен преноса               | 0,8 - 1           |
| Пети степен преноса                  | 0,9 - 1           |
| Шести степен преноса                 | 0,9 - 1           |
| Седми степен преноса                 | 0,6 - 0,9         |
| Осми степен преноса                  | 0,4 - 0,7         |
| Погонско гориво                      | Дизел             |
| Снага                                | 73 - 124          |
| Тип мењача                           | Мануелни          |
| Маса возила<br>спремног за вожњу, kg | 1500 - 1800       |
| Највећа дозвољена маса               | 2000 - 2600       |
| Специфична снага                     | 51 - 130          |

Статистичком анализом су успостављене корелационе везе појединих карактеристика везаних за снагу и систем преноса. За анализирана возила, корелациона веза између масе празног возила и снаге мотора је средње позитивна  $R^2 = 0,6331$ . Такође је средње позитивна веза између специфичне снаге и максималне брзине -  $R^2 = 0,6595$ , док је корелациона веза између специфичне снаге и преносног односа слабо позитивна. Такође, слаба корелациона веза је и између највеће дозвољене масе возила и снаге мотора  $R^2 = 0,5179$ .

## Литература

- [1] <http://meskrusevac.inforbiro.com/saobracaj/images/download/Transmisija.pdf>,  
приступљено 1.3.2018.
- [2] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Wolfgang Novak W.: Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application, Springer Verlag, 2011.
- [3] <http://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Paris-World-Exposition-1889-Presentation-of-the-Daimler-wire-wheel-car.xhtml?oid=9908320> :  
приступљено 7.5.2017
- [4] <http://www.charlietranny.com/Hydrarnatic.htm>, приступљено 7.5.2017.
- [5] <https://tkdv.files.wordpress.com/2012/03/p05-prenos-snage-i-vbk.pdf>, приступљено  
7.5.2017
- [6] <https://mlfree.com/atf-ulja/>, приступљено 7.5.2017.
- [7] <http://www.autonet.hr/arhiva-clanaka/prijenos-snage-v>, приступљено 10.5.2017
- [8] <https://www.slideshare.net/igoriv/2-menjac-i-pogonski-most>, приступљено 10.5.2017
- [9] <https://mlfree.com/diferencijal-preciznije-diferencijalni-prenosnik/> , приступљено  
10.5.2017
- [10] Сертификати о саобразности возила
- [11] VW GearboxRatios. <http://vwtechnic.com/Technic/VWGearboxRatios.xls>,  
приступљено 6.5.2017
- [12] <http://docplayer.gr/54504886-Regresiona-i-korelaciona-analiza.html>, приступљено  
1.3.2018