

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Катедра за моторна возила и моторе

Назив студијског програма: Аутомобилско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Предмет: Системи преноса снаге МВ

Број индекса: 452/2017

Стефан Д. Филурија

Трансмисије теретних моторних возила

Мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Божидар Крстић-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

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

1. Анализа стања развоја и примене трансмисије теретних моторних возила
2. Конструктивна извођења трансмисије теретних моторних возила
3. Усаглашавање карактеристика трансмисије теретних моторних возила
4. Анализа експлоатационо техничких карактеристика теретних моторних возила са аспекта њихове трансмисије
5. Правци даљег развоја и примене трансмисија теретних моторних возила

Препоручена литература:

- [1] Јанићијевић Н., Живановић З.: Аутоматске трансмисије моторних возила, Београд, 2020.
- [2] Ковачић Б.: Теорија кретања моторних возила, Београд, 1973.

РЕЗИМЕ

Предмет истраживања овог мастер рада јесу трансмисије теретних моторних возила. Полазећи од анализе улоге трансмисије возила, преко разматрања постојећих решења трансмисија теретних возила и њихових карактеристика, дат је увид у бројне аспекте овог система. Рад је структуриран у пет делова. У првом делу фокус је на анализи стања развоја и примене трансмисија теретних возила. Други део је посвећен разматрању постојећих конструктивних извођења трансмисија тешких теретних моторних возила. Трећи део даје опис поступка усаглашавања карактеристика трансмисија теретних моторних возила само и карактеристиком погонских агрегата. Наредни део се односи на анализу експлоатационо-техничких карактеристика теретних моторних возила са аспекта њихове трансмисије. У последњем делу приказани су могући правци побољшања компонената трансмисија теретних моторних возила. Као и предности хидродинамичко-механичких преносника, који долазе до изражаја у аутобусима који се користе у градском саобраћају.

Кључне речи: трансмисија, теретна возила, мењачки преносник, ...

ABSTRACT

The subject of the study of this masterthesis are transmissions of heavy-duty vehicles. Starting from the analysis of the transmission role, through consideration of existing solutions of transmissions of heavy-duty vehicles, an insight in numerous aspects of this system is given. The thesis is structured in five parts. The first section focuses on the current state of development and applications of heavy-duty vehicle transmissions. The second section is devoted to the consideration of existing construction solutions of heavy-duty vehicle transmission. The third section describes the procedure of matching characteristics of heavy-duty vehicle transmissions with engine characteristics. The following section deals with the analysis of exploitative-technical characteristics of heavy-duty vehicles from the aspect of their transmissions. In the last section an overview of possible improvements of heavy-duty vehicle transmission components is shown. As well as the advantages of hydrodynamic-mechanical transmissions, which come to the fore in buses used in city traffic.

Key words: transmission, heavy-duty vehicles, gearbox, ...

Садржај

1.Анализа стања развоја и примене трансмисија теретних возила	1
1.1.Мењач	3
1.2.Спојница	5
1.3.Осовински преносник – погонски мост	7
2. Конструктивна извођења трансмисије теретних моторних возила	18
2.1. Мануелна трансмисија	18
2.2. Аутоматизована мануелна трансмисија	21
2.3.Аутоматска трансмисија	24
3.Усаглашавање карактеристика трансмисија теретних моторних возила са карактеристиком погонских агрегата моторних возила	26
4.Анализа експлоатационо-техничких карактеристика теретних моторних возила са аспекта њихове трансмисије	33
4.1. Економичност	33
4.2. Динамичност	37
4.3.Поузданост	37
4.4.Век трајања	39
4.5.Проходност	39
4.6.Погодност конструкције за одржавање	40
4.7.Комфор	40
5.Правци даљег развоја и примене трансмисија теретних моторних возила	41
5.1. Преносни однос диференцијала	41
5.2. Смањење масе полуосовине	43
5.2.1. Шупља полуосовина	43
5.2.2. Интензивно каљење	45
5.3.Аутономност	46
5.4.Аутоматске трансмисије за комерцијална возила и аутобусе	47
5.4.1.Аутоматске трансмисије Voith Diwa	47
5.4.2.Систем за управљање DIWA трансмисијама	54
5.5.Аутоматске трансмисије за тракторе	55
5.6.Аутоматске трансмисије за брзоходна гусенична возила	57
Закључак	60

1.Анализа стања развоја и примене трансмисија теретних возила

Међу најважније делове, односно системе теретних возила се убраја његова трансмисија. Правилан рад мотора заснива се на оптималном искоришћавању снаге истог, као и на правилном преношењу реалне снаге мотора на погонске тачкове.

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

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

Мењачки преносници су по својој функцији веома одговоран део склопа трансмисије, па су и захтеви који се пред њих постављају веома строги. Услови које мењачки преносници треба да задовоље су:

- да омогуће рад мотора независно од рада осталих делова трансмисије са укљученом спојницом (рад мотора на празном ходу);
- да су веома издржљиви и једноставне конструкције што гарантује лакоћу при одржавању и сигуран рад;
- да им је механички степен искоришћења висок и да имају висок степен искоришћења снаге мотора;
- да омогуће кретање возила уназад (према Закону о безбедности у саобраћају сва возила са укупном масом већом од 400 kg морају да имају могућност кретања уназад);
- да су малих габарита, тежине и јефтине за производњу;
- да раде са што мање шума и да су подесни за руковање [1].

Савремени мењачки преносници су концепирани тако да су сви парови зупчаника увек у захвату, а промена преносних односа се постиже укључивањем канцастих спојница

са одговарајућим зупчаницима. Већина зупчаника су слободно окретљиви на својим осовинама, док канцасте спојнице, преко којих се снага преноси на вратила, клизе по ожљебљеном вратилу.

Данас постоји доста различитих врста трансмисија у теретним возилима. Неке су изграђене за мале моторе, неке за велике а неке су изграђене за вучу тешких терета. Без обзира на величину, сви они обављају исту функцију, што помаже возилу да остане у покрету.

Подела трансмисије према начину преношења снаге и њене трансформације:

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

Основни елементи механичке трансмисије, ток снаге и начин извођења

Механичка трансмисија садржи следеће елементе:

- фрикциона спојница;
- мењач;
- вратила са зглобним преносницима;
- главни преносник са диференцијалним преносником;
- разводник снаге

Снага се са коленастог вратила преко спојнице доводи у мењачки преносник [3], где се обртни момент и број обртаја мотора трансформишу одговарајућим преносним односима. Из мењачког преносника снаге, у зависности од положаја мотора, директно или преко зглобних вратила преноси на главни преносник и одатле преко погонских вратила на точкове погонског моста.

Код теретних возила постоје два главна типа трансмисије: мануелна и аутоматска. Раније је био случај да су камиони опремљени само мануелним мењачима, али пошто је аутоматска трансмисија постала широко распрострањена у производњи возила, произвођачи камиона почели су их укључивати у своје дизајне како би олакшали вожњу [2].

Њих одликује постојање главног подсистема трансмисије, разделног подсистема постављеног испред главног подсистема, као и система за промену режима монтираног иза главног мењачког преносника. Аутоматске трансмисије су по структури скоро идентичне мануелним, разлика је у томе што се промена степена преноса, као и режима

врши аутоматски. Број степена преноса је код њих нешто мањи, и креће се до 12, јер се прелаз са једног на други врши знатно брже.

Због ефикасније синхронизације, врло тешки камиони често користе мануелни мењач. Нека теретна возила имају трансмисију која изгледа и понаша се као обична трансмисија путничких возила – ове трансмисије се користе на лакшим теретним возилима, и обично имају до 6 степена преноса и синхронизацију.

1.1. Мењач

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

Мењачи тешких теретних моторних возила готово су увек несинхронизовани. Синхронизација је аргумент који би могао да буде од користи, а возачи пошто проводе хиљаде сати вожње могу уложити време да науче да ефикасно користе несинхрони пренос. Тешки камиони обично имају дизел моторе. Дизел мотори теретних возила из 1970-тих и од раније углавном имају узак опсег снаге, тако да је потребно много зупчаника. Почевши од 1968 Mahidune, дизел мотори камиона све више користе турбо пуњач и електронске контроле које повећавају снагу мотора, што значи све мање и мање преносних односа.

Код примене мењача за пренос већих снага и за теже услове рада неопходно је одвођење уља из мењача, његово хлађење у посебном хладњаку уз помоћ система за хлађење мотора и затим поновно враћање у хидродинамички мењач (ХДМ). Најбоље је да се уље одводи на месту изласка из турбине, а да се враћа на месту уласка у пумпно коло.

Обрнута места одвода и довода уља драстично смањују проток уља а у одређеним режимима броја обртаја могу чак и да га потпуно прекину. Отвори за одвод и довод уља треба да су тако димензионисани да брзина тока уља не пређе вредност од 4,5 m/s. Број измена уља се одређује на основу количине развијене топлоте коју треба одвести.

Због потребе да се спречи кавитација и смањи бука при раду ХДМ врши се, помоћу посебне пумпе, стално пуњене мењача са притиском од 1,3 до 4,0 bar-а. Обично је то иста пумпа која обезбеђује циркулацију уља за његово хлађење. Уље за ХДМ не врши само улогу преносника снаге него служи и за подмазивање и хлађење, а долази у контакт и са другим елементима у склопу мењача (лежајеви, зупчаници, вишеламеласте спојнице, тракасте кочнице, вентили и др.). Због тога уље треба да има добре особине подмазивања, да је отпорно на оксидацију и пенушање, да има висок индекс вискозности како би одржало потребну вискозност у целој области температура [2].

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

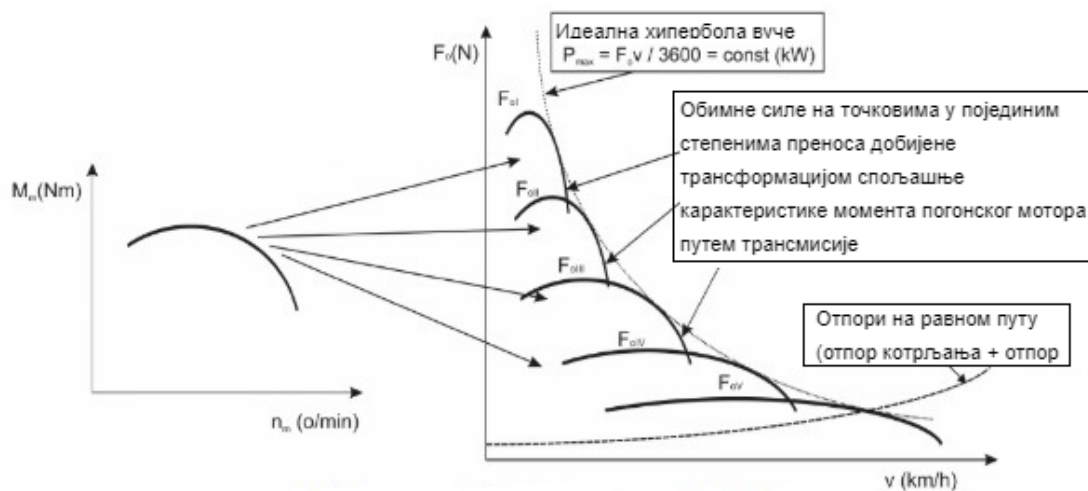
Обимна сила на погонским точковима F_o преноси се приањањем точкова на подлогу.

Спољашњи отпори који делују на возило:

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

Једначина кретања је:

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



Слика 1. Вучни дијаграм (вучно – брзинска карактеристика возила)[3]

Погонска обимна сила на точковима возила:

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

Брзина кретања возила:

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

M – момент мотора (Nm)

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

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

r_d – динамички радијус точкова (m)

η – степен корисности трансмисије (-)

n – број обртаја погонског мотора (o/min)

1.2. Спојница

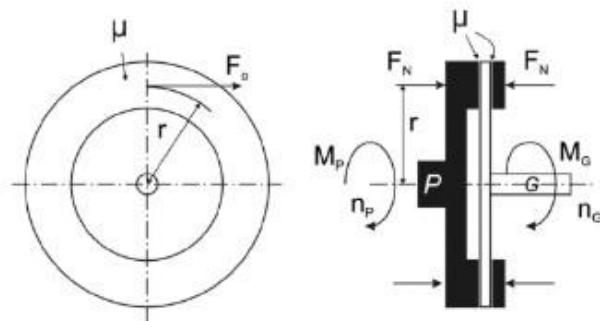
Основни задатак спојнице је да омогући раздвајање и постепено спајање погонског и гоњеног дела трансмисије.

Основни типови спојница су:

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

Једноламеласта сува фрикциона спојница

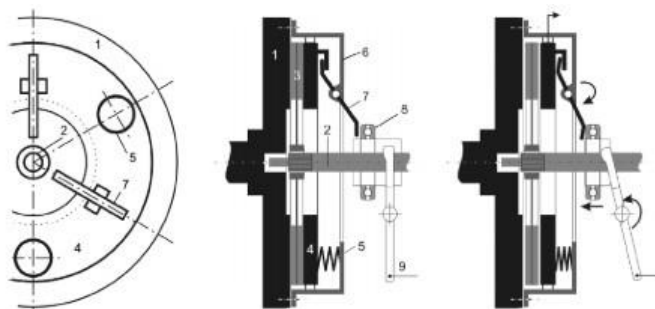
Једноламеласта сува спојница је најзаступљенија спојница која се користи у механичкој трансмисији моторних возила. Спојница је стално укљученог типа, односно када возач не делује на педалу она преноси обртни момент (укључена је) [3]. Спојница при укључивању омогућава постепено изједначавање броја обртаја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



Слика 2. Физички принцип рада фрикционе спојнице [3]

На слици је приказана шема принципа рада фрикционе спојнице.

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

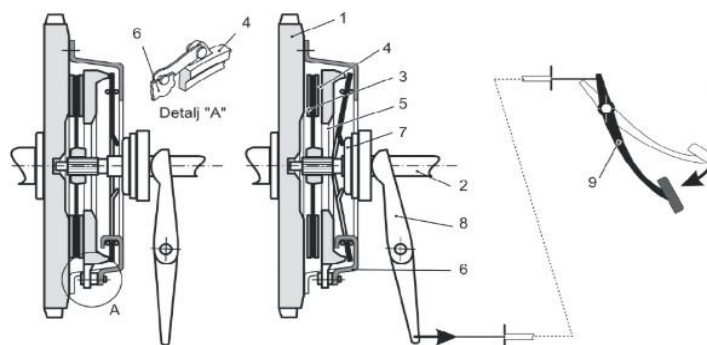


Слика 3. Принцип рада фрикционе спојнице у укљученом (лево) и искљученом (десно) положају

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

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

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

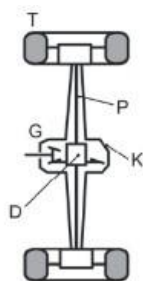


Слика 4. Спојница са тањирастом опругом у укљученом (лево) и искљученом (десно) положају

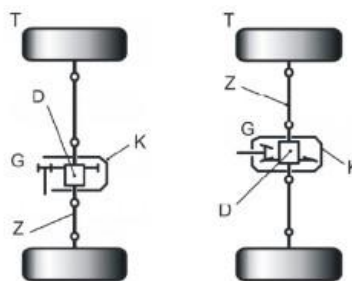
- 1 - замајца, 2 - спојничко вратило, 3 - фрикциони диск спојнице, 4 - потисна плоча, 5 - тањираста опруга, 6 - поклопац спојнице, 7 - потисни лежај, 8 - виљушка командног механизма, 9 - педала спојнице [3]

1.3.Осовински преносник – погонски мост

Осовински преносник или погонски мост је део трансмисије који служи за погон точкова једне осовине возила [3]. Најчешће обједињује главни преносник, диференцијал, погонска вратила и точкове. Возила која имају више погонских мостова намењена су обично за тешке услове експлоатације, често се у разводнику погона додаје један пар зупчаника који врши редукуцију броја обртаја како би се добиле што веће вучне силе на погонским точковима (слично мењачу са редуктором). Разводник погона са блокираном расподелом израђен је тако да се излазна вратила која врши пренос обртног момента на погонске тачке имају исте угаоне брзине. Он не може распоредити обртни тренутак у било каквом смеру (нпр. у зависности од оптерећења погонског моста). Однос међу обртним моментима, који се доводе појединим погонским мостовима у случају примене оваквог разводника зависи од неколико параметара (радијус окретања возила, разлике међу радијусима погонских точкова, профила пута итд.).



Слика 5. За погон зависно ослоњених и неуправљачких точкова (крати погонски мост) [3]



Слика 6. За погон независно ослоњених и / или управљачких точкова [3]

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

Полувратило погонског моста са зависним ослањањем деле се у три основне врсте: полурастеређена, три четвртине растеређена и потпуно растеређена.

Под појмом „растеређености“ у називу појединих врста погонских полувартила подразумева се растеређеност од напрезања полувартила на савијање.

Полурастеређена и три четвртине растеређена полувратила примењују се на моторним возилима нижих носивости и сопствене тежине. Потпуно растеређена полувратила примењују се на моторним возилима већих носивости и веће сопствене тежине. Три четвртине растеређена полувратила се данас ретко користе.

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

Преносни однос главног преносника:

$$i_O = z_G / z_P$$

z_G - број зуба гоњеног зупчаника,

z_P - број зуба погонског зупчаника.

Главни преносник може бити изведен:

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

Осовински диференцијални преносник (диференцијал) служи за развођење снаге на леви и десни точак, при чему им се брзине могу разликовати. До разлике брзина може доћи при кретању у кривини, по неравној подлози или проклизавања точка. Током кретања возила момент се преко главног преносника доводи на кућиште диференцијала, а са кућишта преко осовине и сателита разводи на централне зупчанике, односно вратила точкова. Ако се занемари трење и инерција, доведени моменти левом и десном точку су увек исти [3]. При кретању на правцу тј. када се леви и десни точак (теоријски) обрћу једнаком брзином, сателитски зупчаници окрећу се са кућиштем диференцијала, али мирују у односу на осовину и кућиште (не врше релативно обртање).

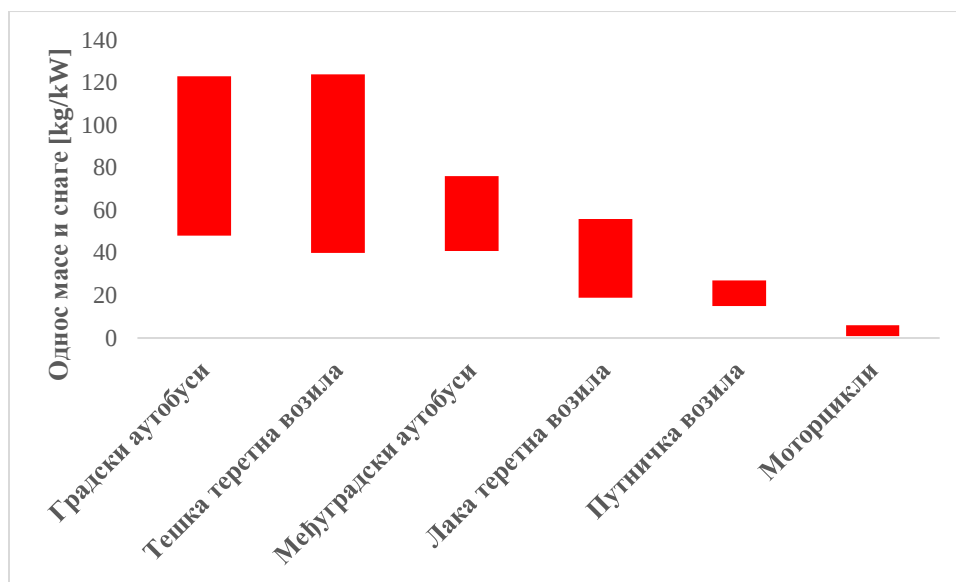
Када возило пролази кроз кривину, точак на спољашњој страни кривине прелази већи пут за исто време и зато се брже обрће од точка на унутрашњој страни кривине. То изазива релативно обртање сателитских зупчаника око њихове осе. При томе је тренутна средња брзина обртања левог и десног точка једнака брзини обртања кућишта диференцијала.

Главни разлози за постојање посебних захтева који се тичу трансмисије теретних возила, у поређењу са путничким возилима су следеће разлике између њих:

- Однос укупне масе возила спремног за вожњу са максимално дозвољеним оптерећењем (као и приколицом уколико постоји) са максималном снагом мотора СУС (или електричног, као и комбинације истих), који се изражава у kg/kW .
- Корисни опсег броја обртаја који обезбеђује мотор, који представља разлику између максималног броја обртаја и броја обртаја при празном ходу.

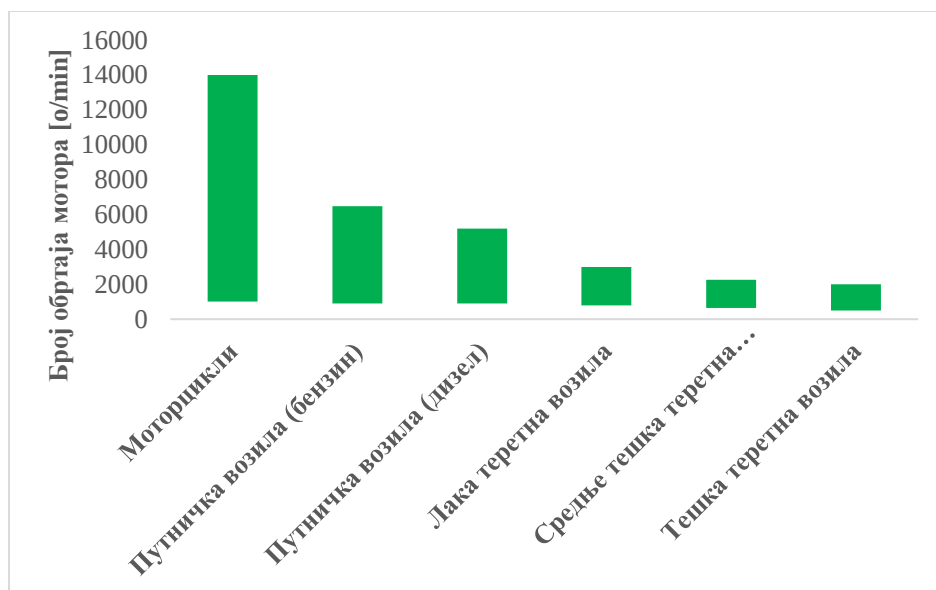
На слици 7. су приказани односи маса и снага различитих категорија возила, где је путничко возило референтна вредност. Теретна возила су подељена на више категорија маса, и то:

- лака теретна возила ($< 5 \text{ t}$ дозвољене укупне масе),
- средње лака теретна возила ($5 - 16 \text{ t}$ дозвољене укупне масе), и
- тешка теретна возила ($> 16 \text{ t}$ дозвољене укупне масе).



Слика 7. Однос масе и снаге за различите категорије возила [4]

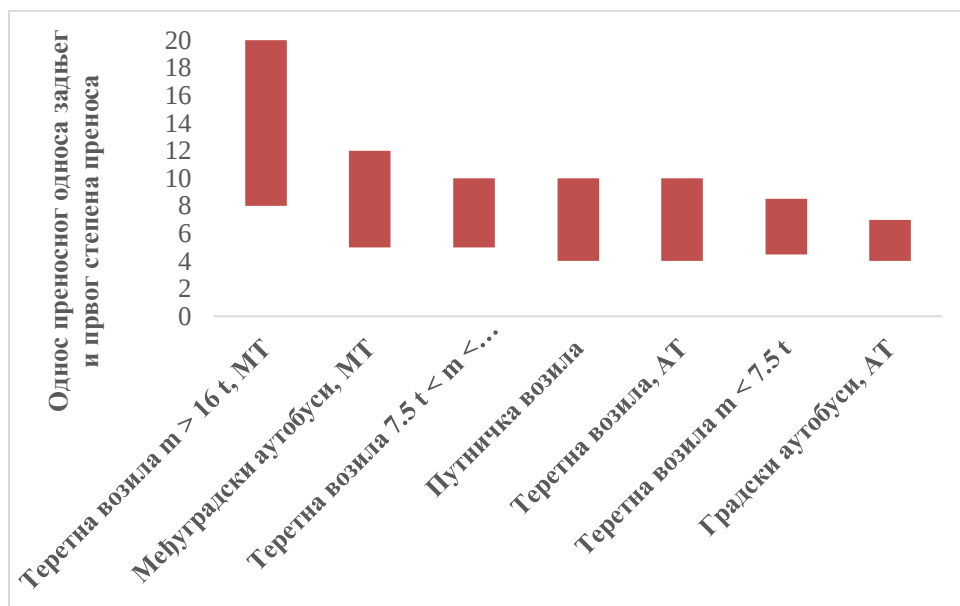
Високи односи снаге и масе захтевају високе обртне моменте како би било могуће постићи тражене проходности, брзине и убрзања током вожње. Ово утиче на максималне бројеве обртаја различитих категорија возила (слика 8).



Слика 8. Бројеви обртаја различитих категорија возила [4]

При анализи дозвољене укупне масе возила у обзир је такође потребно узети однос масе празног возила и корисне носивости истог, јер у великој мери утиче на вожљивост возила.

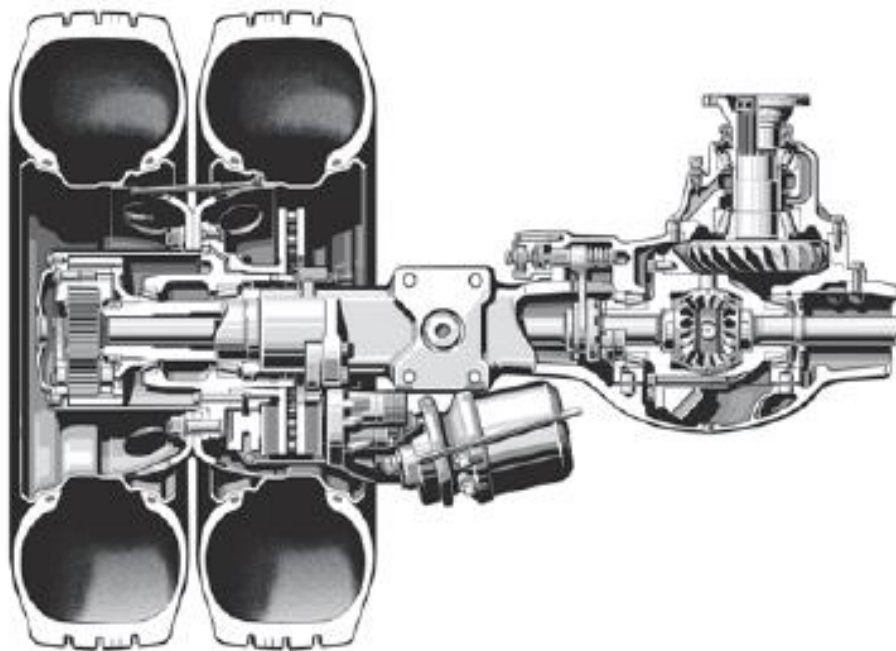
Однос преносног односа задњег и првог степена преноса зависи од потребног максималног броја обртаја и потребне вучне силе за покретање возила при различитим условима. Типичне вредности овог односа дате су сликом 9.



Слика 9. Однос преносног односа задњег и првог степена преноса различитих категорија возила [4]

Трансмисија теретних возила такође има велики утицај и на успорење истих, првенствено због већег броја зупчаника у оквиру овог система у поређењу са путничким возилама.

Трансмисије теретних возила су сличне трансмисијама путничких возила, и она се заједно са мотором поставља уздужно. Потребно је да постоје додатни претварачи броја обртаја. Као пример на слици 10. дат је планетарни претварач броја обртаја. Планетарни претварач имају широку примену у пољопривредној техници, посебно на тракторима и другим возилима, због низа предности у односу на преноснике са непокретним осама (класично спрегнуте преноснике). Предности планетарних: равномернија расподела оптерећења по зупцима, могућност преношења већег обртног момента, могућност већег преносног односа за исти број зупчаника, један те исти планетарни преносник може бити редуктор, мултипликатор или класично спрегнути преносник (када се носач сателита укочи престаје да буде планетарни преносник), мање габаритне димензије, компактнија конструкција итд. Основна предност планетарних преносника је у томе што омогућавају већи степен спрезања (више зубаца у спрези) јер могу имати већи број сателита, два, три и више, а да се у кинематичком смислу ништа не мења. Већи степен спрезања омогућава равномернију расподелу оптерећења и могућност преношења већих обртних момената. Недостаци епицикличних мењача су сложена и скупа израда Циљ ове компоненте јесте повећање носивости возила и клиренса, јер дозвољава смањење габарита диференцијала [4].



Слика 10. Планетарни претварач [4]

Опсег примене теретних возила је прилично широк, па постоје посебни захтеви везани за конструкцију трансмисије. Постоје одређени стандарди везани за геометријске карактеристике компонената, као и њихове повезаности са мотором, као и стандарди везани за комуникацију и електрификацију трансмисије. Предност овога јесте што је могуће саставити теретно возило купујући системе од различитих произвођача, захваљујући постојању стандардизације.

Од теренских возила се захтевају високи нивои проходности и економичности. Помоћу минималне брзине, или максималне вучне силе и максималне брзине дефинише се минимални број степена преноса.

Код возила која не прелазе велика растојања, попут возила градске чистоће, приоритет је велика вучна сила при покретању, док брзина кретања не игра велики утицај. Међутим, када су у питању возила која прелазе на хиљаде километара, приоритет је максимална брзина, као и максимална вучна сила при покретању и кретању уз нагибе.

Однос снаге и масе тешког теретног возила са приколицом се креће између 40 и 120 kg/kW, стога се користе мењачи са великим бројевима степена преноса (12/14/16), ради обезбеђења економичности потрошње горива и великих брзина. Возила за доставу робе се одликују мањим односима снаге и масе, па захтевају мењаче са мањим бројем степена преноса (6/8/9), иако се захтевају веће брзине у односу са тешким теретним возилима.

Дијаграм обртног момента показује однос тражене и постојеће вучне силе. . Висок број степена преноса са великим опсезима омогућују висок ниво вучне силе, и обезбеђење високе средње брзине кретања. На овај начин се обезбеђује рад мотора у идеалном режиму у сваком тренутку, што утиче на повољну потрошњу горива [4].

Комерцијална теретна возила се пројектују са циљем обезбеђења високе корисне носивости уз ограничену дозвољену укупну масу, па постоји захтев минималне масе неоптерећеног возила. При конструисању трансмисије теретних возила такође је потребно узети у обзир високу ефикасност, инвестиционе трошкове, трошкове одржавања итд.

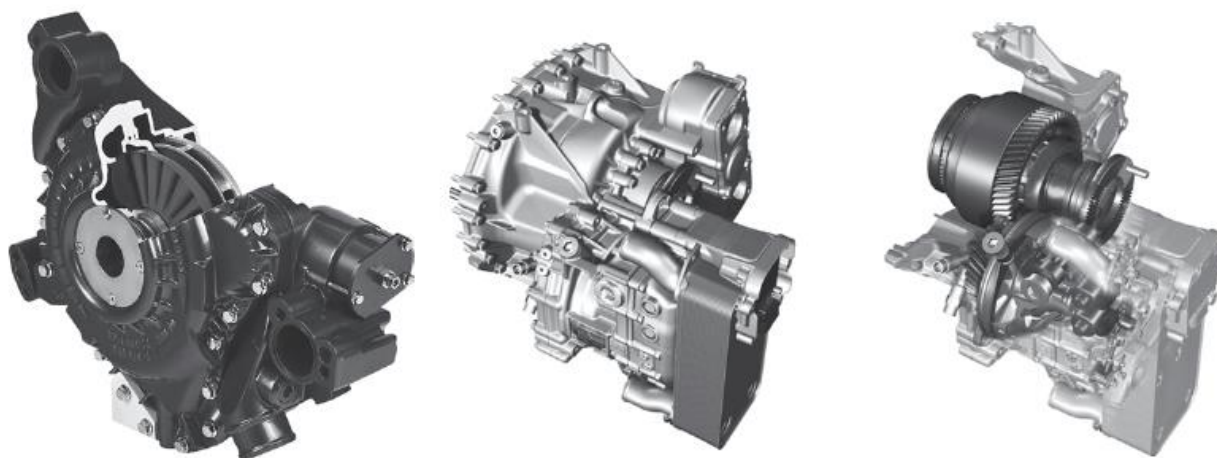
Још једна од битних ставки при пројектовању трансмисије теретних возила јесте и очекивани животи век. Како се може видети у табели 1. од теретних возила се захтева знатно дужи животи век у поређењу са путничким возилима, самим тим је потребно и обезбедити трајност трансмисије током целокупног животног века [4].

Табела 1. *Захтевани животи век у зависности од категорије возила [4]*

Категорија возила	Животи век (km)
Путничко возило	160.00 – 180.000
Лако теретно возило	≥ 250.000
Теретна возила за кратке вожње	≥ 400.000
Теретно возило за грађевинске радове	≥ 600.000
Теретна возила дуге вожње	1.200.000 – 1.600.000

Смернице за пројектовање трансмисије теретних возила

Међу најодговорније компоненте трансмисије теретних возила спадају кућишта (углавном се израђују од легура алуминијума ради редукције масе), вратила и зупчаници (израђују се од високолегираних челика), и лежајеви високе прецизности. Веома су битне и синхроно-фрикционе јединице (слика 11.), које услед великих дискова спојница и високих ротационих маса у оквиру трансмисије морају бити способне да поднесу висока термичка оптерећења при промени степена преноса.



Слика 11. *Интартер [4]*

Синхроно-фрикционе површине поседују превлаке од метала са високим температурама топлјења, или превлаке од композитних материјала. Како би се возачу

олакшао поступак промене степена преноса користи се систем са компресованим ваздухом.

Као што је већ поменуто, животни век је једна од најбитнијих ставки које се тичу трансмисије, па је потребно детаљно дефинисати мере које обезбеђују максимизацију истог. Од кључног значаја је одговарајуће подмазивање најбитнијих компонената. У ту сврху се примењују уља која обезбеђују високу носивост, која смањују трење и хабање компонената. Такође је битно и одговарајуће хлађење уља за подмазивање, које додатно продужава животни век компонената.

Сви главни произвођачи примењују модуларни концепт градње трансмисија теретних моторних возила. Савремени мотори који се одликују високим обртним моментима обезбеђују шире опсеге бројева обртаја уз обезбеђење високе ефикасности потрошње горива, па је могуће имплементирати мањи број степена преноса. На пример, уместо изведбе са 16 степена преноса, могуће је применити 12-степени ситем са већим капацитом обрних момената. Стога модуларни концепт утиче на смањење броја компонената, са могућношћу уградње у велики број различитих возила [4].

Избор трансмисије у највећој мери зависи од типа возила и снаге истог. Табела 2. показује смернице за пројектовање трансмисија различитих категорија теретних возила, где је за електропнеуматски систем промене степена преноса искоришћена скраћеница EPS (енгл. *Electropneumatic Shift System*).

Ригорозни захтеви који се тичу вучне силе и максималне брзине воде ка изведбама трансмисија са већим опсезима преносних односа. Ова чињеница, уз захтев минималне потрошње горива доводи до распрострањене примене великог броја степена преноса у трансмисијама теретних возила.

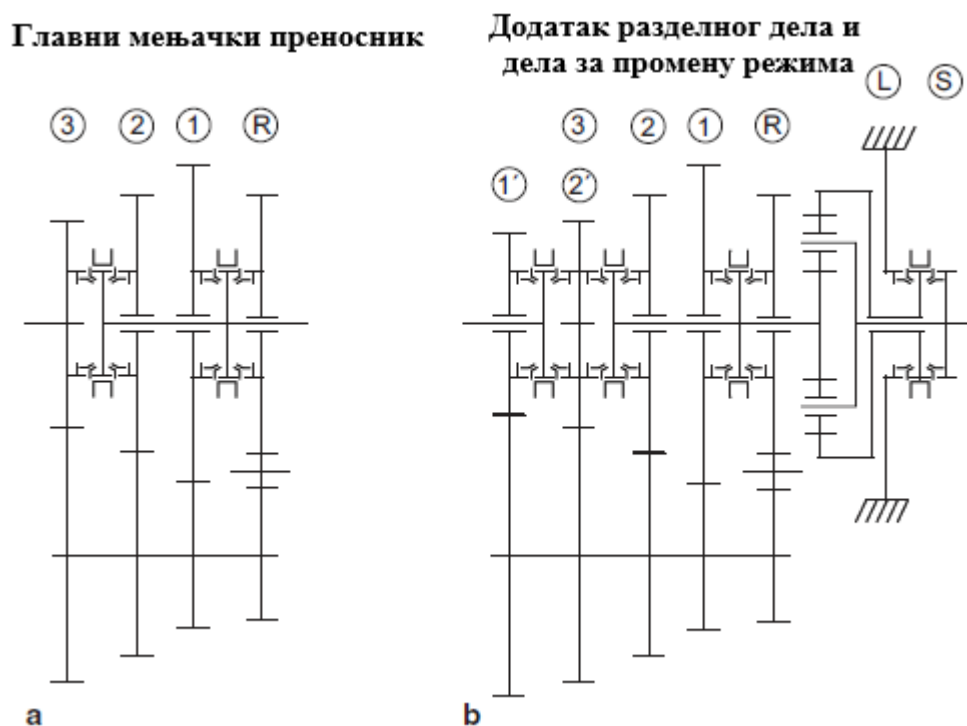
Табела 2. Смернице за пројектовање трансмисија различитих категорија теретних возила [4]

Дозвољена укупна маса[t]	Трансмисија	Број степена преноса
< 7,5	MT (AMT)	6
< 16	MT (AMT)	6/9/12
>16	MT (AMT)	12/14/16
40 (за дуге вожње)	MT (AMT)	12
40 (грађевински радови)	MT (EPS-AMT)	12/14/16

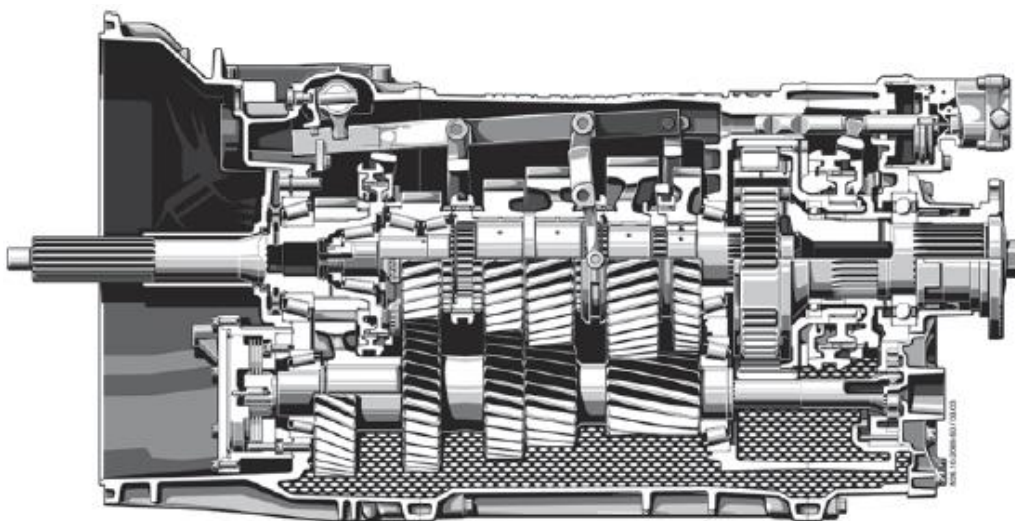
Могуће је извршити поделу трансмисије на више система, што доводи до смањења броја зупчаника у систему. Овакви системи се састоје из једноступеног или двоступеног улазног дела (1', 2'), троступеног или четвороступеног главног дела трансмисије и још једног двоступеног дела, који се сматрају посебним подсистемима трансмисије. Тако је

могуће увести 9-ступене, 12-ступене и 16-ступене трансмисије. Улазни и главни део трансмисије се ангажују два пута. Ово доводи до мање дужине трансмисије и високог нивоа искоришћења зупчастих парова.

Сликама 12 и 13 су приказане структуре подеоног системаса 12 степена преноса.

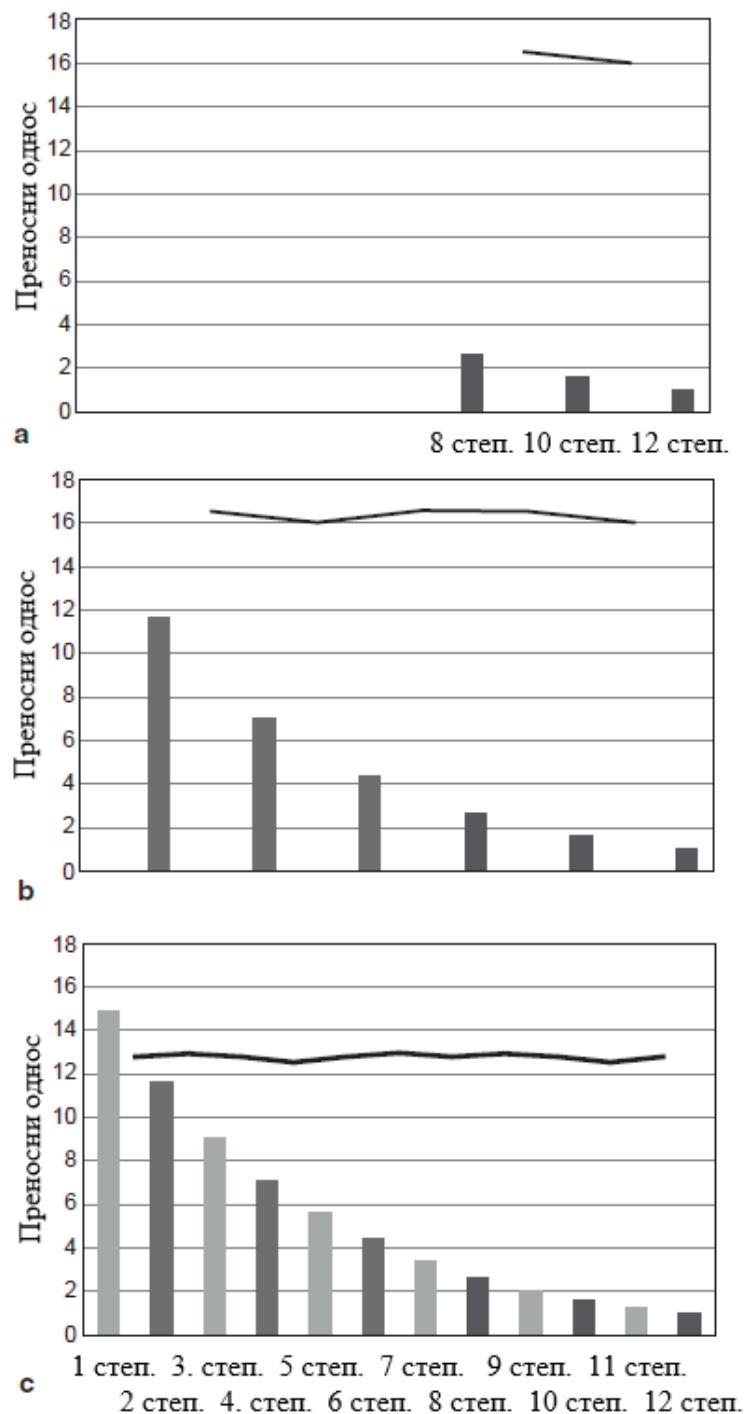


Слика 12. Структура подеоне трансмисије [4]



Слика 13. Подеона трансмисија изведена у оквиру аутоматизоване мануелне трансмисије (АМТ) [5]

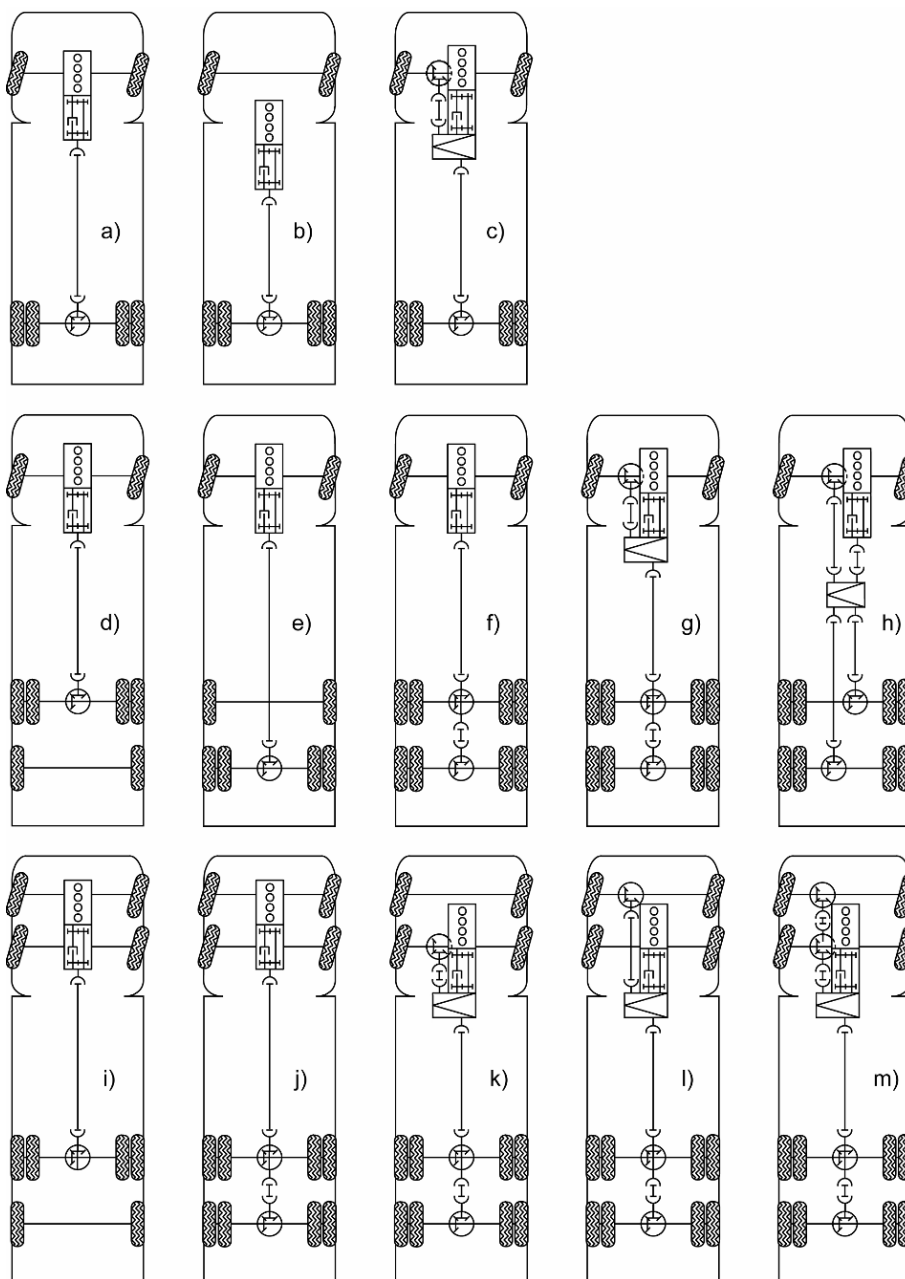
Сликом 14 су приказане карактеристике поменутог примера трансмисије са 12 степена преноса. Како би се обезбедила што мања разлика између обрних момената и бројева обртаја у оквиру трансмисије, у случају подеоне трансмисије степени преноса са мањих преносним односима се налазе у предњем делу возила (у близини мотора), а већи део се налази у задњем делу.



Слика 14. Преносни односи подеоне трансмисије [5]

а) главна трансмисија, б) главна трансмисија и задњи део, в) цела подеона трансмисија

Шема погона теретних моторних возила са масом испод 3.5 t је веома слична оној која се јавља код путничких моторних возила, док код теретних моторних возила са масом преко 3.5 t постоји кардански преносник. Сликаом 15 дате су различите шеме погона теретних моторних возила.



Слика 15. Различите шеме погона теретних моторних возила [6]

(a) 4 x 2; (b) 4 x 2, мотор испод пода; (c) 4 x 4; (d) 6 x 2, носећа осовина; (e) 6 x 2, водећа осовина; (f) 6 x 4; (g) 6 x 6, прва верзија; (h) 6 x 6, друга верзија; (i) 8 x 2, носећа осовина; (j) 8 x 4; (k) 8 x 6, погон на другој предњој осовини; (l) 8 x 6, погон на првој предњој осовини; (m) 8 x 8

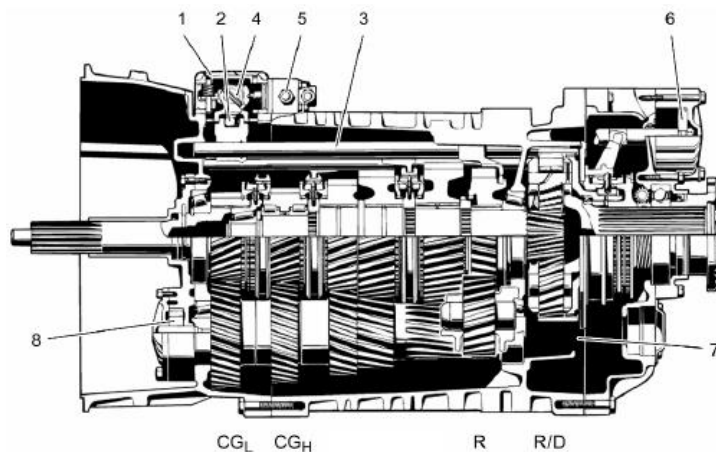
2. Конструктивна извођења трансмисије теретних моторних возила

2.1. Мануелна трансмисија

Као пример мануелног мењачког преносника за тешка теретна возила може се дати 16-степенни мењач 16 S 221 произвођача ZF (слика 16). Састоји се из три дела: 4-степеног главног мењачког преносника са зупчастим паром за ход уназад, 2-ступене разделне јединице монтиране у предњем делу, и 2-ступене планетарне јединице за промену режима, монтираног у задњем делу. Максимални обртни момент јесте 2200 Nm, и примењује се код тешких теретних возила са снагом мотора до 420 kW. Када је у питању главни мењачки преносник, услед преноса великих обртних момената зупчasti парови првих степена преноса и хода уназад се налазе у близини лежајева, како би се обезбедила минимално извијање вратила.

Јединица за промену режима, која је заправо планетарни преносник, врши своју функцију помоћу синхронизера са једним конусом, док се синхронизер са два конуса користи у прва два степена преноса главног мењачког преносника, ради смањења напора возача. Сви остали степени преноса су опремљени синхронизером са једним конусом.

Активација мењачког преносника се врши помоћу куполе 1. Полуге 3 се заједно са одговарајућим рукавцима помера прст 2. Вентил 5 јединице за промену режима се активира помоћу обртног вратила 4 у оси ротације прстена 2, док саму јединицу активира пнеуматски цилиндар 6. Двосмерни вентил са 5 улаза 5 се налази у куполи 1. Разделна јединица се такође активира пнеуматски помоћу релејног вентила и интегрисаног цилиндра 7 [6].



Слика 16. Пресек мењача тешких теретних возила 16S221 произвођача ZF [6]

1 – купола, 2 – прст, 3 – полуге, 4 – обртно вратило, 5 – двосмерни вентил,
6 – пнеуматски цилиндар, 7 – интегрисани цилиндар, 8 – пумпа за подмазивање, CG_H–први
зупчasti пар, CG_L–други зупчasti пар,
R/D–јединица за промену режима

Пумпа за подмазивање 8 се налази на помоћном вратилу, и снабдева целокупни мењачки преносник (зупчанике, лежајеве, клизне површине и тд.) уљем за подмазивање. Овај мануелни мењачки преносник може бити опремљен и секундарним ретардером, интегрисаним у самом преноснику, заједно са размењивачем топлоте [6].

На слици 17 се може видети спољашњи изглед описаног мењача.



Слика 17. Спољашњи изглед мењача тешких теретних возила 16S221 произвођача ZF [7]

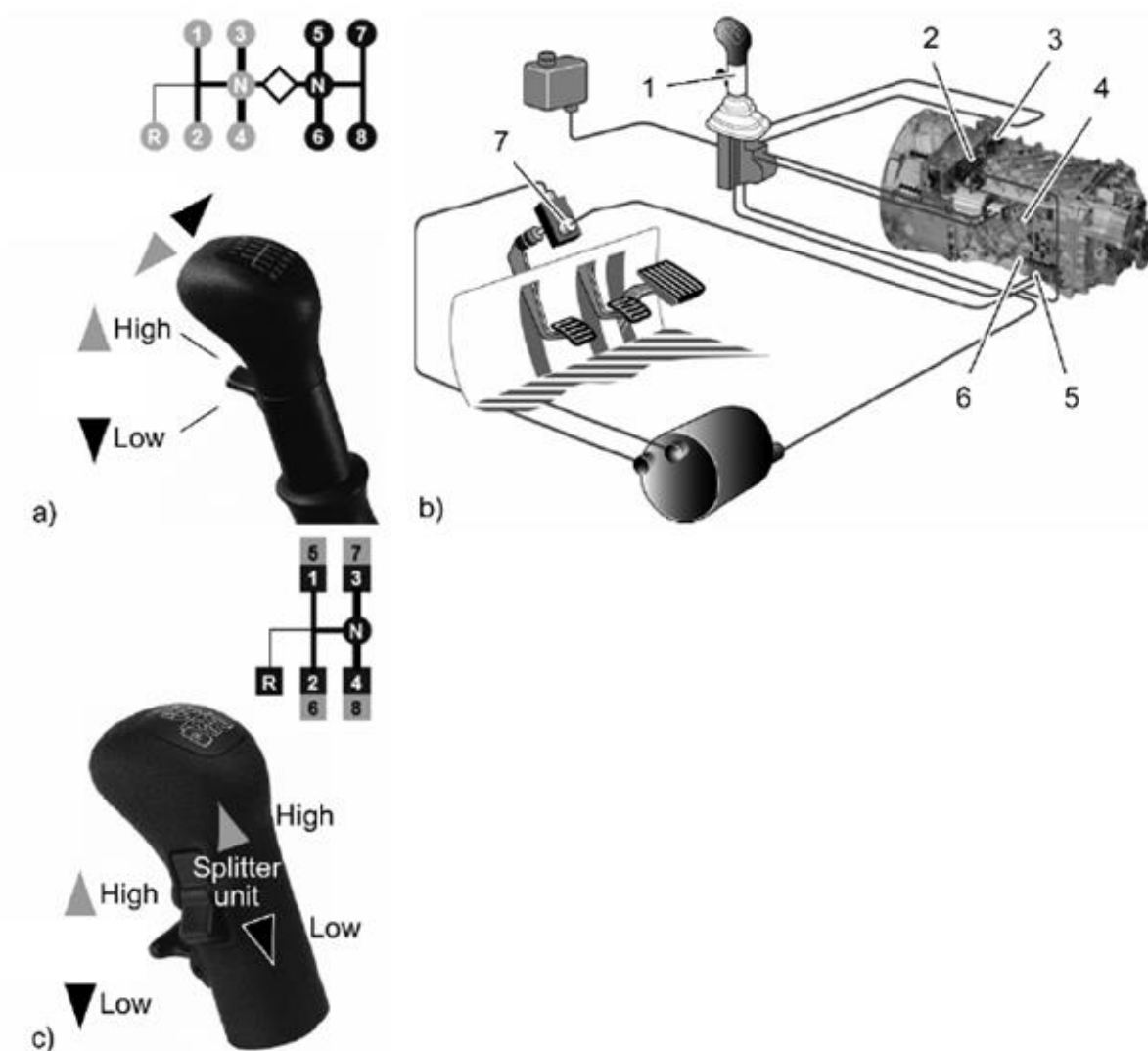
Постоје два механизма за актуацију овог мануелног мењачког преносника:

1. Механизам са дуплим Н шаблоном (слика 18а) и
2. Прекривени Н механизам (слика 18с).

У случају првог механизма, сваки од осам степена преноса и ход уназад имају своје позиције у шаблону (слика 18а). Управљачким вентилом 1 се врши предизбор позиције разделника, која може бити ниска или висока, и то помоћу релејног вентила 5, а промена позиције се врши помоћу вентила за активацију 7 (слика 18b). Јединица за промену режима се аутоматски активира при преласку из трећег или четвртог степена преноса у пети, односно шести степен преноса, и обрнуто. У неутралној позицији између трећег и четвртог, односно петог и шестог степена преноса, цилиндар јединице за промену режима се помера помоћу ваздуха који протиче кроз преклопни вентил 2.

Када је у питању други механизам, пети и осми степени преноса прекривају прва четири степена преноса. Неутрална позиција се налази између трећег и четвртог, односно петог и шестог степена преноса, а активација јединице за промену режима се врши помоћу прекидача на ручици мењача. Ниски режим се односи на прва четири степена преноса, а високи на остала четири.

Оба механизма за актуацију мењачког преносника су опремљена серво системом, који смањује потребу за напрезањем возача, што је посебно корисно при експлоатацији на ниским температурама [6].

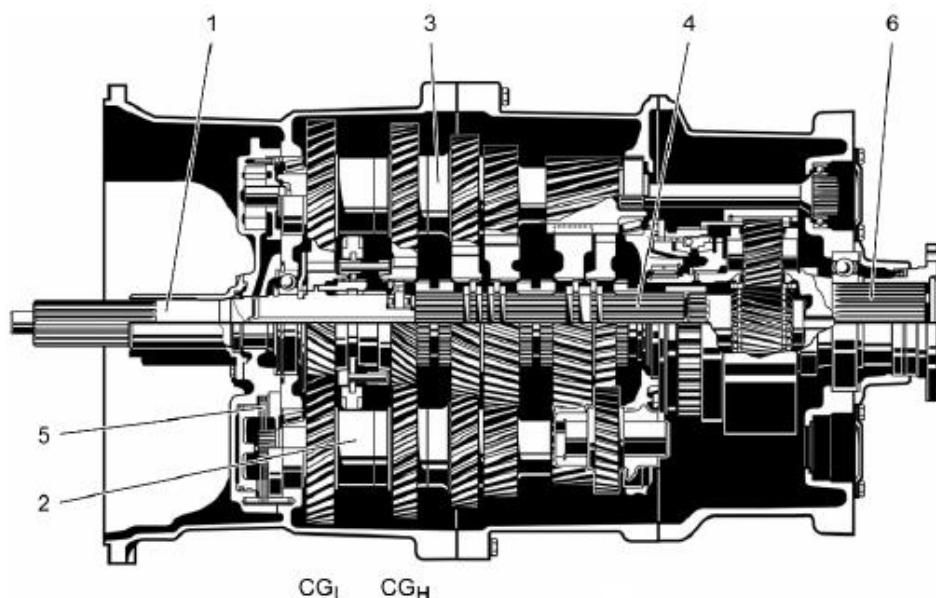


Слика 18. Различити механизми за актуацију [6]

а) ручица механизма са дуплим Н шаблоном, б) дијаграм повезивања са пнеуматским контролним уређајем: 1 – управљачки вентил, 2 – преклопни вентил, 3 – неутрална позиција, 4 – јединица за промену режима, 5 – релејни вентил, 6 – разделна јединица, 7 – вентил за активацију, с) ручица механизма са прекривеним Н шаблоном

2.2. Аутоматизована мануелна трансмисија

Као пример аутоматизованог мануелног мењачког преносника за тешка теретна возила може послужити 16-степенни мењач AS-Tronic 16 AS 2230 TD произвођача ZF (слика 19), који се као и поменути мануелни мењачки преносник састоји из три подсистема. Овај мењачки преносник се може користити за постизање 10, 12 или 16 степена преноса. Представља комбинацију електроменуматског и синхронизованог мењачког преносника са аутоматизованом спојницом, и омогућава решење са две педале. Користи се у теретним возилима са улазним обртним моментом до 3100 Nm, снаге мотора до 500 kW, са укупном масом возила до 44 t [6].

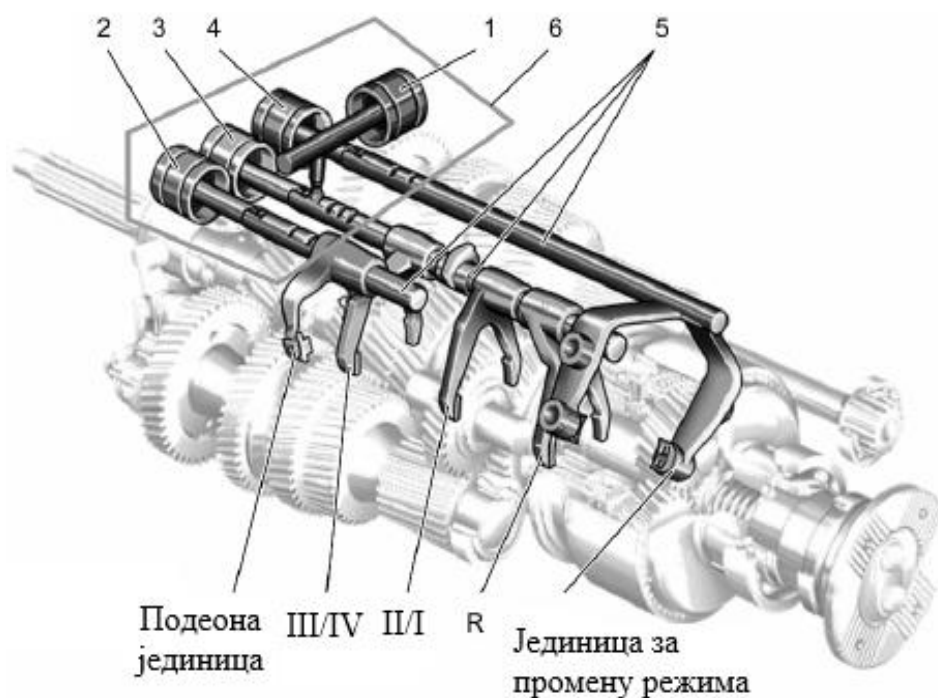


Слика 19. Мењач за тешка теретна возила AS-Tronic произвођача ZF [7]

1 – улазно вратило мењача, 2 – помоћно вратило, 3 – помоћно вратило,
4 – главно вратило, 5 – кочница мењача, 6 – излазно вратило

Конструкција разделне јединице и главног мењачког преносника је изведена са два помоћна вратила. На овај начин се ток снаге од улазног вратила 1 дели између помоћних вратила 2 и 3 помоћу зупчастих парова са константним преносним односом, CG_L и CG_H . Снага се даље преноси помоћу главног вратила 4 у главном мењачком преноснику, а након тога преко планетарне јединице за промену режима до излазног вратила 6. Поменута конструкција са два помоћна вратила омогућава малу габаритну дужину мењачког преносника. Овај мењачки преносник је несинхронизован и опремљен канцастом спојницом. Синхронизација током преласка из вишег у нижи степен преноса се обавља контролисаним повећањем бројева обртаја мотора СУС. Број обртаја мотора током преласка из нижег у виши степен преноса се врши помоћу кочнице мењача која се налази на помоћном вратилу [8]. Разделни подсистем и подсистем за промену режима су потпуно синхронизовани. Троделно кућиште мењачког преносника се израђује од ливачке легуре алуминијума. [9].

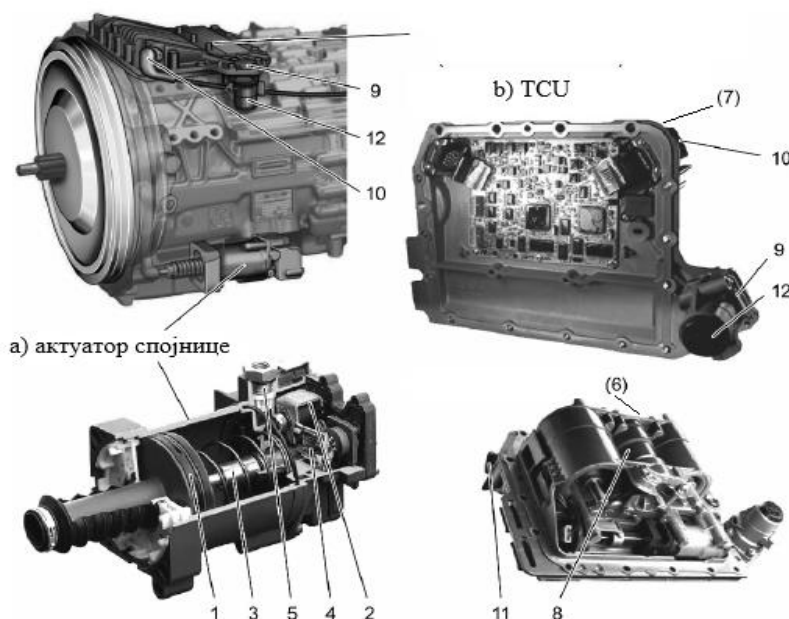
Сликом 20 је приказана конструкција механизма за промену степена преноса датог мењачког преносника. Састоји се из цилиндра главног мењачког преносника 1, три цилиндра 2,3 и 4 за сваки од подсистема, и полуга 5, као и виљушки за промену. Цилиндар 2 врши активацију разделне јединице, цилиндар 3 врши промену степена преноса у главном мењачком преноснику, а цилиндар 4 активира јединицу за промену режима. Пнеуматски активирани цилиндри заједно са њиховим вентилима, давачима и екстерним конекцијама чине модул за актуацију трансмисије [6].



Слика 20. Механизам за промену степена преноса мењача AS-Tronic [6]

- 1 – цилиндар главног мењачког преносика, 2 – цилиндар разделног подсистема,
3 – цилиндар за промену степена преноса, 4 – цилиндар јединице за промену режима,
5 – полуге и виљушке, 6 –модул за актуацију трансмисије

Спојница се активира помоћу електропнеуматског модула за актуацију који је интегрисан у кућиште мењачког преносника. Клип за актуацију 1 пнеуматски активира спојницу преко отпуштајућег вентила и полуге спојнице. Четири синхронизована магнетна вентила 2 омогућавају контролу кретања са великом тачношћу. Померање клипа, а самим тим и спојнице одређује бесконтактни давач 3, који сигнал добија од електронике 4 контролне јединице трансмисије (енгл. TCU – *Transmission Control Unit*), која се може видети на слици 21. Приликом сваког укључивања и искључивања спојнице, TCU складишти тачку контакта, на основу чега формира базу података, из које се могу извести закључци по питању похабаности облога спојница.



Слика 21. Структуре спојнице и контролне јединице трансмисије мењача [6]

1 – клип за актуацију, 2 – магнетни вентили, 3 – бесконтактни давач, 4 – електроника, 5 – неповратни вентил конектора за компримовани ваздух, 6 – актуатор трансмисије, 7 – TCU, 8 – магнетни вентили, цилиндри и давачи, 9 – вентил за ограничење притиска, 10 – конектор мењача, 11 – конектор возила, 12 – конектор за компримовани ваздух

Актуатор трансмисије 6 и TCU се налазе у посебним кућиштима, и интегрисани су у горњем делу мењачког преносника (слика 21). Актуатор трансмисије садржи вентиле за активацију кочнице мењачког преносника, као и цилиндар 8. У непосредној близини су смештени и давачи позиција цилиндара, давачи броја обртаја на улазу, давачи радне температуре, као и давачи притиска. Овде су такође инкорпориран вентил за ограничење притиска 9, који обезбеђује константну вредност радног притиска, као и конектори мењачког преносника 10 и конектор возила 11 [7, 8, 9, 10]. Снабдевање енергије за актуацију се врши помоћу конектора за компримовани ваздух 12. Управљање мењачким преносником се врши тзв. *shift-by-wire* системом (слика 22). Операциони режим се подешава помоћу ротационог прекидача, који пружа три режима неутрални (N–*neutral*), вожња (D–*drive*) и ход уназад (R–*reverse*). Постоји и могућност одабира мануелног или

аутоматског промена степена преноса. Како би се извршио прелаз из нижег у виши, односно из вишег у нижи степен преноса, потребно је ручицу мењача више пута гурнути напред, односно назад [8, 9, 10, 11].



Слика 22. Управљање мењачем AS-Tronic [6]

Мењачки преносник је опремљен секундарним ретардером на његовој излазној страни, па је стога директно повезан са точковима. Предност постојања секундарног ретардера је што кочна сила не зависи од броја обртаја мотора, и што укључивање или искључивање спојнице и промена степена преноса не изазива прекид кочења. Максимални кочни момнет који се може остварити је 3200 Nm са снагом кочења до 500 kW.

2.3. Аутоматска трансмисија

Како би се возач растеретио од манипулације мењачем, код теретних возила се углавном користе аутоматски мењачи. На овај начин се повећава сигурност вожње јер се возач мање умара, а истовремено се побољшава ефикасност возила јер TCU који контролише рад мотора, спојнице и мењача брже прилагођава рад ових компонената оптималном режиму него што би већина возача била у могућности.

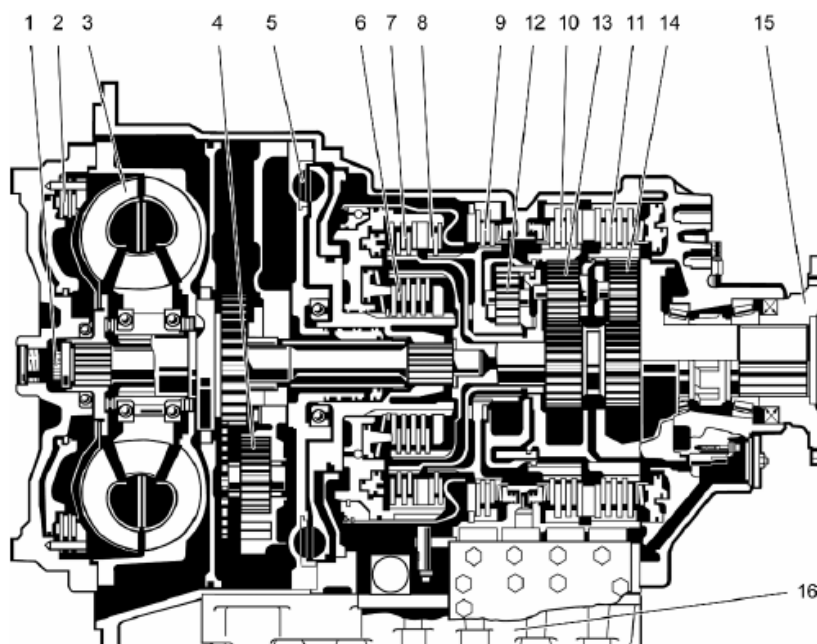
Овакви мењачи се често израђују без уређаја за синхронизацију, јер је TCU у могућности да, управљајући радом мотора, спојнице и мењача (на мењачу су уграђене кочнице које могу успоравати слободне делове) обезбеди веома брзо укључивање одабраног степена преноса. Ова времена укључивања знатно су краћа него у случају примене синхронизера.

Као пример аутоматског мењачког преносника могуће је дати ZF 6 HP 602 C, који се поред теретних возила користи у аутобусима и возилима за специјалне намене. Поред верзије овог мењачког преносника са 6 степена преноса, приказаног сликом 23, постоје и верзије са четири и седам степена преноса, за снаге од 125 до 280 kW, и улазне обртне моменте од 500 до 1600 Nm.

Тролинијски претварач обртног момента 3 опремљен је спојницом 2, која се активира одвојеним хидрауличним клипом. Између претварача обртног момента и главног дела мењача се налази примарни ретардер 5. Пошто се монтира на страни мотора, могуће

је постизање великих кочних момената, посебно при кретању возила малом брзином. Примарни ретардер контролише магнетни вентил који прима сигнале од TCU.

Главни део мењача се може поделити на два дела: део за смештај спојница, и део за смештај кочница и планетарних зупчастих парова. Три спојнице 6, 7, 8 су заједно груписане на једном носачу. Унутрашња спојница А (6) се укључује услед притиска који на њу остварује кружни клип. Друге две спојнице В (7) и С (8) деле исти екстерни зупчаник. Спојницу В такође активира притисак од стране кружног клипа. Кружни клип спојнице С делује на њу преко металног лименог дела који је део носача спојнице [6].



Слика 23. Аутоматски мењачки преносник ZF 6 HP 602 C [6]

- 1 – улазно вратило, 2 – спојница претварача обртног момента, 3 – тролинијски претварач, 4 – пумпа за уље, 5 – примарни ретардер, 6 – спојница А, 7 – спојница В, 8 – спојница С, 9 – кочница D, 10 – кочница С, 11 – кочница F, 12 – планетарни пар зупчаника I, 13 – планетарни пар зупчаника II, 14 – планетарни пар зупчаника III, 15 – излазно вратило са излазном прирубницом, 16 – контрола трансмисије

На излазној страни се налазе кочнице 9, 10 и 11 и планетарни зупчasti парови 12, 13 и 14. Кочнице, њихови клипови и лежајеви се налазе на унутрашњем зиду кућишта. Обртни моменти хидрауличних клипова са контактним притиском и спојница морају бити усаглашени при промени степена преноса. Ово омогућавају корачни клипови различитих величина. Давач излазног броја обртаја или брзине се налази на излазној страни, а давач броја обртаја турбине у доњем централном делу.

Овај мењач је опремљен електрохидрауличким контролером трансмисије 16, а сигнале добија од TCU, која у сваком тренутку комуницира са другим електронским контролним јединицама у возилу. Размена података са контролном јединицом мотора омогућава оптималну промену степена преноса. И ретардер се контролише на основу

сигнала контролних јединица у возилу, што чини могућим модификацију перформанси возила у зависности од услова експлоатације. Примена CAN (енгл. *Controller Area Network*) система омогућава једноставну дијагнозу стања трансмисије теретних возила [6].

3. Усаглашавање карактеристика трансмисија теретних моторних возила са карактеристиком погонских агрегата моторних возила

У теретним возилима се најешће примењују дизел мотори, па ће у овом поглављу бити разматрано усаглашавање карактеристика теретних моторних возила са карактеристиком дизел мотора. Први корак у избору погонског агрегата јесте одређивање области примене, односно у овом случају да ли ће то бити средње тешка или тешка возила. Погонски агрегат мора бити усаглашен са карактером експлоатације, уколико је циљ максимални век трајања и минимални трошкови одржавања. Други корак у избору погонског мотора јесте избор агрегата са снагом која ће омогућити жељене перформансе возила. Овај захтев се своди на избор агрегата снаге која ће омогућити постизање и одржавање жељене брзине теретног возила при датим експлоатационим условима. Агрегат поред тога мора пружати обртни моменат за кретање теретног возила при најекстремнијим условима, уз постизање задовољавајуће проходности. На крају, мотор мора задовољавати еколошке захтеве. Поред утицаја погонског агрегата на перформансе возила, у обзир се морају узети и утицај трансмисије возила у спрези са агрегатом. Аутоматска трансмисија, као најчешће решење код теретних возила, пружа високе нивое брзине обртног момента, али уз релативно високе трошкове, низак степен корисности, а поред тога захтева додатно хлађење. Код средње тешких теретних возила се примењују трансмисије са 8-10 степена преноса, док је код тешких возила тај број нешто већи, и може бити и 18-19. Трансмисија мора бити пројектована тако да је у могућности да прихвати максималну снагу и максимални обртни момент мотора, као и број обртаја за 50 % већи од нормалног.

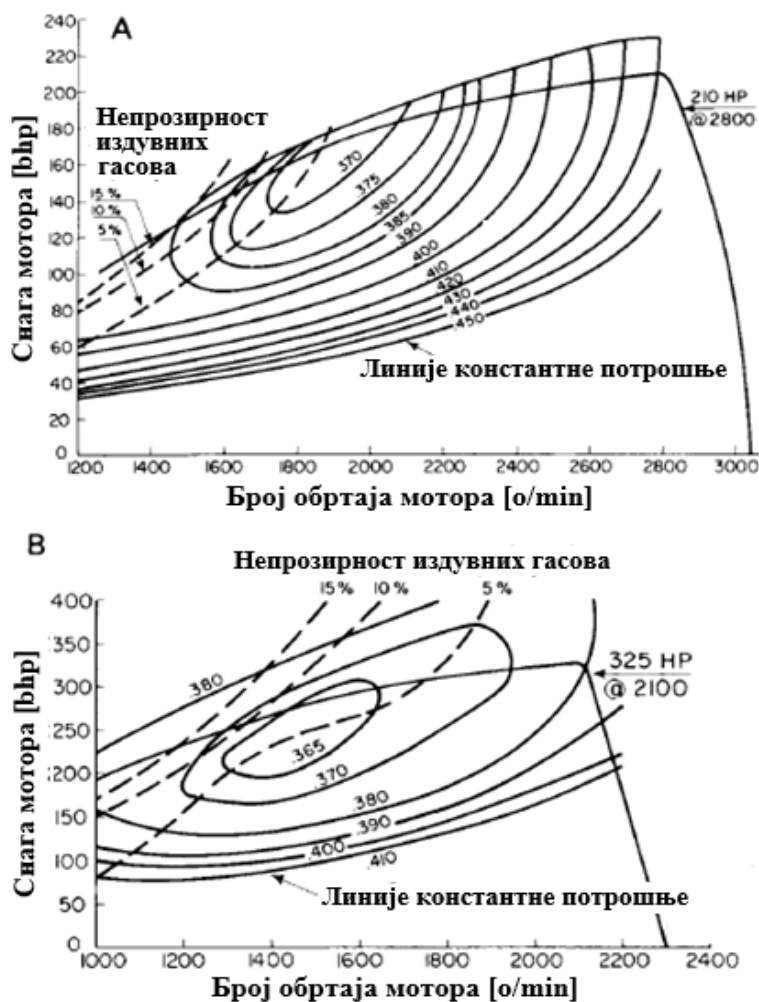
Што се тиче мануелних трансмисија, у оквиру сваког степена преноса број обртаја мотора и брзина возила су линеарно зависни (слика 24). Што је већа редукција броја обртаја, линија која показује однос броја обртаја и брзине је стрмија.



Слика 24. Веза између броја обртаја мотора и брзине возила при различитим преносним односима [13]

Како би се обезбедио максимални животни век, потребно је да број обртаја не прелази прописану вредност. Такође, уколико у тренутку достизања максималног обртног момента дође до пада броја обртаја, долази до пада брзине возила, што узрокује смањење обртног момента, што утиче на даље смањење брзине кретања.

Стога се код теретних возила користи $2/3$ доступног броја обртаја, а код мотора са већим обртним моментом и нешто већи износ. Као што је евидентно са слике 25, уколико два мотора имају исту снагу, онај који има већи процентуални раст обртног момента ће имати боље перформансе при смањењу броја обртаја. Ова чињеница је посебно наглашена код мотора са високим обртним моментима, код којих је максимални обртни момент обично праћен већом променом броја обртаја. Уколико је доступна већа снага, није потребно прелазити у нижи степен преноса при достизању максималног обртног момента. Тако је јасна веза између облика криве обртног момента мотора и потребног броја преносног односа трансмисије за постизање жељених перформанси. Међутим, недовољан број степена преноса онемогућава постизање одређених брзина у оквиру нормалног режима рада мотора [13], што је илустровано тзв. забрањеним опсегом брзине на слици 24.



Слика 25. Потрошња горива теретних возила [13]

А) средње тешка, В) тешка моторна возила

Приликом избора трансмисије један од првих корака јесте одређивање укупног степена преноса трансмисије неопходног за постизање жељене максималне брзине возила. Ова величина зависи од димензија пнеуматика, преносних односа и броја обртаја мотора. Мора важити следећа релација [13]:

$$\text{Укупан степен преноса трансмисије} = \frac{\text{број обртаја мотора} \times 60}{\text{брзина возила [km/h]} \times \text{број обртаја точка/km}} \quad (1)$$

Табелом 3. приказани су бројеви обртаја точкова у зависности од димензије пнеуматика.

Табела 3. Подаци о пнеуматичима теретних возила [13]

Пречник пнеуматика [in]	Индекс носивости	Број обртаја/km	Пречник пнеуматика под оптерећењем [m]
Стандардни пнеуматик (са унутрашњом гумом)			
10 – 22	F	298	0.53
10 – 24	F	457	0.55
11 – 22	F	294	0.53
11 – 24	F	279	0.56
12 – 20	G	296	0.53
12 – 24	G	270	0.58
13 – 20	H	287	0.55
13 – 24	H	263	0.59
14 – 20	J	279	0.56
14 – 24	J	254	0.62
Стандардни пнеуматик (без унутрашње гуме)			
10 – 20.5	E	342	0.46
10 – 22.5	E	323	0.49
11 – 22.5	F/G	313	0.50
11 – 24.5	F/G	300	0.52
12 – 22.5	F/G	306	0.51
12 – 24.5	F/G	292	0.54
12 – 26.5	F/G	280	0.56
Додатно ојачани пнеуматик (са унутрашњом гумом)			
7.50 – 20	E	346	0.45
8.25 – 20	E	339	0.46
9.00 – 20	E	321	0.49
10.00 – 20	F	309	0.50

10.00 – 22	F	295	0.53
11.00 – 20	F	302	0.52
11.00 – 22	F	288	0.54
11.00 – 24	F	275	0.57
Додатно ојачани пнеуматик (без унутрашње гуме)			
9 – 22.5 (8.25 – 20)	E	336	0.47
10 – 22.5 (9 .00 – 20)	E	321	0.49
11 – 22.5 (10.00 – 20)	F	309	0.50
11 – 24.5 (10.00 – 22)	F	295	0.53
12 – 22.5 (11.00 – 20)	F	302	0.52

Следећи корак је одређивање процентуалног раста преносних односа [13]:

$$\text{Раст преносног односа} = \frac{\text{већи преносни однос} - \text{мањи преносни однос}}{\text{мањи преносни однос}} \times 100 \quad (2)$$

Уколико је процентуални раст преносног односа већи од процентуалне промене броја обртаја, није могућ рад мотора у нормалном режиму (слика 26). Као што је већ речено, недовољан број степена преноса онемогућава постизање одређених брзина. Стога је при одређивању броја преносних односа потребно узети у обзир нормални опсег брзине возила.

Наредни корак јесте провера да ли мотор поседује довољну снагу за рад у одређеним степенима преноса. Снага мотора зависи од: отпора инерцијалних сила, отпора ваздуха, отпора котрљању и отпора нагиба пута. Снага потребна за савлађивање отпора ваздуха P_v се одређује следећом једначином [13]:

$$P_v = \frac{K \cdot A \cdot V_r}{375} \quad (3)$$

где су:

K – коефицијент отпора ваздуха, који зависи од облика возила. Код већине теретних возила износи око 0.0025, пошто углавном имају квадратни облик.

A – чеона површина возила.

V_r – резултујућа брзина возила (узима у обзир брзину возила у правцу кретања и брзину ветра, која делује на возило).

Отпор котрљању укључује отпор точка при кретању по чврстој подлози. Отпор котрљању (R_f) се може изразити фунтом силе (lbf), јединицом силе која не спада у SI систем. Ова јединица изражава силу потребну за повлачење масе од 1000 lb преко дате подлоге. Отпор котрљању R при котрљању 1000 lb масе возила по различитим подлогама је: бетон = 10 lb, асфалт = 12 lb, макадам = 15 lb, песак = 37 lb, калдрма = 55 lb, блато = 37-150 lb. За изражавање отпора котрљању као функције процента нагиба пута и укупне масе возила (изражене у lb), користи се следећа релација [12]:

$$R_f = \frac{R \times 100}{1000} \quad (4)$$

Комбинацијом израза за отпор ваздуха, отпор котрљању и отпора нагиба пута долази се до следећег израза [12]:

$$\text{Снага на замајцу [bhp]} = \frac{m(\alpha + R_f) V}{37500 \cdot \eta_T} + \frac{V^3 \cdot A}{150000} \quad (5)$$

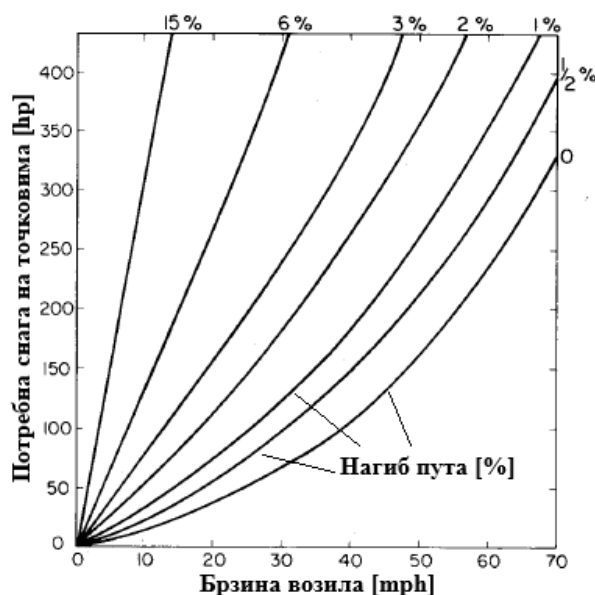
где су:

m – маса возила,

α – нагиб пута, и

η_T – коефицијент корисности трансмисије.

Сликом 26 дат је графички приказ снаге на точковима за савлађивање различитих нагиба, у зависности од брзине кретања. У питању је возило укупне масе од 37 t, висине 4.1 m и ширине 2.4 m.



Слика 26. Снага потребна за савлађивање нагиба при различитим брзинама [13]

Потребно је проверити почетни укупни преносни однос трансмисије $i_{\text{ТРО}}$ како би се утврдило да ли постоји довољан обртни момент за покретање возила у најтежим условима који се могу јавити. У ову сврху развијена је емпиријска једначина [13]:

$$i_{\text{ТРО}} = 10.7 \times \frac{F \cdot m}{M \cdot T} \quad (6)$$

где су:

F – константа која зависи од типа теретног возила, за лака теретна возила је 14, средње тешка 18, а за тешка теретна возила 30.

M – број обртаја точкова по километру, дат табелом 3.

T – обртни момент мотора при укључивању спојнице, при броју обртаја од 800 до 1000 o/min.

Овако одређен преносни однос трансмисије не значи да теретна возила са мањом вредношћу од ове неће бити у могућности да се покрену при датим условима, већ долази до неадекватног функционисања трансмисије.

Када су у питању аутоматске трансмисије, оне имају нижи степен корисности и захтевају хлађење трансмисионог уља, али у одређеним областима примене се показују доста боље од мануелних трансмисија [14].

Уколико при високом обртном моменту дође до пада корисности претварача обртног момента, потребно је хлађење аутоматске трансмисије. У том случају је потребан помоћни мењачки преносник, како би степен корисности претварача био изнад типичне вредности од 0.7. Уколико корисност ипак падне испод ове вредности, потребно је да наступи клизање точкова. Вучни напор потребан за клизање точкова при овим условима се може проценити коришћењем следеће једначине:

$$\text{Вучни напор [lb]} = \frac{\text{Максимални обртни момент мотора} \times i_{\text{T}} \times \text{DTE}}{\text{Пречник точка под оптерећењем}} \quad (7)$$

где су:

i_{T} – укупни преносни однос трансмисије,

DTE – пут који возило може да пређе са преосталим горивом у резервоару.

Вредност пречника пнеуматика под оптерећењем може се узети из табеле 3.

4. Анализа експлоатационо-техничких карактеристика теретних моторних возила са аспекта њихове трансмисије

Под експлоатационо-техничким карактеристикама теретних возила подразумева се група међусобно повезаних карактеристика, од којих зависи погодност возила за коришћење при одређеним условима. Са променом услова коришћења долази до промене и експлоатационо-техничких карактеристика возила. Основне експлоатационо техничке карактеристике возила су: динамичност, економичност, поузданост, век трајања, капацитет, комплексна удобност, безбедност, проходност и погодност конструкције возила за одржавање. Пошто су све ове карактеристике међусобно повезане, потребно је пронаћи компромис између њих, јер побољшање једне доводи до погоршања једне или више других карактеристика. Уколико су познате ове карактеристике возила, могуће је одабрати карактеристике трансмисије теретног возила које ће пружати најбоље резултате при коришћењу у постојећим условима (климатским, транспортним и путним), које ће утицати на смањење трошкова коришћења возила [15].

4.1. Економичност

Економичност теретног возила зависи од бројних фактора, међу којима је један од најприсутнијих трансмисија возила. Анализа економичности се своди на анализу транспортног рада, тј. на анализу транспорта одређене масе или запремине на датој релацији. На основу утрошеног погонског материјала (горива и мазива), резервних делова и људског рада на јединицу транспортног рада оцењује се карактеристика економичности теретних возила. Економичност возила је један од основних атрибута возила будућности. То треба правилно прихватити и максимално радити на пољу побољшања економичности возила.

Потрошња горива је један од најважнијих показатеља економичности, и вредности трошкова потрошње горива у великој мери утичу на исход финансијских резултата реализације транспорта добара. При анализи потрошње горива најчешће се прибегава примени тзв. аналитичких метода које се заснивају на примени одређених математичких модела одређивања потрошње горива, а који пре свега узимају у обзир услове коришћења возила и режиме рада погонског мотора. При томе не сме се изгубити из вида квалитет примењеног горива, начин припремања и сагоревања смеше горива и ваздуха, конструктивна решења и начин коришћења и одржавања возила. Један од израза за одређивање потрошње горива има облик:

$$Q = \frac{0,12 \cdot V_u \cdot n \cdot p_e}{H_d \cdot \tau \cdot \eta_e \cdot v \cdot \rho_g} \quad (8)$$

Веза између брзине кретања возила и броја обртаја коленастог вратила погонског мотора може се представити изразом:

$$n = 2,65 \cdot i_m \cdot i \cdot i_o \cdot \frac{v}{r_k} \quad (9)$$

На основу ефективне снаге која се доводи на погонске тачкове возила може се одредити средњи ефективни притисак p_e , коришћењем израза:

$$p_e = \frac{3,14 \cdot r_k \cdot T}{V_u \cdot i_m \cdot i \cdot i_o \cdot \eta_{tr}} \cdot (m \cdot g \cdot u + 0,077 \cdot k \cdot A \cdot v^2 \pm 0,1 \cdot \delta \cdot \frac{dv}{dt}) \quad (10)$$

Коефицијент утицаја обртних маса, при примени трансмисије са хидродинамичким мењачем може се изразити у облику:

$$\delta = 1 + \frac{J_T \cdot Z}{m \cdot r_k^2} + \frac{J \cdot i_m^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta \cdot K}{m \cdot r_k^2 \cdot i^2} \cdot (i - v \cdot \frac{di}{dv}) + \frac{J_2 \cdot i_m^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta}{m \cdot r_k^2} \quad (11)$$

Ефективни степен искоришћења може се изразити у облику:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \frac{p_e}{p_e + p_m} \quad (12)$$

Један од најједноставнијих израза у употреби за одређивање средњег притиска механичких губитака има облик:

$$p_m = a + b \cdot \frac{h \cdot n}{30} \quad (13)$$

Вредности индикаторског степена искоришћења може се одредити и применом једноставног израза:

$$\eta_i = p_i \cdot \frac{Q_v}{H_d} \cdot \frac{\lambda}{\eta_v} \cdot \frac{R \cdot T}{p} \quad (14)$$

Коришћењем предходних израза (8 до 14) може се одредити потрошња горива, у првом приближењу, у зависности од предходно наведених параметара. Анализом предходних израза може се закључити да потрошња горива зависи од више конструктивних и експлоатационих фактора. Лако је уочити да утицај конструкције возила на потрошњу горива је значајан и изражава се преко вредности преносног односа хидродинамичког зупчастог мењача ($i_m i_h$), главног преносника (i_o), полупречника котрљања тачка (r_k), масе возила (m) и отпора ваздуха (k). Утицај врсте горива се изражава преко вредности доње топлотне моћи (H_d) и његове густине (ρ_g). Конструкција мотора утиче на потрошњу горива преко механичког (η_m) и индикаторског (η_i) степена искоришћења, радне запремине (V_u), хода клипа (h) и коефицијента вишка ваздуха (λ) [2]. Предходна анализа показује да на потрошњу горива велики утицај има мењач моторног возила.

Транмисија има велики утицај на потрошњу горива. Основи предуслов за смањење потрошње горива је успостављање оптималног односа између снаге погонског мотора, и потребне снаге за савлађивање отпора при кретању моторног возила. Ово је могуће постићи правилним избором преносног односа трансмисије теретног возила при кретању. Од конструкције трансмисије, квалитета израде и преносних односа у мењачком преноснику и главном преноснику у великој мери зависи потрошња горива. Смањење вредности степена преноса трансмисије утиче на смањење броја обртаја погонског мотора, а тачка максималне вредности снаге мотора се премешта у зону веће економичности, што доводи до значајне уштеде горива. Са друге стране, то се негативно одражава на перформансе возила, долази до повећања садржаја токсичних материја у издувној емисији и до смањења убрзања.

Повећање преносног односа главног преносника изнад одређене границе је штетно јер одређеној брзини возила, сваком укупном преносном односу одговара одређени број обртаја коленастог вратила, на одређеном путу. То резултује већом потрошњом горива и интензивнијим хабањем делова мотора, а самим тим и мањим веком трајања. Избор мањег преносног односа од вредности добијене прорачуном није оправдан јер се на тај начин смањује резерва снаге, максимално убрзање и максимална брзина, и погоршавају се и остале динамичке карактеристике теретног моторног возила. Укупан број степена преноса, као и појединачне вредности преносних односа имају велики утицај на експлоатационо-техничке карактеристике моторног возила, а посебно на динамичност и економичност потрошње горива. Примена трансмисије са рекуперацијом тока снаге, на основу спроведених испитивања, омогућава примену погонског мотора мање снаге, а самим тим и мању потрошњу горива уз смањење бучности и емитовања токсичних материја у издувним гасовима [15].

Губитак снаге у оквиру трансмисије има значајан утицај на смањење економичности возила. Пошто се јављају све ригорознији законски прописи по питању смањења штетних материја, јављају се и бројни приступи унапређења трансмисије теретних возила који утичу на смањење потрошње горива.

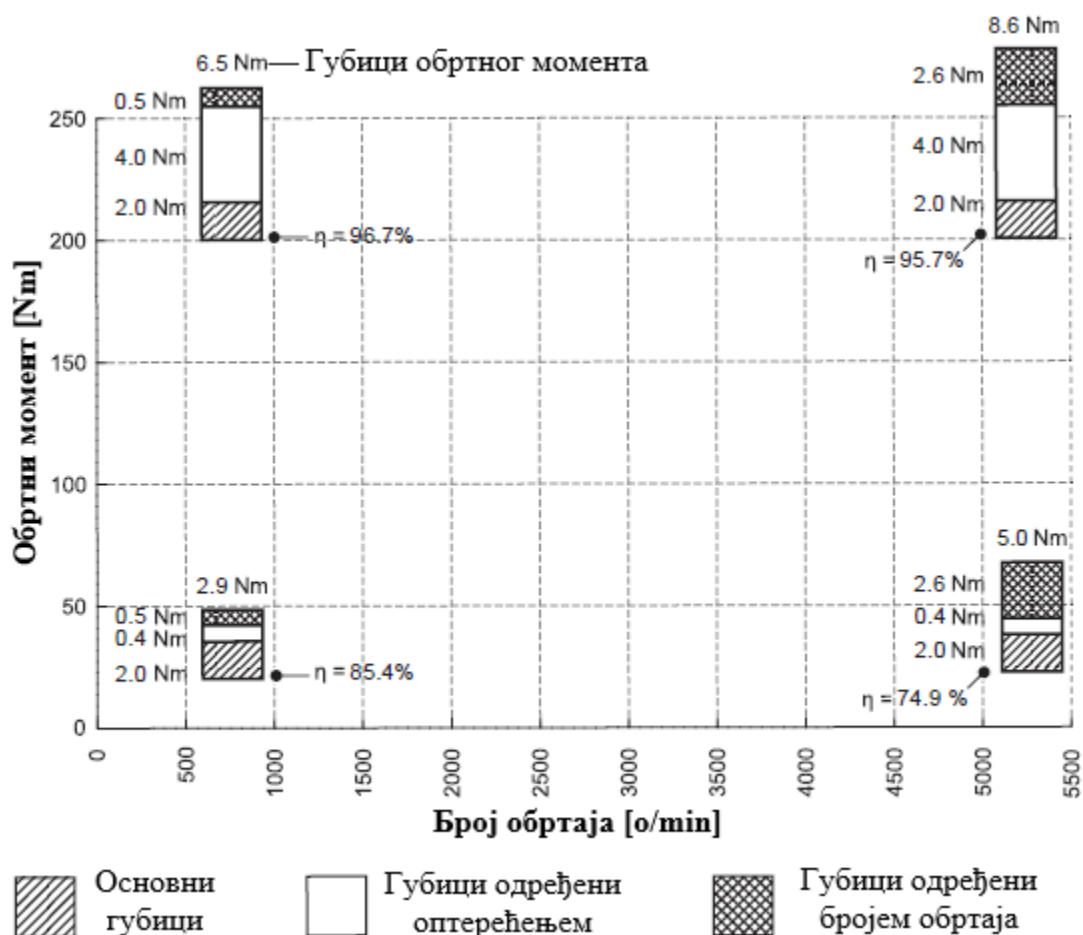
Циљ је експлоатација мотора СУС у идеалном режиму, који омогућава нижу потрошњу горива. Ради продужења опсега идеалног режима користе се [14]:

- Смањење величине мотора СУС, чиме се постиже константна снага уз смањену потрошњу горива, или повећана снага уз константу потрошњу горива. Уз то је наравно потребно и адапитати и трансмисију теретног возила.
- Смањење вредности преносних односа, које је могуће само код савремених система трансмисије са електронском контролом промене степена преноса.

Још једна од најбитних карактеристика трансмисије која утиче на потрошњу горива јесте ефикасност трансмисије. Сликаом 27 представљени су губици у трансмисији при константној радној температури, у зависности од броја обртаја [16]. Приказани су бројни режими рада са одговарајућим губицима у оквиру трансмисије.

Иако је у питању поједностављени модел, он и даље говори о комплексној природи ефикасности трансмисије. При ниским оптерећењима ефикасност је ниска, и наставља да пада са повећањем броја обртаја. Највећа ефикасност се среће при ниском броју обртаја и високом оптерећењу. Стога је јасно да превелике габаритне димензије трансмисије неповољно утичу на потрошњу горива.

При ниским оптерећењима долази до потпуне дисипације снаге на улазу у трансмисију. Независно од режима рада, потребно је увести обртни момент који је бити већи од губитака, како би се обезбедиле жељене вредности обртног момента и снаге на излазу.



Слика 27. Губици обртног момента у трансмисији [16]

4.2. Динамичност

Динамичност теретног возила представља његову способност превоза терета највећом средњом брзином при одређеним условима. Од динамичности у великој мери зависи продуктивност возила. Динамичност пре свега зависи од конструктивних својстава попут: снаге и обртног момента мотора, преносних односа у трансмисији, коефицијента корисног дејства, укупне масе возила, примењених пнеуматика и аеродинамичности возила. Динамичност возила је тесно повезана са осталим техничко-експлоатационим карактеристикама.

Динамичност возила се изражава преко следећих величина [15]:

- Динамичког фактора D , који представља однос слободне вучне силе на погонским точковима (разлика између вучне силе и отпора котрљања) и укупне тежине возила.
- Специфичне снаге (односа номиналне снаге мотора и укупне масе возила) која је у случају теретних возила прописана законом. Циљ ограничавања минимално дозвољене специфичне снаге јесте убрзање саобраћаја и повећање пропусне моћи путева.
- Специфичног обртног момента (односа максимално дозвољеног обртног момента и укупне масе), који се такође прописује законом.
- Интензитета кочења (пут кочења који возило пређе до потпуног заустављања или при смањењу брзине у одређеном интервалу брзина).

4.3. Поузданост

Поузданост трансмисије јесте способност исте да задржи експлоатациона својства у одређеним границама, при одређеним условима коришћења током читавог радног века. Трошкови коришћења теретног возила у случају мале поузданости трансмисије могу бити много већи од набавне цене трансмисије возила. Недовољна поузданост трансмисије теретног возила може довести до катастрофалних последица. Стога се проблематици поузданости посвећује посебна пажња у свим фазама развоја и експлоатације трансмисије возила. У току развоја се поузданост утемељује пројектом, остварује се производњом, а потврђује експлоатацијом. Током развоја трансмисије теретних возила мора се водити рачуна о конструктивном решењу, примењеним материјалима, начину заштите од различитих штетних утицаја, подмазивању, као и о погодности трансмисије за одржавање.

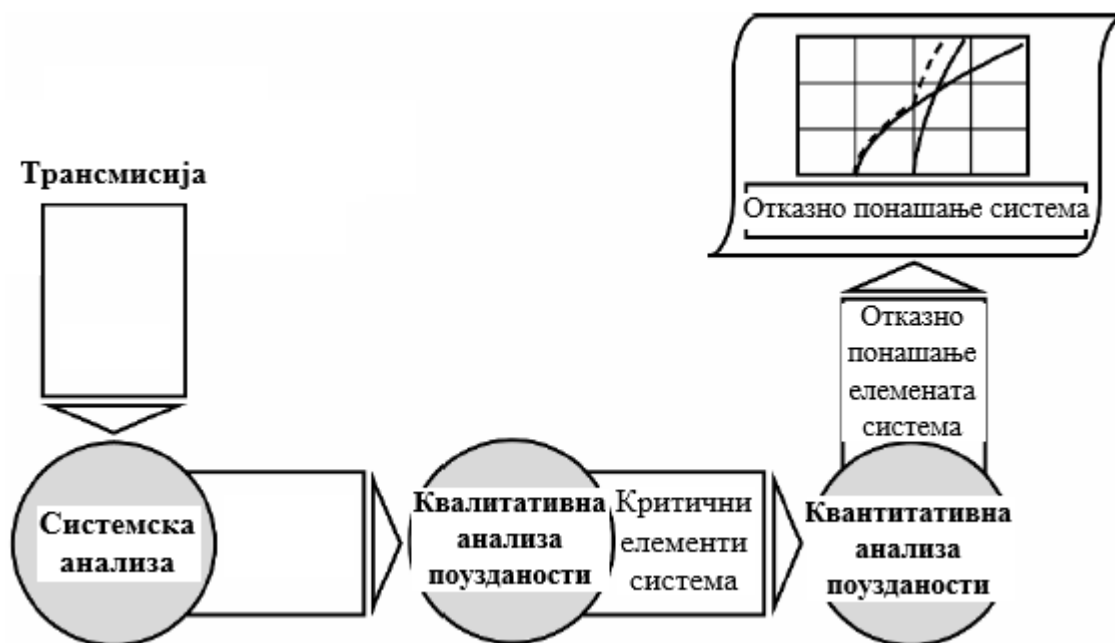
Обезбеђење поузданости током производње трансмисије је у тесној вези са контролом квалитета делова трансмисије, квалитетом остварене монтаже, начином испитивања нових изведби итд. Током коришћења возила се откривају грешке настале у претходним фазама развоја, а затим отклањају. Најчешће коришћен параметар поузданости

трансмисије јесте век трајања возила, који се најчешће изражава преко броја пређених километара.

Уграђену поузданост, добијену као резултат пројектовања, конструисања и израде, није могуће променити током испитивања и коришћења. То значи да се при пројектовању, конструисању и изради делова трансмисије мора водити посебног рачуна о поузданости, па се користе бројне методе прорачуна поузданости трансмисије [15].

Главни циљ прорачуна поузданости трансмисије јесте одређивање, односно предвиђање отказа система. Како би се уштело време, користе се методе на бази теорије вероватноће. Ове калкулације су поуздане само у случају када су познате карактеристике отказа свих индивидуалних компонената трансмисије. Потребно је пратити процедуру описану сликом 28.

Најпре се у оквиру системске анализе одређују саставне компоненте и њихове функције. Ради гаранције свеобухватности анализе потребно је поделити компоненте у групе у зависности од функције или конструкције. У другој фази, која представља квалитативну анализу поузданости, врши се дефинисање елемената система који утичу на поузданост, као и оцењивање њиховог утицаја на функционалост целокупне трансмисије. У последњој фази, квантитативној анализи поузданости, врши се анализа отказног понашања система применом принципа теорије вероватноће.



Слика 28. Процедура анализе поузданости [18]

4.4. Век трајања

Век трајања трансмисије је једно од основних питања при пројектовању, набавци и коришћењу овог система. Фактори који утичу на физичку застарелост односе се на трошкове коришћења и одржавања, а фактори који утичу на моралну застарелост се односе на техничку застарелост и увођење нових генерација опреме [15].

Очекивани век трајања лаких теретних возила, а самим тим и њихових трансмисија зависи од произвођача и услова експлоатације. У циљу продужења века трајања трансмисије потребно је редовно сервисирати трансмисију, користити синтетичка трансмисиона уља, уложити средства у хладњак трансмисије, као и водити рачуна о тренутку и брзини промене степена преноса у случају мануелних трансмисија. Применом хидродинамичких преносника снаге, у трансмисијама моторних возила повећава се век трајања возила, захваљујући првенствено особини благог безударног преноса снаге, са мотора на погонске тачке возила и способности пригушивања осцилација. Ово се постиже захваљујући промени излазног момента и броја обртаја који се остварује континуално и потпуно аутоматски зависно од оптерећења излазног вратила.

Утврђивање утицаја пригушујућег дејства хидродинамичких преносника снаге на торзионе осцилације мењача возила, као и утицај поремећајног момента на њено динамичко понашање, врши се првенствено на основу енергије дисипације

4.5. Проходност

Проходност теретног возила представља могућност његовог кретања по лошим путевима и беспутним теренима, као и могућност савлађивања различитих препрека. Број и величина степена преноса у трансмисији у великој мери утиче на проходност теретних возила. Диференцијал такође у великој мери утиче на проходност возила, па је његовој конструкцији потребно дати посебан значај [15].

Како би се задовољили захтеви по питању проходности морају се обезбедити [19]:

- промене степена преноса у складу са условима вожње,
- препознавање типа возача,
- велико убрзање,
- кочење мотором током вожње по низбрдицама,
- избегавање промене степена преноса при скретању у случају кретања великом брзином, и
- препознавање услова зимске вожње.

4.6.Погодност конструкције за одржавање

Погодност конструкције трансмисије за одржавање је посебно значајна за опис и оцену система одржавања. Погодност за одржавање се оцењује на основу времена потребног за спровођење поступка одржавања, као и на основу потребних активности и потребној опреми за спровођење одржавања. [15]

Погодност конструкције трансмисије за одржавање одређују следећи параметри:

- број места предвиђених за подмазивање и подешавање,
- могућност употребе одговарајуће опреме за одржавање,
- могућност примене одговарајућих дијагностичких метода, и
- могућност примене одговарајуће технологије одржавања.

4.7.Комфор

Комфор возача при промени степена преноса је од великог значаја за оцену карактеристика трансмисије. У директној је вези са обртним моментом на излазу из трансмисије, односно подужним убрзањем при промени степена преноса. Сматра се да је примарна мера комфора при промени степена преноса подужно убрзање које се преноси на седиште возача.

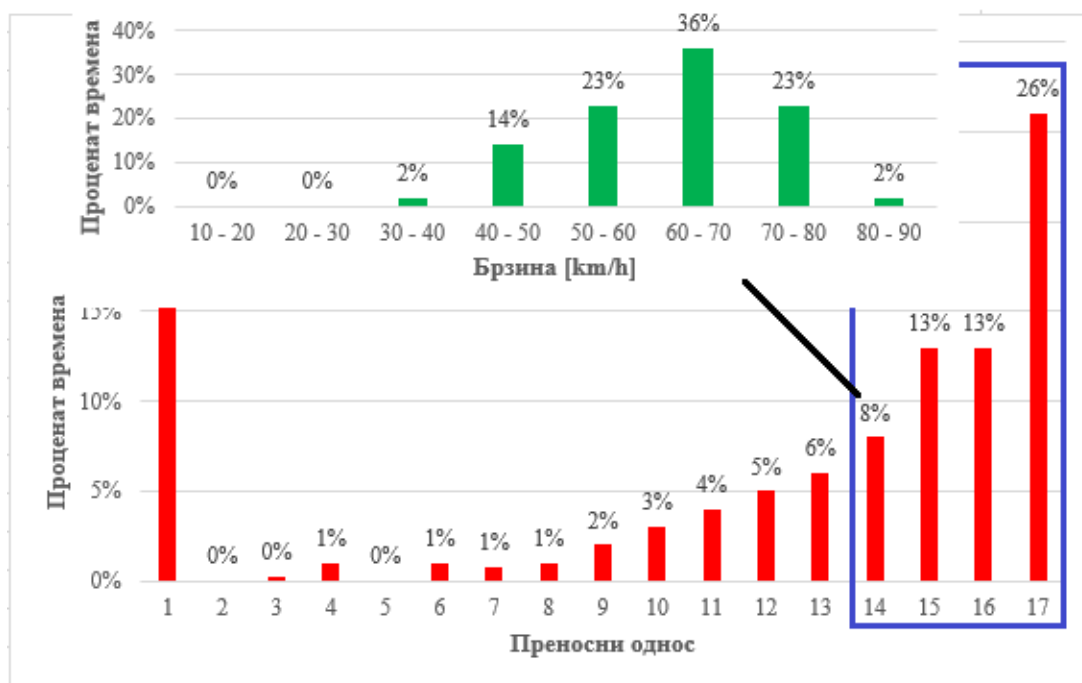
Најбитнији параметри јесу: карактер убрзања при почетку и крају промене степена преноса, као и укупна разлика убрзања [18].

Такође важи да промена степена преноса има највећи утицај на возача у високофреквентном опсегу подужних вибрација и нискофреквентном опсегу вертикалних вибрација. Истраживања су показала да су 90 % свих вибрација нискофреквентне вибрације (од 0 Hz до 7Hz). Стога се сматра да је највећи утицај подужних вибрација услед флукуација обртног момента трансмисије [19].

5. Правци даљег развоја и примене трансмисија теретних моторних возила

5.1. Преносни однос диференцијала

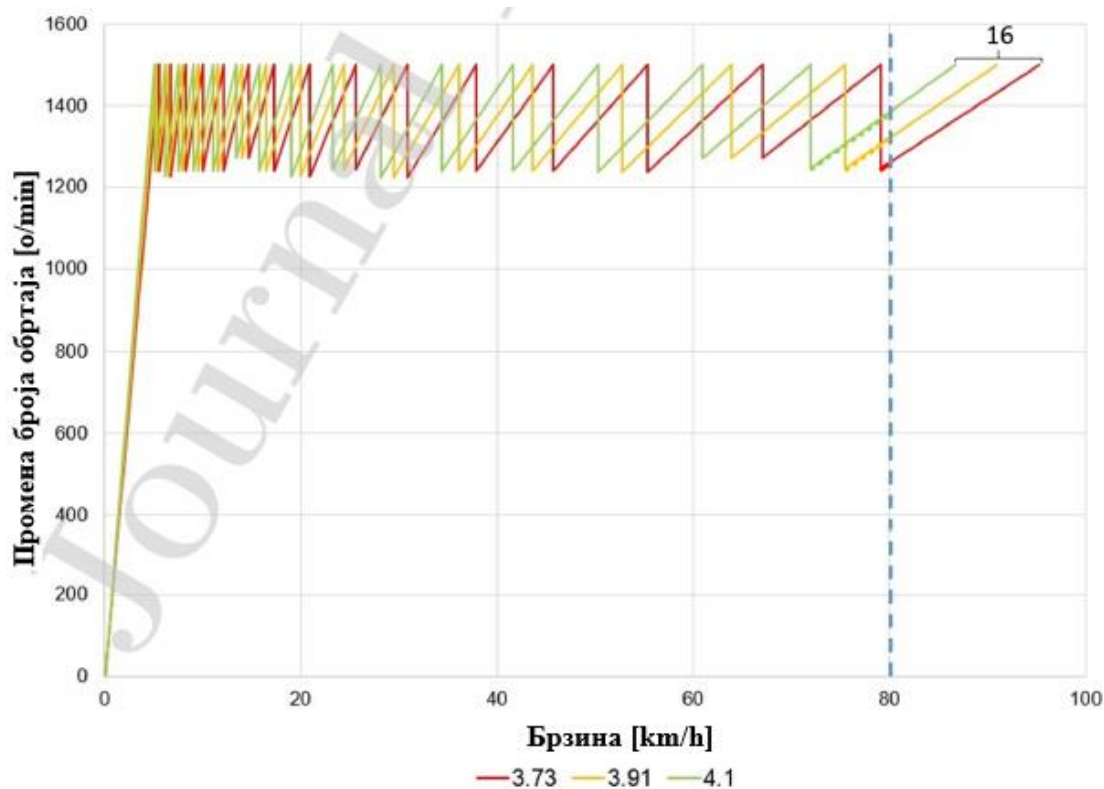
Диференцијал је један од најбитнијих делова трансмисија тешких теретних возила. Преносни однос диференцијала је од великог значаја, јер у великој мери утиче на перформансе возила и потрошњу горива. На слици 29 се може видети значај вредности преносног односа диференцијала. Приказане су најчешће коришћени степени преноса и брзине при примени истих. У питању је возило марке DAF, модел XF105 из 2014-е године, са мотором MX13, снаге 345 kW, и шемом погона 6 x 4.



Слика29. Степени преноса и брзине у току експлоатације тешког теретног возила [20]

Са слике 29 се може видети се највећи проценат експлоатације одвија у 17-ом степену преноса, средњом брзином од 65 km/h. При оваквој експлоатацији возила долази до потребе за великом снагом мотора, па је потребно размотрити преносни однос диференцијала у 17-ом степену преноса. Повећање преносног односа резултује већом силом и мањом брзином возила, стога је веома повољно у овом режиму експлоатације.

Тзв. *Sawtooth* график приказан сликом 30 говори како преносни однос диференцијала утиче на промену броја обртаја при промени степена преноса. Како највећи преносни однос (4.1) резултује најмањом брзином, изводи се закључак да је он најбоље решење.



Слика 30. *Sawtooth* график [20]

Маса возила са теретом је била 74 t, а испитивано је током пређених 120000 km. Поређена је потрошња горива са вредностима преносног односа диференцијала од 3.73 и 4.1. Поред потрошње горива у обзир су узети канцерогени утицај потрошње горива на људе, утицај на респираторни систем људи, као и утицај на глобално загревање. Резултати поређења утицаја преносног односа дати су табелом 4, и изражени су еквивалентним јединицама.

Табела 4. Квантитативни утицај горива у зависности од преносног односа диференцијала [20]

Аспект утицаја горива	Преносни однос диференцијала	
	3.73	4.1
Потрошња горива [kgSb - eq]	4.431×10^{-1}	4.142×10^{-1}
Канцерогени ефекат [CTUh]	1.112×10^{-3}	1.039×10^{-3}
Утицај на респираторни систем [kgPM2.5-eq]	3.572×10^1	3.339×10^1
Глобално загревање [kgCO ₂ - eq]	3.539×10^4	3.308×10^4

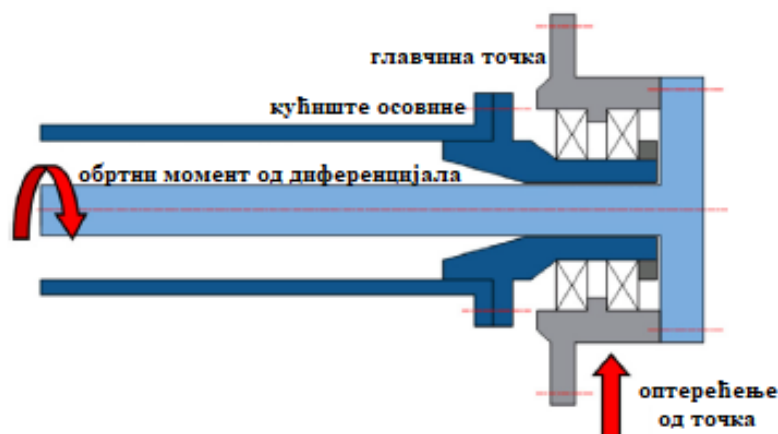
Анализом табеле 4 долази се до закључка да повећањем преносног односа диференцијала са 3.73 на 4.1 долази до смањења неповољних утицаја у просеку од 6.5 % за сваку од категорија. Из овога следи да би даљи развој трансмисија требало да се између осталог фокусира на повећање преносног односа у диференцијалу.

5.2. Смањење масе полуосовине

Смањење масе трансмисије теретних моторних возила резултује смањењем потрошње горива. Трансмисија је једна од компонената теретних возила са највећом масом, а већина њених делова се производи ковањем. Уколико се посматрају полуосовине задњег моста теретних возила, постоји више начина за смањење масе истих.

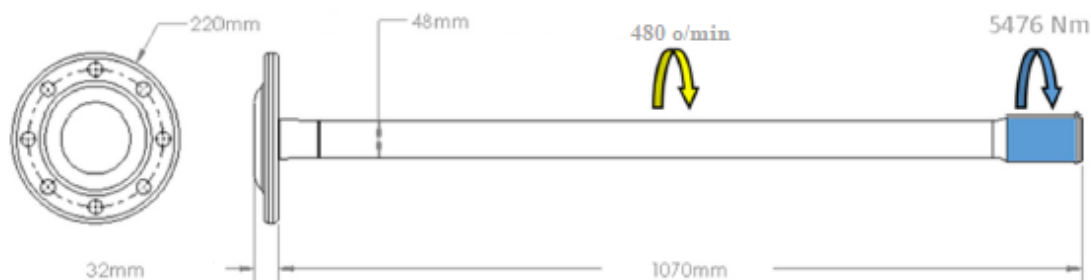
5.2.1. Шупља полуосовина

Оптерећења којима је подвргута полуосовина задњег моста су приказана сликом 31, где на кућиште делује оптерећење од стране точкова, а сама полуосовина је под торзионим оптерећењем услед деловања обртног момента који на њу преноси диференцијал [22].



Слика 31. Распоред оптерећења на задњој полуосовини теретног возила [21]

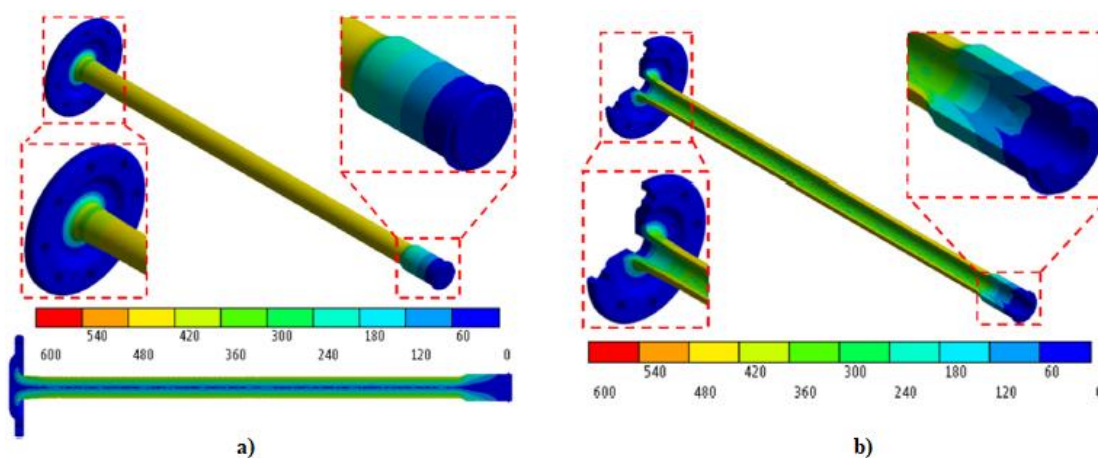
Сликом 32 приказане су димензије полуосовине задњег моста једног теретног возила. У примеру је број обртаја полуосовине 480 о/min, обртни момент који делује на њу 5476 Nm, а оптерећење по једном точку 17200 kg.



Слика 32. Осовина задњег моста теретног возила [21]

На основу дефинисаних геометријских карактеристика и оптерећења полуосовине могуће је приступити поступку редукције масе, коришћењем неког од софтвера за анализи методом коначних елемената (енгл. FEM – *Finite Element Analysis*), у датом случају.

Максимални Von Mises-ов напон за дате услове је 275 МПа, и делује на спољашњој површини полуосовине (слика 33а). Напон у унутрашњости полуосовине је знатно нижи, што је логично, јер је подвргута само увијању. Материјал у унутрашњости је стога вишак, јер преноси мали проценат оптерећења, а има значајан удео у маси компоненте. Уклањањем средишњег дела полуосовине, чиме би она постала шупља, и повећањем пречника дела било би могуће остварити већу средњу вредност напона у материјалу, без повећања максималне вредности напона, а уз смањење масе. Сprovedена је анализа методом коначних елемената шупље полуосовине, са нешто већим спољашњим пречником од 50.8 mm и унутрашњим пречником од 33.8 mm, уз иста оптерећења и ограничења. Резултат се може видети на (слици 34b), и он говори да је максимални напон у овом случају 273 МПа, и даље се јавља у спољашњем делу, док је повећана вредност средњег напона [20].



Слика 33. Резултати FEM анализе полуосовина задњег моста теретног возила [21]

а) пуна осовина, б) шупља осовина

Израда овакве шупље полуосовине са повећањем пречника за 5.8 % (са 48 на 50.8 mm) би довело до редукције масе за 5.6 kg (26 %). У случају да се задњи мост теретног возила састоји од две осовине, предложено решење би довело до укупног смањења масе возила од 22.4 kg.

Из датогa следи да примена шупљих полуосовина има потенцијал када су у питању теретна возила, међутим, проблем се јавља у производном процесу осовине. Питање је да ли би било могуће израдити овакву полуосовину изједна, или би било потребно произвести је из два дела, и вршити заваривање, што говори о потреби за даљим истраживањима.

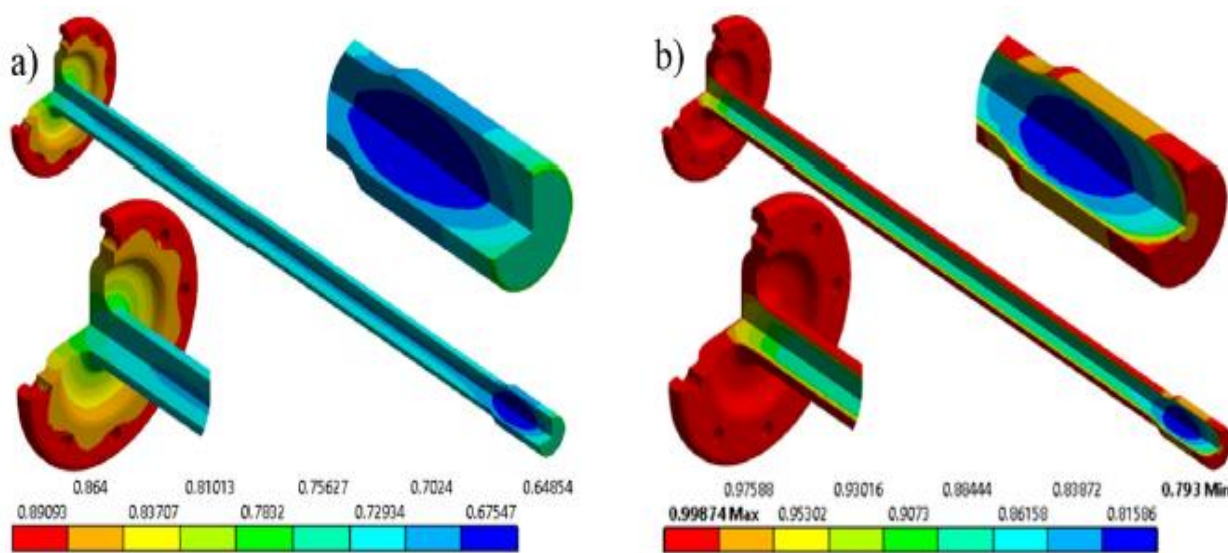
5.2.2. Интензивно каљење

Још један од начина смањења масе полуосовине јесте модификација микроструктуре компоненте променом режима каљења. Конвенционални поступак каљења подразумева загревање компоненте до температуре аустенизације, праћено хлађењем. Овакав поступак резултује формирањем мартензита, који представља кристалну структуру велике тврдоће и чврстоће у поређењу са другим структурама челика.

Интензивно каљење (каљење у условима протицања млаза воде и адитива великом брзином) може довести до избегавања настанка пукотина и проблема везаних за димензијску тачност, који се јављају при конвенционалном каљењу. Овакав поступак доводи до формирања омотача од мартензита на површини компоненте, након чега се компонента споро хлади на ваздуху [21].

Поређење поступака каљења биће дат на примеру већ поменуте шупље осовине, израђене од челика AISI 4140, кога карактерише коефицијент термичког ширења од $1.2 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, термичка проводљивост од $60.5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, специфична топлота од $434 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, модул еластичности од 200 МПа, и Поасонов коефицијент од 0.3 [21].

Анализом помоћу методе коначних елемената могу се увидети разлике примене различитих режима каљења. Примена интензивног режима каљења (слика 34b) резултује доста већом градацијом микроструктуре у поређењу са конвенционалним каљењем (слика 34a). Интензивни режим каљења довео је до значајног пораста запреминског удела мартензита у микроструктури полуосовине, што резултује већом тврдоћом и чврстоћом. Степен сигурности је са 4.0 порастао на 4.34 што значи да је могућа уштеда у маси од 0.63 kg (3 %).



Слика 34. Запремински удео мартензита након каљења [21]
а) конвенционално каљење, б) интензивно каљење

5.3. Аутономност

Постоји тежња за аутономношћу теретних возила, као и бројни примери компанија које су већ започеле развој софтвера за аутономна теретна возила. У овом случају неће бити могућа употреба мануелне трансмисије, али ће зато аутоматизована мануелна трансмисија и аутоматска трансмисија итекако бити присутне. Стога су краткорочни циљеви у циљу аутономности теретних возила следећи:

- Смањење губитака у зупчаницима и лежајевима,
- Унапређење система подмазивања,
- Смањење губитака у ретардеру, и
- Смањење губитака у пнеуматском систему актуације.

Средњорочни/дугорочни циљеви усмерени ка аутономности теретних возила јесу:

- Побољшање усаглашавања трансмисије и мотора,

- Боље разумевање и кориговање понашања возила при дугим вожњама, и
- Побољшање предвиђања услова у саобраћају, на основу познатих података о рути, као и интеракцији са сигналним светлима.

Савремене трансмисије омогућавају имплементацију нових технологија везаних за моторе, попут [23]:

- Смањења броја обртаја мотора, једног од напредака у технологији нових - „интелигентних” трансмисија теретних моторних возила. Овај концепт није нов, инжењери су од самог почетка развоја дизел мотора разумели да мањи број обртаја мотора доводи до мање потрошње горива. Међутим, ограничења везана за технологију израде мотора и трансмисије чинили су имплементацију ове тежње готово немогућом. Нове трансмисије представљају значајан потенцијал у овом погледу.
- Смањења рада мотора у режиму ниске ефикасности, као резултата интелигентне промене степена преноса.

5.4. Аутоматске трансмисије за комерцијална возила и аутобусе

Много бројне предности хидродинамичко-механичких трансмисија, посебно долазе до изражаја код аутобуса који се користе у градском саобраћају. Најновија решења аутоматских трансмисија за градске аутобусе су базирана на ХДПС, са неизбежним хидродинамичким успоривачем у функцији допунске кочнице и системом управљања у коме су заступљене хидрауличке и електронске компоненте и у који је најчешће интегрисан дијагностички систем.

У аутобусима за међуградски саобраћај и теретним возилима, аутоматске ХДМ трансмисије су мање заступљене, мада се на овим возилима све чешће аутоматизују постојеће синхронизоване зупчаничке трансмисије [17].

Неки од највећих европских произвођача аутоматских трансмисија за ова возила су ZF, Voith, Alison и др.

5.4.1. Аутоматске трансмисије Voith Diwa

Diwa трансмисије фирме Voith су потпуно аутоматске хидродинамичко-механичке трансмисије које се израђују у варијантама са 3 и 4 степена преноса.

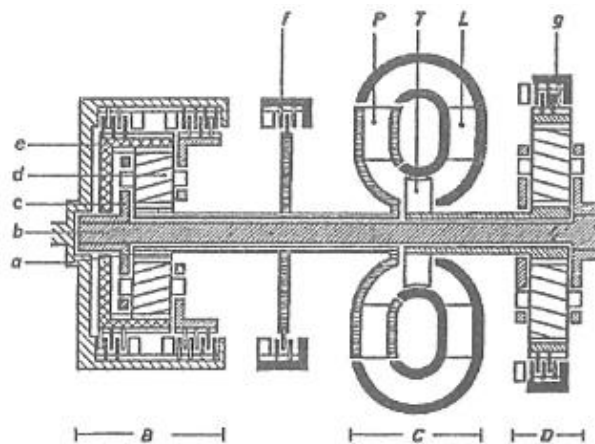
Основна извођења ових трансмисија имају ознаку D 851, D 863, D 854 и D 864. Најновија трећа генерација ових трансмисија имају ознаке D 823.3, D 851.3, D 854.3, D 863.3 и D 864.3 и имају значајних побољшања у односу на предходн еверзије.

Назив „DIWA” настао је комбинацијом скраћенице „DI” за диференцијал и „WA” за „Wandler” (немачка реч за хидродинамички претварач) и означава механички и хидродинамички пренос снаге.

Трансмисије су у зависности од извођења, предвиђене за пренос обртног момента од 500 - 1300 Nm и снагу од 125 - 245 kW и најчешће се уграђују у градске аутобусе.

У првом степену преноса снага мотора се код ових трансмисија преноси преко једног диференцијалног претварача који се у вишим степенима преноса блокира и који истовремено служи као хидродинамички успоривач.

Овакво решење знатно повећава степен корисности трансмисије у односу на решења код којих се снага преноси само помоћу претварача. Кочење помоћу претварача остварује се при релативно малим брзинама кретања [17].



Слика 35. Основне конструкцијске групе DIWA трансмисија [17]

Главне конструкције DIWA трансмисија, слика. 35, су:

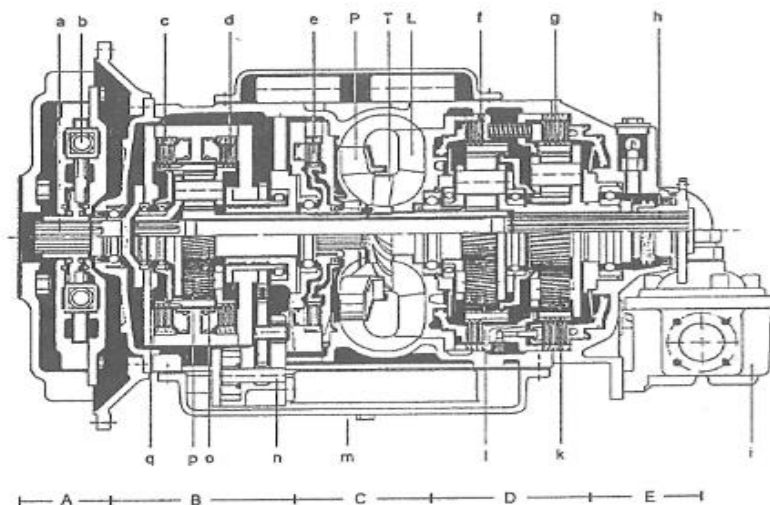
B – диференцијални преносник који представља планетарни преносник са елементима (a,b,c,d и e) и кочница пумпе претварача (f),

C – хидродинамички претварач са радним колима: пумпним (P), турбинским (T), и Реакторским,

D – преносник турбине претварача (g).

У првом степену преноса, снага која се доводи од мотора се дели, помоћу диференцијала B на два тока: један који се води преко претварача и други који иде преко механичког преносника на излазно вратило трансмисије [6].

Пресек кроз трансмисију DIWA D 851.3 приказан је на слици 36.



Слика 36. Пресек кроз тростепену трансмисију DIWA D 851.3 [17]

Ову трансмисију чине следеће конструкцијске целине:

A – улазни део трансмисије са вратилом (a) и пригушивачем торзионих осцилација (b),

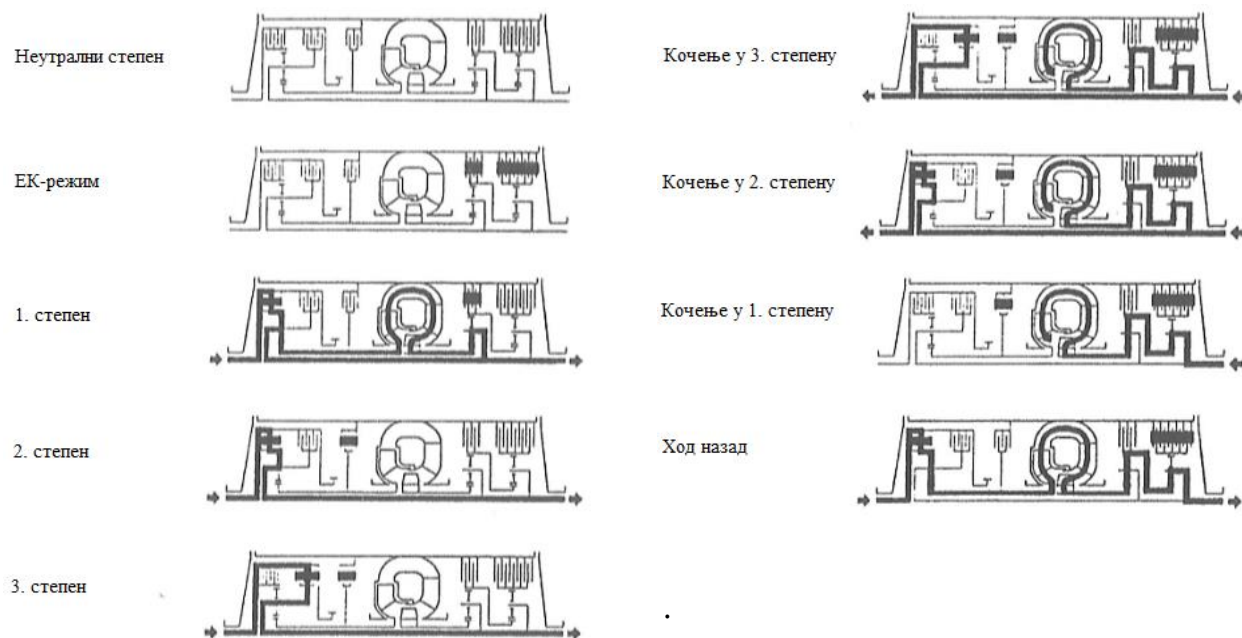
B – диференцијал са носачем сателита (q), планетарним склоповима (p и o) и зупчаничком пумпом (n),

C – хидродинамички претварач са фрикционом кочницом пумпног кола (e) и картером (m),

E – излазни део трансмисије са размењивачем топлоте (i).

У положају педале гаса који одговара празном ходу, при дејству на радну кочницу при раду мотора и укљученом степену преноса за ход напред, врши се укључивање улазне фрикционе спојнице, односно постављање трансмисије у економичан, тј. „ЕК- режим”. На овај начин се код заустављеног возила елиминише још постојеће вучно дејство претварача и тако успоставља мирнији и економичнији рад мотора.

Шематски приказ токова снаге у појединим степенима преноса и у режииу кочења трансмисије DIWA D 851.3 дат је на слици 37.



Слика 37. Токови снаге у појединим степенима преноса и у режиму кочења код тростепене трансмисије DIWA [17]

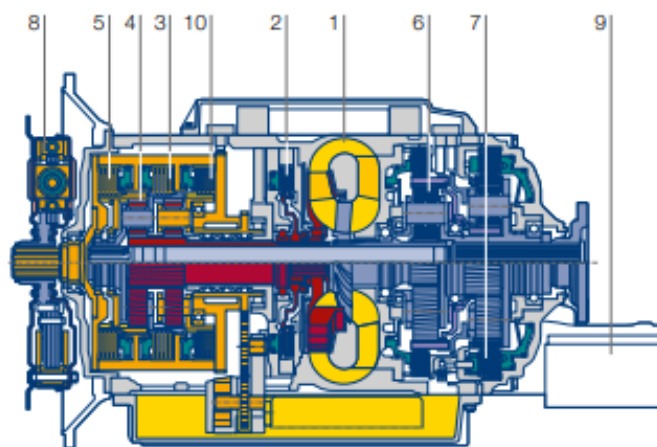
Као што се види на слици 37, у другом и трећем степену преноса, односно у четвртном код верзије са четири степена, пренос снаге се врши само преко механичких склопова.

У односу на ову генерацију трансмија, развијена је потпуно нова генерација DIWA.3 Е трансмисија које поседују одређене предности у односу на претходне верзије:

- Адаптивно управљање процесом промене степена преноса,
- Мониторинг (надзор) над свим главним сигурносно-критичним функцијама управљања трансмисијом,
- Већи претварач обртног момента са бољом прилагођеношћу новим генерацијама мотора и већим кочним моментом,
- Софтверска варијација кочног момента путем затворене петље,
- Систем управљања са два програма: програм са фиксном карактеристиком и програм управљања преко убрзања,
- Управљање трансмисијом користећи сигнале ABS и ASR уређаја,

- Нови електромеханички сензор оптерећења мотора са финијом регулацијом сигнала,
- Дијагностички систем који има могућност сталног мониторинга и приказивања грешака, што омогућава правовремену анализу неисправности и дефектацију недозвољеног истрошења фрикционих елемената [6].

Само срце 4-ступене аутоматске трансмисије DIWA.3 Е (слика 38) представља хидродинамички претварач обртног момента са супротним смером обртања [24].



Слика 38. Пресек 4- ступене аутоматске трансмисије фирме DIWA [24]

Саставни делови аутоматске трансмисије DIWA.3 Е, сл. 38, су:

- 1- претварач обртног момента са супротним смером обртања;
- 2- кочница ротора;
- 3- спојница 3. степена преноса;
- 4- диференцијални зупчаник;
- 5- улазна спојница;
- 6- епициклоидни зупчаник;
- 7- планетарни редуктор за вожњу уназад и кочница претварача;
- 8- торзиони пригушивач вибрација;
- 9- Измењивач топлоте;
- 10- спојница четвртог степена преноса [24].

Круцијални део DIWA система преноса снаге чине хидродинамички претварач обртног момента, са супротним смером обртања. Налази се испред ротора, спојнице 3-ег

степен преноса, зупчаника диференцијала и улазног вратила. Код ове трансмисије се ради о систему преноса снаге са 4 степена преноса па претварачу додатно претходи спојница за четврти степен преноса.. Иза претварача се налази епициклоидни зупчаник који комбинује хидродинамичке и механичке силе. Завршни сет епицикличких зупчаника активира вожњу уназад, а током кочења и успоривач.

Хидраулички торзијски пригушивач вибрација у трансмисији ефикасно смањује вибрације мотора. Мењање степена преноса одвија се електро-хидраулички, помоћу магнетних вентила, којима управља управљачки систем [24].

Измењивач топлоте Voith DIWA аутоматског мењача је интегрисан у систем за хлађења мотора возила те се на тај начин произведена топлота у мењачу одмах одводи. У исто време, циркулација уља у трансмисији је дизајнирана на такав начин да температура остане на ниском нивоу и да нема опасности од смањења перформанси мењача, ако је почетна температура средства за хлађење виша.

Проток снаге током мењања степена преноса и кочења код аутоматске трансмисије DIWA.3 E приказан је на слици 39.



Неутрални положај - Положај у празном ходу



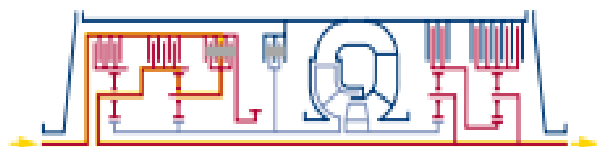
1.степен преноса: улазна спојница и кочница турбине се затварају: добар одзив и вуча. Брзо повећавање механичког преноса снаге путем диференцијалног преноса (принцип раздвајања снаге).



2.степен преноса: Аутоматска промена степена преноса зависи од убрзања и брзина вожње: турбинска кочница се отвара. Снага се сада преноси механички.



3.степен преноса: На отприлике 50% (или 70% са D 851.3E / D 863.3E) максималне брзине, улазна спојница се аутоматски отвара и спојница 3. степена преноса се затвара.



4.степен преноса: На приближно 70% максималне брзине, конверзија се врши аутоматски: спојница за 4. степен преноса се затвара а отвара се спојница 3. степена



Кретање уназад (R) Снага се преноси хидродинамички-механички као у првом степену преноса



- Активни проток снаге
- Ротирајуће компоненте
- Закључане ротирајуће компоненте
- Стационарне компоненте
- Спојнице затворене

Кочење (2 - 4 степен преноса), (функција ретардера са претварачем): Турбински точак делује као аксијална пумпа која доводи уље на заустављено радно коло и водећи точак. Повећана температура која настаје претварањем кинетичке енергије одводи се помоћу измењивача топлоте.

Слика 39. Проток снаге током мењања степена преноса и кочења код аутоматске трансмисије DIWA.3 E [24]

Принцип DIWA трансмисије заснива се на вожњи и кочењу са једним хидрауличким кругом циркулације (слика 40).



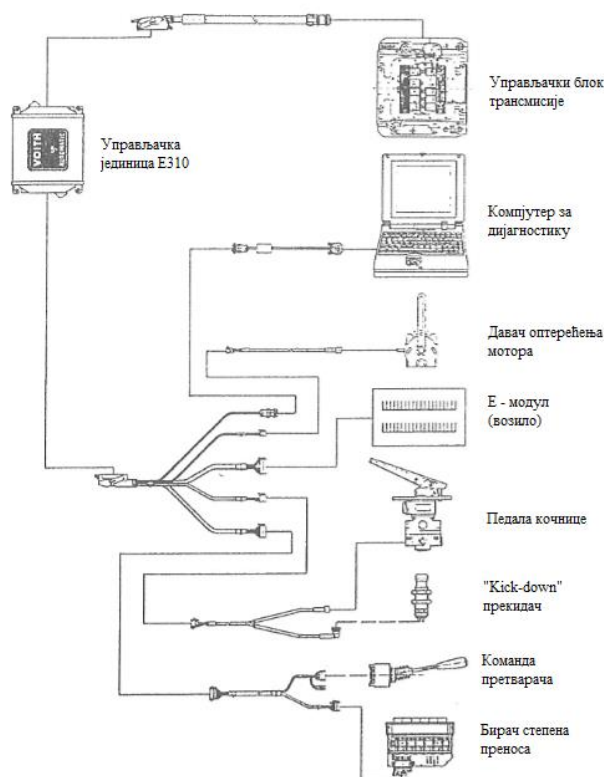
Вожња: подела снаге преко диференцијалног претварача обртног момента

Кочење: функција успоравања са претварачем обртног момента

Слика 40. Систем вожње и кочења са једним хидрауличним кругом [23]

5.4.2. Систем за управљање DIWA трансмисијама

Функционална шема компонената система за управљање DIWA.3 Е трансмисијом приказана је на слици 41.



Слика 41. Функционална шема компонената система за управљање трансмисијом DIWA [17]

Систем за управљање трансмисијама DIWA, састоји се од:

- Соленоидних вентила смештених у управљачки блок трансмисије, помоћу којих се остварује потребна хидрауличка сила за активирање фрикционих спојница и кочница,
- Сензора који дају информацију о намерама возача и условима рада мотора, трансмисије и хидродинамичке кочнице и,
- Електронске управљачке јединице која процесуира информације добијене од сензора и трансформише их у одговарајуће сигнале за управљање трансмисијом.

Електронски уређај Е 310 је модуларне конструкције и има развијену могућност снимања оперативних података те на тај начин нуди далеко детаљнију анализу радних услова возила и трансмисије.

Софтвер за управљање трансмисијом је подесив за различита возила, са различитим моторима, различитим бројем погонских осовина итд, помоћу специјалних података смештених у меморији електронске управљачке јединице.

Користећи једноставан сензор, електронска управљачка јединица Е 310 брзо и прецизно препознаје превладавајућу топографију. На тај начин тачке мењања степена преноса могу бити прилагођене оптималним амбијенталним условима у сваком тренутку. Програм пребацивања степена преноса који зависи од топографије смањује потрошњу горива за до 7% и повећава удобност у вожњи [24].

Промена степена преноса врши се на бази обртног момента мотора и улазног и излазног броја обртаја трансмисије. Оптимизација процеса промене степена преноса врши се праћењем времена трајања синхронизације и аутоматском корекцијом у случају одступања од задате вредности.

Посебно место у систему управљања DIWA трансмисијама заузима дијагностички систем. Све неисправности у трансмисији се чувају у меморији грешака електронске управљачке јединице и затим бити ишчитане помоћу компјутера коришћењем Voith Diwa gnosis програма.

5.5. Аутоматске трансмисије за тракторе

Правци развоја трансмисија трактора одређени су захтевима у циљу побољшања заштите животне средине, повећања економичности и побољшања ергономије, односно удобности при руковању, самог возача. Ови захтеви се одражавају и на саму конструкцију трансмисија, при чему су уочљиви следећи трендови развоја:

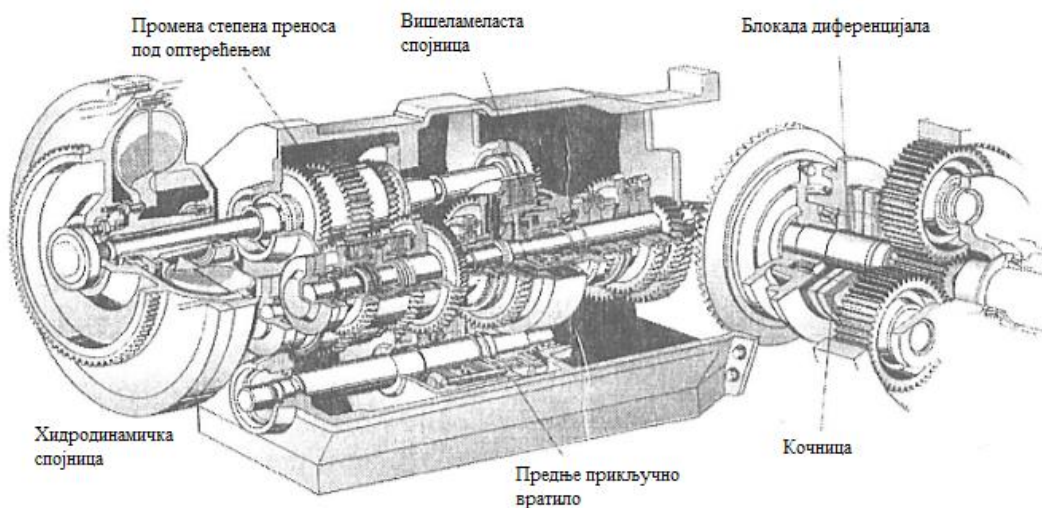
- развој трансмисија са променом степена преноса под оптерећењем,
- развој трансмисија са континуалном променом преносних односа и
- развој трансмисија за остварење веома ниских (пужних) брзина кретања трактора.

Код ранијих решења трактора, пренос снаге од мотора до погонских точкова се, најчешће вршио чисто механичким трансмисијама, због тога што они имају релативно ниску цену и висок степен корисности. Механичке трансмисије се нарочито користе код стандардних трактора који се највише и производе.

Међутим потреба за развојем трактора великих снага условила је битне измене у концепцији и конструкцији њихових система за пренос снаге. Код ових трактора, трансмисије су најчешће аутоматизоване, делимично или потпуно синхронизоване или развијене са променом степена преноса под оптерећењем ткзв. (Power shift) мењачи. Трансмисије трактора могу бити: механичке, хидродинамичко-механичке или хидростатичко-механичке.

Једно од решења трансмисије за тракторе базирано на решењу хидродинамичко-механичким преносницима снаге (слика 42), примењено је на тракторима Favorit 800 немачке фирме Fendt, снаге од 125 – 169 kW [17].

У функцији главне спојнице примењена је хидродинамичка спојница. Ова трансмисија омогућава 24 + 24 радна, односно 20 + 20 пужна степена преноса, у оквиру 6, односно 5 група са 4 степена преноса са променом под оптерећењем. Укључивање предњег погона и прикључних вратила (напред и позади) врши се помоћу вишеламеластих фриксионих склопова.



Слика 42. Пресек кроз трансмисију за тракторе Fendt Favorit 800 [17]

Применом ткзв. Turboshift хидродинамичке спојнице остварује се кретање трактора без трзаја, високи комфор и мање хабање вишеламеласте спојнице смештене у средњем делу трансмисије која се користи при избору радне групе.

Заправо применом хидродинамичке спојнице трактор може да крене уз пуни број обртаја мотора, чим се оптерети (убацивањем у брзину). Трактор тада одмах добро и постепено вуче, без удараца и трзаја, јер течност у спојници делује као пригушивач (амортизер удара).

У случају да оруђе које трактор вуче наиђе на препрекуи трактор због тога стане, неће бити штете ни на трансмисији нити на мотору, јер овај ударац прима спојница у којој тада долази до потпуног проклизавања [25].

Хидродинамичке спојнице се обично израђују у склопу са фриксионом спојницом која омогућава потпуно одвајање мотора од мењачког вратила, али има решења и спојнице без фриксионе спојнице, код којих се остварује чисто одвајање мотора од трансмисије

(при промени степена преноса), пражњењем уља из спојнице. Ово пуњење и пражњење хидродинамичке спојнице остварује се помоћу једне пумпе, излазног вратила, граничног вентила и разводника.

Трансмисијом се управља помоћу једне ручице којом се врши избор области рада трансмисије и истовремено врши промена 4 степена преноса под оптерећењем.

Анализом рада хидродинамичко-механичких трансмисија утврђено је да трактори са хидродинамичком спојницом имају већу продуктивност за 12 - 20% у односу на тракторе без ове спојнице, док хидродинамички претварач обртног момента (ХДМ) на тракторима нема већу примену због високих цена, сложености конструкције итд. ХДМ на тракторима се најчешће могу наћи на Америчком тржишту, у поређењу са Европом, где је доста ређе у примени [24].

У односу на хидродинамичко-механичке трансмисије које нису нашле значајнију примену, све већу примену налазе хидростатичко-механичке CVT трансмисије. Ове трансмисије се уграђују у тракторе многобројних произвођача, као што су: CaseIH, Claas, Deutz Fahr, Fendt, John deere, Massey Ferguson, New Holland итд.

Континуално варијабилне трансмисије (CVT) у великој мери побољшавају вучне перформансе трактора уз истовремено смањење потрошње горива. Данашње трансмисије те врсте користе хидростатичке преноснике уз гранање снаге, са релативно ниским коефицијентом корисности. Даљи развој континуално варијабилних трансмисија тече у правцу коришћења фрикционих и електричних континуалних преносника снаге, али и хибридног погона помоћу дизел мотора и електромотора напајаног из електричних батерија и електрогенератора [26].

5.6. Аутоматске трансмисије за брзоходна гусенична возила

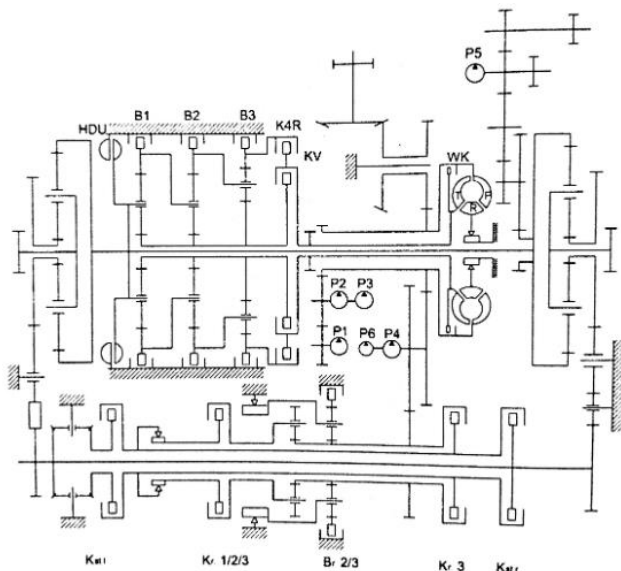
Када се говори о брзоходним гусеничним возилима онда се под тим подразумева широко подручје различитих типова гусеничних возила намењених, пре свега, за кретање ван путева и чија је једна од битних карактеристика покретљивост.

Успешно реализована трансмисија борбеног гусеничког возила треба да поседује: релативно висок степен корисности, могућност промене вучних сила и брзина премотавања гусеница у широком дијапазону, могућност заокрета возила са континуалном променом полупречника, или да у сваком степену преноса обезбеђује, најмање по један прорачунски полупречник заокрета, аутоматску промену степена преноса, мале габарите и масу, високу поузданост, лако одржавање итд.

Код хидродинамичко-механичких трансмисија гусеничних возила, главни ток снаге иде кроз хидродинамички претварач који обично има спојницу за блокирање и мењач који је најчешће планетарни са вишеламеластим фрикционим склоповима који раде у уљу.

Помоћни погон учествује у преносу снаге при заокрету гусеничног возила, а ток снаге иде преко хидростатичко-механичких компонената [27].

Пример хидродинамичко-механичке тенковске трансмисије представља трансмисија модуларног типа ZF LSG – 3000 (слика 43) [27].



Слика 43. Кинематска шема тенковске трансмисије ZF LSG – 3000 [27]

Састоји се од улазног механичког преносника, хидродинамичког претварача, мењача степена преноса, склопа за управљање заокретом возила и излазних планетарних преносника.

Улазни преносник чине конично-цилиндрични парови зупчаника смештени између мотора и пумног кола претварача. Хидродинамички преносник функционише на Fottinger-овом принципу и има спојницу за блокирање (WK). Коefицијент трансформације обртног момента је $i_{hdp} = 3,1$.

Мењач има 4 степена преноса за ход напред и 2 за ход назад и састоји се од три планетарна реда, три вишеламеласте кочнице B_1 , B_2 , B_3 и две вишеламеласте спојнице K4R и KV. Промена степена преноса се врши аутоматски и без прекида тока снаге.

На излазном вратилу мењача уграђен је хидродинамички успоривач док склоп за управљање заокретом возила чине четири вишеламеласте спојнице означене са Kst.1, Kr 1/2/3, Kr3, једна вишеламеласта кочница Br2/3, две једносмерне спојнице и обичан диференцијал. При заокрету возила остварује се, у сваком степену преноса, по три прорачунска полупречника, а могућ је и заокрет око вертикалне осе.

Трансмисија је пројектована за снагу од 750 kW при 2400o/min и максимални улазни момент од 3850 Nm при 1900 o/min. Променом различитих модула трансмисије, она може бити адаптирана за различите моторе и различите смештајне просторе.

Промена степена преноса врши се помоћу електро хидраулички управљаних вишелаamelастих фриксионих спојница и кочница. Степени преноса активирају се помоћу соленоидних вентила, којима се командује преко електронске управљачке јединице трансмисије [27].

На основу наведених података о трансмисији LSG – 3000, може се закључити, да су одређени принципи који су коришћени у хидродинамичко-механичким аутоматским трансмисијама за цивилна возила, углавном и овде примењени.

С тим што се пред ове трансмисије постављају много оштрији захтеви, због доста тежих услова експлоатације.

Закључак

Циљ овог мастер рада јесте увид у трансмисије теретних моторних возила, као једног од најважнијих система ових возила, јер омогућава оптимално искоришћење снаге мотора, као и правилно преношење снаге мотора на погонске тачке. Трансмисија је сложен систем који чини више међусобно повезаних система и у коме су интегрисане многобројне функције.

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

Савремени мењачи су конципирани тако да су сви парови зупчаника увек у захвату, а промена преносних односа се постиже укључивањем канцастих спојница са одговарајућим зупчаницима. Већина зупчаника су слободно окретљиви на својим осовинама, док канцасте спојнице, преко којих се снага преноси на вратила, клизе по ожљебљеном вратилу.

Код теретних возила се најчешће срећу мануелна, аутоматизована мануелна и аутоматска трансмисија. Раније је био случај да су камиони опремљени само мануелним мењачим преносницима, али пошто је аутоматска трансмисија постала широко распрострањена у производњи возила, произвођачи камиона почели су их укључивати у своје дизајне како би олакшали вожњу. Последњих година аутоматизована мануелна трансмисија представља тип трансмисије који се среће код највећег броја теретних возила.

У теретним возилима се углавном примењују дизел мотори, и потребно је усагласити карактеристике трансмисија теретних моторних возила са карактеристиком дизел мотора. Један од првих корака при овом усаглашавању јесте одређивање укупног степена преноса трансмисије неопходног за постизање жељене максималне брзине возила. Затим је неопходно одредити процентуални раст преносних односа, јер уколико је он већи од процентуалне промене броја обртаја, рад мотора у нормалном режиму је онемогућен. Након тога је неопходно проверити да ли је снага мотора у одређеним степенима преноса довољна за савлађивање отпора при покретању и самом кретању теретног моторног возила. На крају је потребна провера укупног преносног односа трансмисије.

Трансмисија теретних моторних возила има велики утицај на ефикасност потрошње горива, као и динамичност возила, која одређује продуктивност возила. Веома је битно да трансмисија задржи експлоатациона својства у одређеним границама, при одређеним условима коришћења током читавог радног века. Број и величина степена преноса у трансмисији у великој мери утиче на проходност теретних возила.

Диференцијал такође у великој мери утиче на проходност возила, па је његовој конструкцији потребно дати посебан значај.

Даљи развој трансмисија теретних моторних возила би могао да се фокусира на повећање преносног односа диференцијала у највишим степенима преноса, у којим се обавља највећи део експлоатације ових возила. Применом симулација могуће је доћи до закључака о могућностима редукције масе компонената трансмисије, што је главни предуслов за смањење потрошње горива. Такође многобројне предности хидродинамичко-механичких трансмисија, посебно долазе до изражаја код аутобуса који се користе у градском саобраћају. Најновија решења аутоматских трансмисија за градске аутобусе су базирана на ХДПС, са неизбежним хидродинамичким успоривачем у функцији допунске кочнице и системом управљања у коме су заступљене хидрауличке и електронске компоненте.

Поред аутобуса, хидродинамички преносници снаге налазе своју примену и код трактора и брзоходних гусеничних возила. Анализом рада хидродинамичко - механичких трансмисија утврђено је да трактори са хидродинамичком спојницом имају већу продуктивност за 12 -20% у односу на тракторе без ове спојнице, док хидродинамички претварач обртног момента (ХДМ) на тракторима нема већу примену због високих цена, сложености конструкције итд. ХДМ на тракторима се најчешће могу наћи на Америчком тржишту, у поређењу са Европом, где је доста ређе у примени. Када се говори о брзоходним гусеничним возилима онда се под тим подразумева широко подручје различитих типова гусеничних возила намењених, пре свега, за кретање ван путева и чија је једна од битних карактеристика покретљивост. Како се пред трансмисије ових возила постављају много оштрији захтеви у односу на трансмисије аутомобила, утврђено је да се ХДПС успешно примењују и при доста отежаним условима експлоатације (тенкови, рударске машине итд.).

Литература

- [1] Стефановић А. (2010). Друмска возила: основи конструкције. ЕХО, Ниш.
- [2] „Trucktransmissions“, доступно на: <https://itstillruns.com/truck-transmissions4727409.html>, приступљено: 27.03.2020.
- [3] Кнор П.: Пројектовање и конструкција моторних возила – скрипта, Машински факултет Сарајево, 2005/2006
- [4] Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. (2015). The Automotive Transmission Book. Springer International Publishing Switzerland.
- [5] Knorr-Bremse (2007). Produkt-Information Elektronischer Kupplungssteller. Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge, München.
- [6] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. (2011). Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany.
- [7] Кнор П. (2005). Пројектовање и конструкција моторних возила. Машински факултет Универзитета у Сарајеву.
- [8] Myers P. S. (1975). The Diesel Engine for Truck Application. SAE Technical Paper No. 750128.
- [9] Eschrich G., Schwarz J., Rüchardt C. (2001). Features of Automatic Commercial Vehicle Transmissions in Combination with Electronic Systems. VDI-Berichte, No. 1610, pp. 101–115.
- [10] Härdtle W. (1998). Automated Transmissions for Commercial Vehicles: Integration of Functions and Components. VDI-Berichte, No. 1993, pp. 193–213.
- [11] Keller W., Härdtle W. (2000). Experiences in Development and Application of Automatic Transmissions for Commercial Vehicles. Aachen: 9. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“: pp. 1247–1258.
- [12] Härdtle W. (1997). A New Automated Manual Gearbox for Heavy Commercial Vehicles. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, No. 99, pp. 598–604.
- [13] Raeder M., Rüchardt C., Speck F. D. (2004). The ZF AS-Tronic Series – Automatic Transmissions for All Commercial Vehicle Classes. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Vol. 106, Issue 9, pp. 772–783
- [14] Hittle J. F., Schuette A. R. (1974). The Truck Automatic and Vehicle Economics. SAE Technical Paper No. 740618.
- [15] Крстић Б. (2009). Техничка експлоатација моторних возила и мотора. Машински факултет, Крагујевац.
- [16] Fischer R., Jürgens G. (1992). Einfluss von PKW-Automatgetriebekonzepten auf den Verbrauch. Umweltbewusste Antriebstechnik: neue Erkenntnisse und Perspektiven, Vol 977. VDI-Berichte, Düsseldorf, pp. 527.
- [17] Живановић Ж., Јанићијевић Н.: Аутоматске трансмисије моторних возила, Београд, 2000.
- [18] Reif K. (2014). Fundamentals of Automotive and Engine Technology: Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Germany.
- [19] Naruse T., Nakashima Y., Murayama Y., Akiyoshi Y., Kurachi T. (1993). A Study on Evaluation Method and Improvement of Shift Quality of Automatic Transmission. SAE Technical Paper, No. 930673.
- [20] Ferreira, M. B., Salvador, R., Barros, M. V., de Souza, J. T., Rabelo, T. G. L., de Francisco, A. C., Coelho R., Piekarski, C. M. (2020). Eco-efficiency of the differential ratio change in a heavy-duty vehicle and implications for the automotive industry. Sustainable Production and Consumption, Vol. 21, pp. 145–155.

- [21] Lowrie J., Pang H., Ngaile G. (2017). Weight reduction of heavy-duty truck components through hollow geometry and intensive quenching. *Journal of Manufacturing Processes*, Vol. 28, pp. 523–530.
- [22] 4140 HW Alloy Steel Technical Data (2015). Timken Steel, WCNDT-World Conference on NDT, 2004.
- [23] Busdiecker M. (2013). Technology Potential of Commercial Vehicle Transmissions. Heavy Duty Vehicle Efficiency Technical Workshop: Aligning Standards Internationally, Integration of Engines and Powertrains, San Francisco, California.
- [24] Voith Diwa transmission, Интернет адреса, <https://d2euiryrvxi8z1.cloudfront.net/asset/445934742530/fae3eb65086b20bdc1871b03a2880dde>, приступљено 15.06.2020.
- [25] Пољопривредни трактори, Интернет адреса: http://polj.uns.ac.rs/sites/default/files/udzbenici/Poljoprivrednitraktori%20%281%29.pdf?fbclid=IwAR2PfdtNe08S5NYwAOqJ-GHaUoXBav1tjmTmMTIe2CAZ_wBw5SKbxlO2Mc8, приступљено 17.06.2020.
- [26] Continuously variable tractor transmissions, Интернет адреса: https://www.researchgate.net/publication/277128394_Continuously_variable_tractor_transmissions, приступљено 17.06.2020.
- [27] Military terrain vehicles, Интернет адреса: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2006.01.003>, приступљено 23.06.2020.