

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Стефан С. Милојевић

**Прорачун и конструкција Равињоновог
планетарног преносника
мастер рад**

Крагујевац, 2018.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници 2

Број индекса: 335/2016

Стефан С. Милојевић

**Прорачун и конструкција Равињоновог
планетарног преносника
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, ванр. проф. - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

- прикаже основне карактеристике и примену планетарних преносника,
- прикаже кинематику Равињоновог планетарног преносника,
- изврши прорачун основних елемената Равињоновог планетарног преносника,
- изврши моделирање Равињоновог планетарног преносника.

Препоручена литература:

[1] С. Танасијевић, А. Вулић: *Механички преносници - планетарни преносници и варијатори*, Машински факултет у Крагујевцу, 2006.

[2] Б. Стојановић, М. Благојевић: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.

[3] В. Николић: *Машински елементи*, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.

Крагујевац, 2018

Ментор:
Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Изјављујем да сам овај завршни рад урадио самостално, служећи се стеченим знањем и искуством као и наведеном литературом.

Стефан Милојевић 335/2016

Садржај:

1. Увод	1
2. Механички преносници	3
2.1 Зупчасти преносници.....	4
3. Планетарни преносници	6
3.1 Историјски развој планетарних преносника	8
3.2 Равињонов планетарни преносник	10
3.4 Означавање планетарних преносника.....	15
4. Кинематика Равињоновог планетарног преносника	16
4.1 Услов монтаже и избор броја зуба зупчаника	16
4.1.1 Избор броја зуба	17
4.1.2 Услов саосности.....	18
4.2 Концепције Равињоновог планетарног преносника	19
4.2.1 Концепција R_{ab}^h	19
4.2.2 Концепција R_{eb}^a	21
4.2.3 Концепција R_{ab}^e	22
4.2.4 Концепција R_{hb}^a	23
4.2.5 Концепција R_{hb}^e	25
4.2.6 Концепција R_{eb}^h	26
5. Прорачун и конструкција Равињоновог планетарног преносника	28
5.1 Прорачун зупчаника	28
5.1.1 Прорачун зупчастог пара $a-g$	28
5.1.2 Прорачун зупчастог пара $b-f$	30
5.1.3 Прорачун зупчастог пара $e-f$	33
5.2 Прорачун вратила	36
5.2.1 I улазно вратило	36
5.2.2 II улазно вратило.....	38
5.2.3 III улазно вратило	41
5.2.4 Излазно вратило.....	43
5.3 Прорачун лежаја.....	46
5.3.1 Прорачун лежаја на улазном вратилу	46
5.3.2 Прорачун лежаја на носачу сателита	47
5.3.4 Прорачун лежаја на излазном вратилу	49
5.4 Анализа сила.....	51
5.5 Моделирање Равињоновог планетарног преносника	52
6. Анализа резултата	55
7. Закључак.....	59
8. Литература	60
Прилог	61

Abstract

In the work planetary gears are presented, their advantages and disadvantages, as well as the field of application. The focus of work is on Ravigneaux planetary gearset. Historical development of planetary gears is given, as well as the field of application. A complete calculation of the Ravigneaux planetary gearset is made, as well as its modeling. Since this gearset is most often used as a gearbox, as there is a possibility to get as many as 7 different transmission ratios, the forces and moments that burden its elements in one of these transmissions are analyzed. At the end of the work, there is an analysis that shows a change in the degree of safety with the reduction of the module and the width of the gears.

Key words: mechanical power transmissions, gear, planetary gear, planetary mechanism, Ravigneaux planetary gearset

Резиме

У раду су приказани планетарни преносници, њихове предности и мане, као и област примене. Тежиште рада је на Равињоновом планетарном преноснику. Дат је историјски развој планетарних преносника, као и област примене. Урађен је комплетан прорачун Равињоновог планетарног преносника, као и његово моделирање. Пошто се овај преносник користи најчешће као мењач, јер постоји могућност да се добије чак 7 различитих преносних односа, анализиране су силе и моменти који оптерећују његове елементе у једном од тих преноса. На крају рада дата је анализа која показује промену степена сигурности са смањењем модула и ширине зупчаника.

Кључне речи: механички преносници снаге, зупчасти преносник, планетарни преносник, планетарни механизам, Равињонов планетарни преносник

1. Увод

Пренос механичке енергије од погонске до радне машине врши се посредством трансмисионих вратила, спојница и преносника. За разлику од трансмисионих вратила и спојница, преносницима је могуће вршити трансформацију броја обртаја, обртног момента, а понекада и смера обртања. Радне машине углавном раде при nižем броју обртаја у односу на погонске, при чему захтевају знатно веће вредности обртних момената. Код неких транспортних система, положај оса вратила и међусобно растојање погонске и радне машине се мења у току експлоатације, а понекад је и неопходна промена броја обртаја радне машине у самом процесу експлоатације. Из наведених разлога, преносници имају изузетно велику примену у савременој машиноградњи, [1].

Преносници снаге морају да испуне следеће задатке:

- да регулишу обртни момент, број обртаја, смер обртања у зависности од врсте спољашњег оптерећења,
- да регулишу радне карактеристике пумпи, компресора итд.,
- да изврше сумирање потребне снаге мотора при групном погону више различитих уређаја,
- да обезбеде миран старт и заштиту од преоптерећења погонског мотора.

Улога преносника снаге приказана је на слици 1.1.



Слика 1.1 - Улога преносника снаге

Пренос енергије и механичког кретања се може остварити на више начина и различитим преносним механизмима, па се стога и преносници деле на, [2]:

- механичке,
- електричне,
- хидрауличке,
- пнеуматске,
- комбиноване, и
- хибридне.

Механички преносници преносе кретање и обртни момент помоћу тзв. везе обликом (зупчасти, ланчани, зупчасти каишини преносници,...) или трењем (фрикциони преносници, каишини преносници, ...).

Електрични преносници су преносници код којих се обртни момент преноси електричним путем. Основни принцип рада електричних преносника је промена улазних параметара електромотора (напона или фреквенције) што директно утиче на промену његовог броја обртаја и обртног момента. Електрични преносници се најчешће користе када је потребан континуално променљив преносни однос.

Код хидрауличких преносника обртни момент се преноси помоћу течности, а код пнеуматских помоћу гасова. Треба напоменути да су флуиди и једних и других обично под притиском.

С обзиром на променљивост преносног односа, разликују се:

- преносници са константним преносним односом (пројектовани само за један преносни однос),
- преносници са степенасто променљивим преносним односом (мењачи) и
- преносници са континуално променљивим преносним односом (варијатори), [1].

У зависности од величине радног преносног односа преносника разликују се:

- редуктори,
- мултипликатори и
- једноставни преносници (*преносни однос 1*).

Сви преносници независно од поделе служе да пренесу снагу са погонске на радну машину и да при томе број обртаја и обртни момент на вратилу погонске машине прилагоди потребном броју обртаја и обртном моменту на вратилу радне машине.

Међу свим механичким преносницима, захваљујући својим dobrим радним карактеристикама, највећу примену имају зупчасти преносници. Предност зупчастих преносника су:

- константан преносни однос,
- велики степен корисног дејства (*осим хиперболоидних зупчастих парова*),
- велика издржљивост и трајност у раду,
- компактна конструкција,
- велика поузданост, ... [1]

2. Механички преносници

Механички преносници су механизми који служе за пренос механичке енергије, уз промену брзине кретања и одговарајућу промену обртног момента, а понекад и уз промену облика и закона кретања. У општем случају механички преносници се користе за велике снаге и за постизање великих преносних односа између улазног и излазног вратила преносника. Механички преносник састоји се од једног или више различитих преноса. Механичка енергија се преноси преко машинских делова разних врста и облика, међусобним додиривањем или спрезањем. Ови машински делови чине радне или посредничке органе преноса или преносника. Механички преносници снаге деле се на, [3]:

- ланчане,
- зупчасте,
- каишне (ремене) и
- фриксионе.

Под основним карактеристикама механичког преносника подразумева се, [4]:

- радни преносни однос преносника,
- општа једначина кретања преносника,
- оптерећење преносника (снага, обртни momenti и степен искоришћења) и
- закони промене оптерећења радних органа преносника, режим оптерећења преносника.

У радне органе преносника или преноса улазе: фриксиони точкови, зупчаници, каишници и ланчаници. У посредничке органе улазе: каиш и ланац, а понекад (код преносника са сателитом) и фриксиони точкови, односно зупчаници. Према броју парова радних органа преносника, разликују се:

- једноступени преносници и
- вишеступени преносници (са више једнаких или различитих преноса).

С обзиром на кретање оса радних органа преносника у простору, механички преносници могу бити:

- са непокретним осама радних органа преносника (стални и прикључни преносници) и
- са покретним осама сателита (планетарни и диференцијални преносници).

Према сложености, механичке преноснике можемо поделити на:

- једноставне и
- сложене преноснике (са више различитих преноса или преносника).

Према међусобном положају оса улазног и излазног вратила, преносници могу да буду:

- са паралелним осама,

- са осама које се секу и
- са осама које се мимоилазе.

Тип преносника зависи од вредности радног преносног односа преносника i , тј. од односа угаоне брзине погонског - улазног радног органа и угаоне брзине гоњеног - излазног радног органа преносника. Узимајући у обзир ове зависности разликујемо следеће типове преносника, [5]:

- редуктор - радни преносни однос i је непроменљив и већи од један па преносник смањује (редукује) угаону брзину, односно број обртаја идући од улазног ка излазном радном органу;
- мултипликатор - радни преносни однос i је непроменљив и мањи од један па преносник увећава (мултиплицира) угаону брзину, односно број обртаја идући од улазног ка излазном радном органу;
- варијатор брзине (варијатор) - угаона брзина, односно број обртаја излазног радног органа преносника мења се у одређеном дијапазону регулисања континуално са безброј промена угаоне брзине.

2.1 Зупчасти преносници

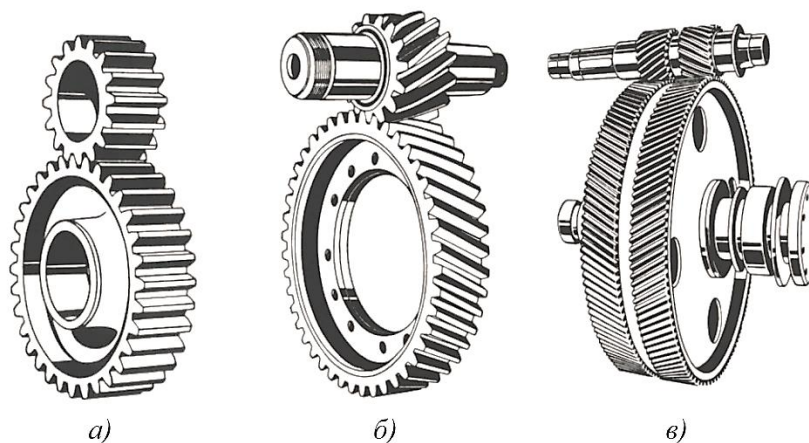
Зупчасти преносници преносе кретање и обртни момент са једног вратила на друго помоћу тзв. везе обликом, коју чини спрега зуба зупчаника. При томе се врши и одређена трансформација броја обртаја и обртног момента. Најједноставнији зупчасти преносник састоји се од два зупчаника у спрези који чине зупчасти пар. Један од ова два зупчаника је погонски, а други гоњени. Погонски зупчаник преноси кретање и обртни момент на гоњени зупчаник. Зупчасти преносни парови одликују се, [6]:

- тачним преносним односом,
- малим габаритима у односу на оптерећења која преносе,
- високим степеном искоришћења,
- високом издржљивошћу и трајношћу.

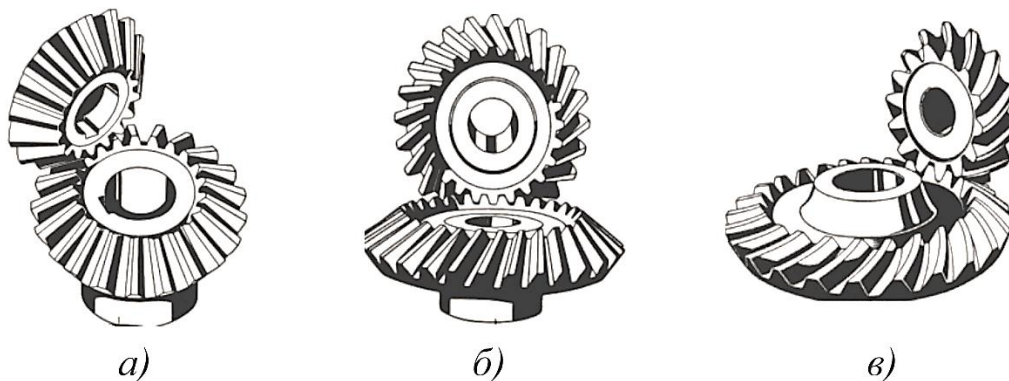
Зупчасти преносници представљају најраспрострањенију и најважнију групу механичких преносника. Област примене им је врло широка - од механизма код часовника до трансмисије код хеликоптера и других механичких система, [3].

Према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се, [6]:

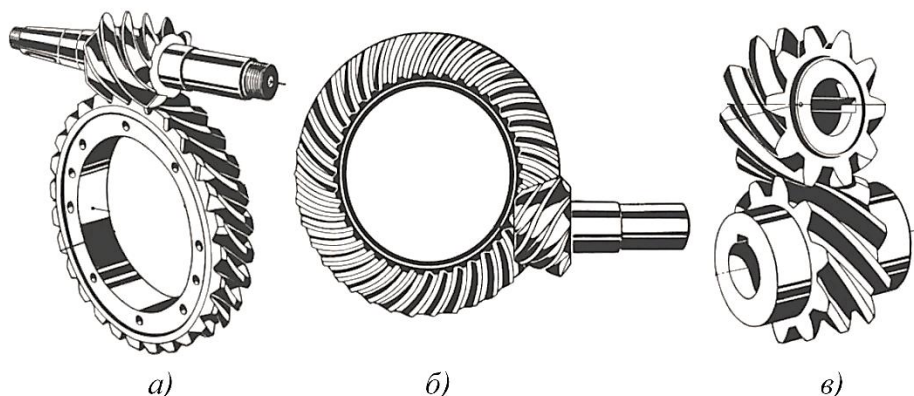
- цилиндрични зупчасти парови - зупчасти преносници код којих су осе вратила паралелне (слика 2.1),
- конични зупчасти парови - зупчасти преносници код којих се осе вратила секу (слика 2.2),
- хиперболоидни зупчасти парови - зупчасти преносници код којих се осе вратила мимоилазе (слика 2.3).



Слика 2.1 - Цилиндрични зупчаници: а) са правим зупцима; б) са косим зупцима; в) са стреластим зупцима [6]



Слика 2.2 - Конични зупчаници: а) са правим зупцима; б) са косим зупцима; в) са завојним зупцима [6]



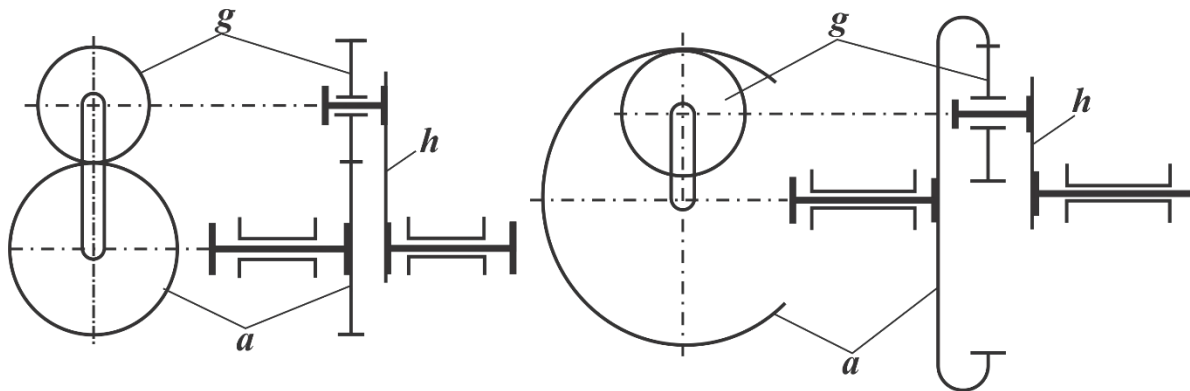
Слика 2.3 - Хиперболоидни зупчаници: а) пужни пар; б) хипоидни пар; в) вијчаници [6]

Недостатак зупчастих преносника је потреба за великом тачношћу израде, хабање и трошење у раду, велика крутост у преносу снаге, вибрације и бука. Због буке и вибрација погодно је на улазу зупчастих преносника поставити еластичну спојницу.

Област примене зупчастих преносника је веома широка, почев од прецизних апарата, као што су часовници, до огромних машина. Зато се зупчasti преносници по облику, конструкцији и изради значајно разликују, [3].

3. Планетарни преносници

Механизми састављени од зупчаника или фрикционих точкова, а у којима је геометријска оса макар једног зупчаника или точка покретна, називају се планетарним механизмима. Битно је нагласити да се основни кинематски закони зупчаних планетарних механизма, у извесној мери, односе и на фрикционе планетарне механизме. Елементарни планетарни механизми са спољашњим и унутрашњим спрезањем зупчаника могу се представити као на слици 3.1.



Слика 3.1. Елементарни планетарни механизам [1]

Зупчаник (*a*) чија се оса поклапа са основном осом механизма и који се обрће само око своје осе, назива се централним зупчаником. Зупчаник (*g*) је у спрези са зупчаником (*a*) и обрће се око своје осе, а истовремено се са чланом (*h*) обрће око осе зупчаника (*a*). На тај се начин зупчаник (*g*) који се назива сателит, креће релативно око своје осе и заједно са њом око основне (*централне*) осе механизма.

Члан планетарног механизма у коме су постављене осовине зупчаника са покретним осама (*сателити*) назива се носачем (*h*). Оса око које се обрће носач назива се основна или централна оса. Укупно кретање елемената планетарног механизма слично је кретању планета, па отуда потиче и назив механизма. Чланови планетарног механизма чије се осе поклапају са основном осом и примају оптерећење од спољашњег момента, називају се основним члановима. Планетарни механизам може имати један или неколико сателита једнаких димензија, који могу бити једнострано или двострано озубљени (*двојни сателити*), [1].

Да би механизам са слике 3.2. постао преносник потребно је увести још један централни зупчаник као и онемогућити кретање око централне осе једног од елемената.

Планетарни преносници припадају групи механичких преносника чија је примена најпре ексклузивно базирана у неким решењима транспортних и ратних средстава. Касније се њихова примена преноси на алатне машине и инструменте, да би данас била интензивно пренета на широки спектар индустријских производа. Разлози интензивније примене планетарних преносника леже пре свега у предностима које ова врста преносника уноси у машинске системе у које се уграђује, а то су:

- велики преносни односи,
- могућност поделе снаге на погонском вратилу на више гоњених вратила и обратно,
- могућност постизања различитих преносних односа,

- компактност и др.

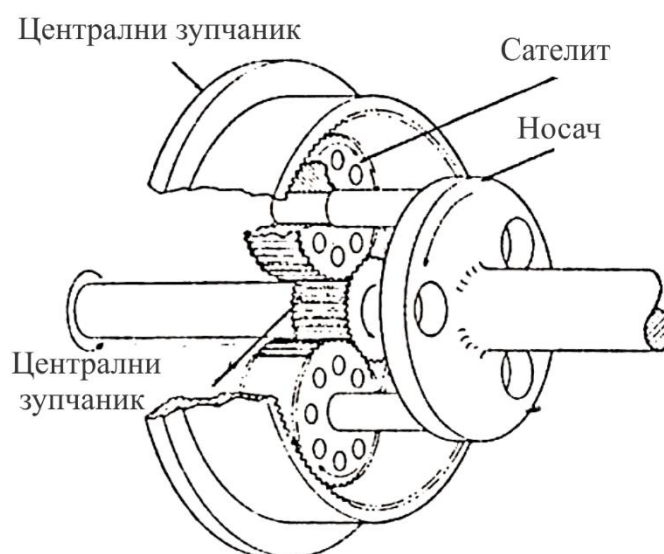
Ови преносници могу постићи огромне преносне односе, али потребно је напоменути и да се тиме смањује степен искоришћења. Могућност да се простор између централних зупчаника попуни већим бројем сателита обезбеђује добро искоришћење унутрашњег простора и омогућава компактну конструкцију планетарних преносника. Примена више сателита омогућује да се оптерећење преноси истовремено са већим бројем зуба, што доводи до смањења оптерећења и избора мањих модула.

Захваљујући оваквим особинама планетарни преносници су два до три пута лакши од класичних редуктора исте снаге и преносног односа. Оправданим захтевима снижења маса и габаритних димензија одговарају погони са планетарним преносницима.

Поред низа наведених предности, планетарни преносници имају и битне недостатке:

- компликованији су од класичних преносника,
- сложене су кинематике,
- осетљиви су на промену међуосног растојања,
- могућа је појава допунских сила услед недовољне тачности расподеле оптерећења између сателита,
- захтевају високу тачност при изради и монтажи јер то такође може да допринесе појави допунских оптерећења на зупчанике, ...

Оно што разликује планетарне преноснике у односу на остале је постојање члана који се обрће око своје осе, а истовремено и заједно са другим члановима око централног члана и централне осе. Кретање је по својим карактеристикама слично кретању планета, па отуд и назив преносника, [7].



Слика 3.2 - Планетарни механизам [7]

3.1 Историјски развој планетарних преносника

За сада се зна да су планетарни механизми први пут коришћени пре више од две хиљаде година. Доказ томе су остаци механизма кога су 1901. године пронашли грчки ловци на сунђере у близини острва Антикитера, по коме је и добио свој познати назив „механизам из Антикитере“. Сматра се и првим аналогним рачунаром, јер је уз помоћ преко 30 зупчаника и разних механизма приказивао положаја сунца, месеца и пет планета око земље.

Налазио се на олупини римског брода који је превозио уметничка дела и драгоцености у Рим. Због промене средине у којој се налазио хиљадама година, остаци су у крхком стању (слика 3.3.) и чувају се у заштићеном простору од спољашњег утицаја у погодној средини у Националном археолошком музеју у Атини, [8].

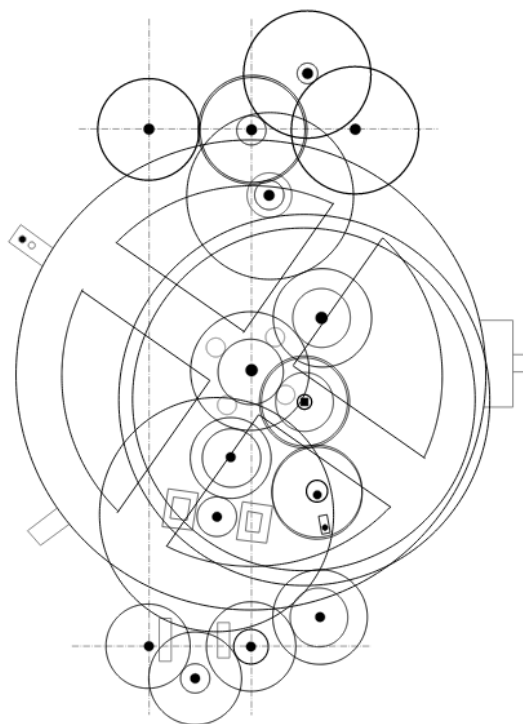


Слика 3.3 - Остаци механизма који су пронађени [8]

На основу досадашњих истраживања, сматра се да је механизам (слика 3.4.) из Антикитере заправо аналогни рачунар за одређивање кретања планета кроз зодијак по египатском календару. Вероватно је био један од првих аналогних рачунара који су икада направљени. Када би се унео неки датум помоћу ручице, механизам је на бројчаницима показивао положај планета, Сунца и Месеца за тај дан. На предњој страни механизма налази се бројчаник са две угравираних скале. Једна је фиксирана и на њој су нацртани знакови зодијака, док покретни прстен показује месеце у години. Слова угравираних на скали зодијака одговарају знацима на тањиру са календаром. Употреба за то доба напредних диференцијалних зупчаника у унутрашњости механизма омогућавала је да се положај небеских тела израчунава сабирањем и одузимањем угаоних брзина зупчаника.

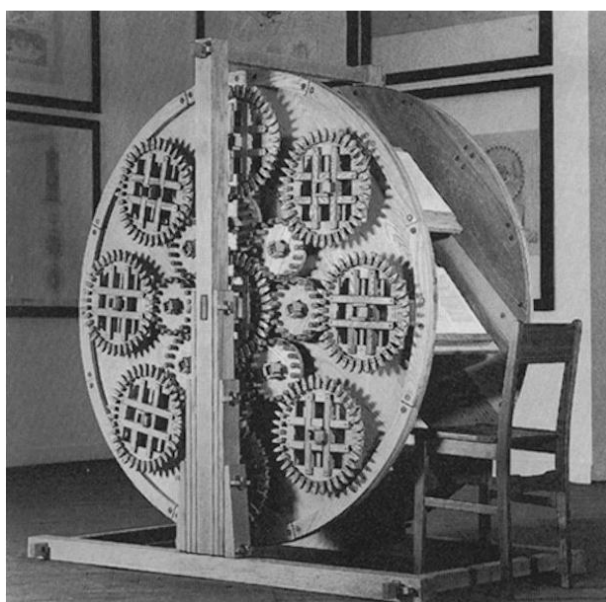
Механизам је заснован на геоцентричним моделима кретања тела у Сунчевом систему који су у то доба били распрострањени и које је у другом веку нове ере систематизовао Клаудије Птоломеј. Према геоцентричним моделима, планете су се кретале око Земље по кружним путањама, али су на тим круговима описивале и мале кружнице, такозване епицикле. Механизам попут овог из Антикитере могао је прецизно

да репродукује кретање Сунца и Месеца на основу епицикличног модела који је развио Хипарх, док су кретања Меркура и Венере могла бити заснована на моделу Аполонија из Пергама, [9].



Слика 3.4 - Механизам из Антикитере [9]

Ричард од Валингфорда (*Richard of Wallingford*), енглески игуман у манастиру светог Албанса заслужан је за коришћење планетарног механизма у сврху прављења астрономског сата у 14. веку. Тек касније 1588. године, италијански војни инжењер Агостино Рамели (*Agostino Ramelli*) измислио је машину (слика 3.5.) која олакшава читање тешких књига, која стоји у вертикалном положају и омогућава кориснику лако обртање великог точка у коме се налазе књиге, а као механизам искоришћен је планетарни механизам, [10].



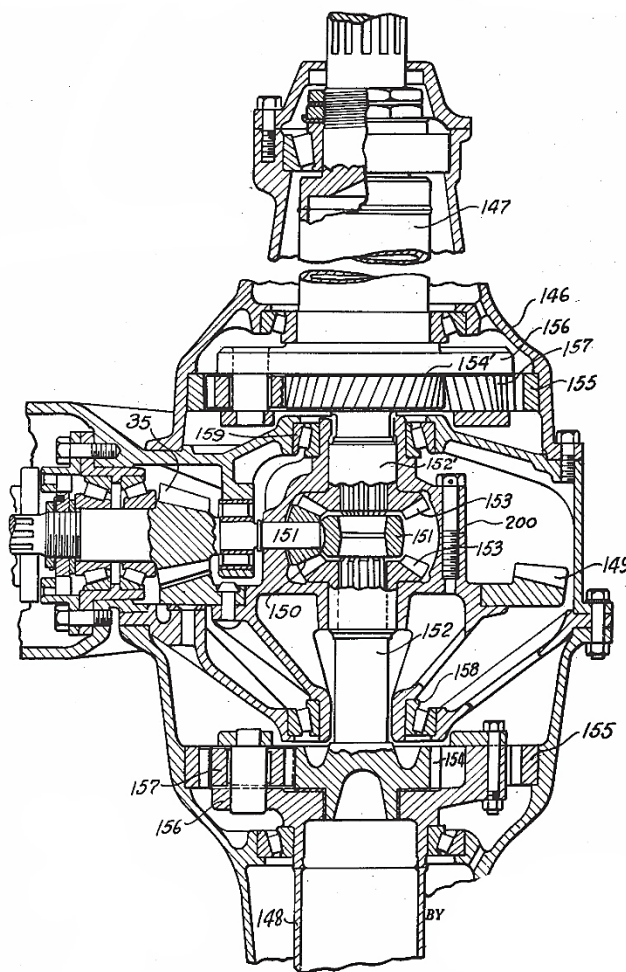
Слика 3.5 - Машина Агостина Рамелија [10]

3.2 Равињонов планетарни преносник

Поред степенстих мењача са непокретним осама вратила, који се врло често називају класични мењачи, на моторним возилима свих врста и намена, последњих година све више се користе механички мењачи са покретним осама вратила или планетарни преносници. Ову врсту мењача одликују многе предности у погледу века трајања, комплексности израде, растерећења лежајева, малих габарита. Они поред тога пружају и врло повољне услове за промену степена преноса без прекида у преношењу снаге, што представља један од битних услова за аутоматизацију командовања мењачем.

Овај тип мењачког преносника има предност у односу на мењачке преноснике са непокретним осама. Посебна предност овога типа мењачког преносника је што омогућава промену степена преноса без прекида везе са мотором. Ово је посебно важно код возила која имају уграђену хидродинамичку спојницу или хидродинамички мењачки преносник. Овакви мењачки преносници могу се извести са унутрашњим и спољашњим озубљењем, [11].

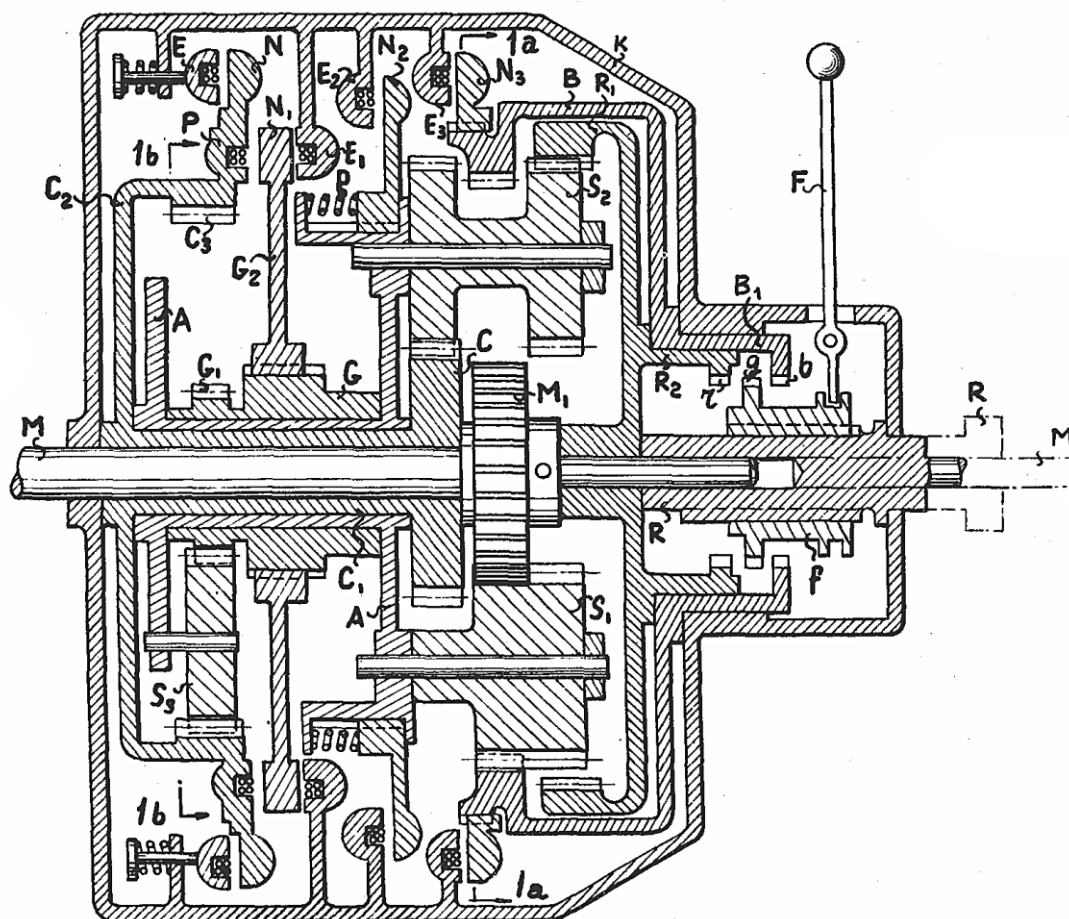
Равињонов планетарни механизам (*Ravigneaux gearset*) је дупли планетарни механизам кога је измислио Пол Равињон (*Pol Ravigneaux*). Овај механизам патентиран је 28. јула 1949. године у Француској. Настао је као последица унапређивања претходних мењачких преносника, као што је Симпсонов. Симпсонов планетарни механизам патентиран 1944. године приказан је на слици 3.6.



Слика 3.6 - Симпсонов планетарни механизам [12]

Симпсонов планетарни преносник састоји се од два спојена планетарна механизма која имају исте зупчанике и преносне односе. Овај механизам има 4 брзине од којих је једна рикверц. Осмислио га је амерички инжењер Хауард Симпсон (*Howard Simpson*). [12]

Пример Равињоновог планетарног механизма патентираног 1949. године приказан је на слици 3.7.



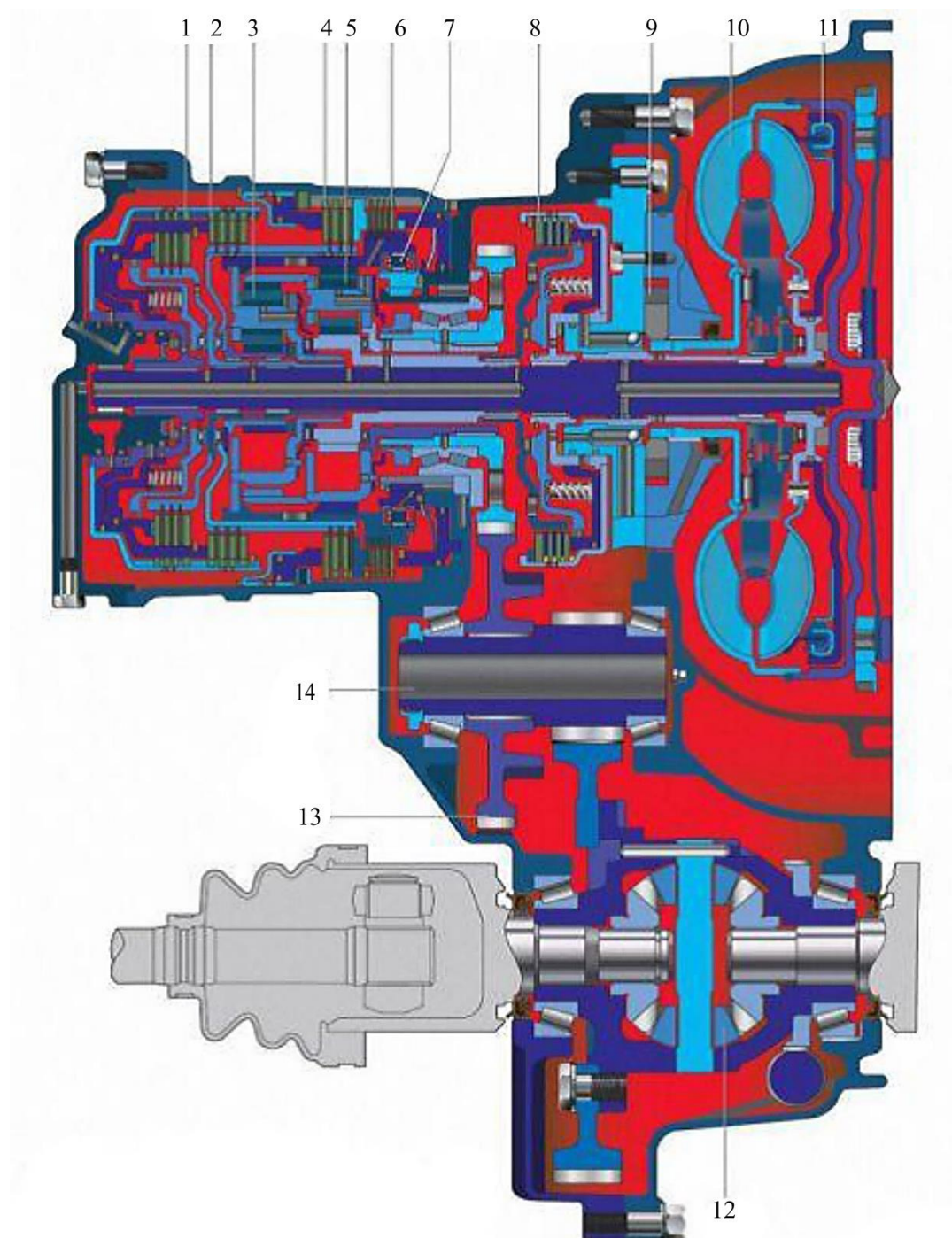
Слика 3.7 - Пример Равињоновог планетарног механизма [13]

Састоји се од два централна зупчаника са спољашњим озубљењем и једног централног зупчаника са унутрашњим озубљењем, између којих се налазе два сателита повезаних једним носачем. [14]

3.3 Примена Равињоновог планетарног преносника

Примена планетарних преносника је отежана због употребе пратећих елемената који омогућују искључивање/укључивање или заустављање појединих елемената преносника, а што поскупљује саму конструкцију и чини је сложенијом.

Као пример ће бити дат приказ аутоматског мењача возила Хјундаи Соларис (*Hyundai Solaris*), возила кога покреће мотор од 1,4 или 1,6 литара, а који користи четворостепени аутоматски мењач ознаке A4CF1, [15]. Овај мењач приказан је на слици 3.8.



Слика 3.8 - Четворостепени аутоматски мењач ознаке A4CF1 [15]

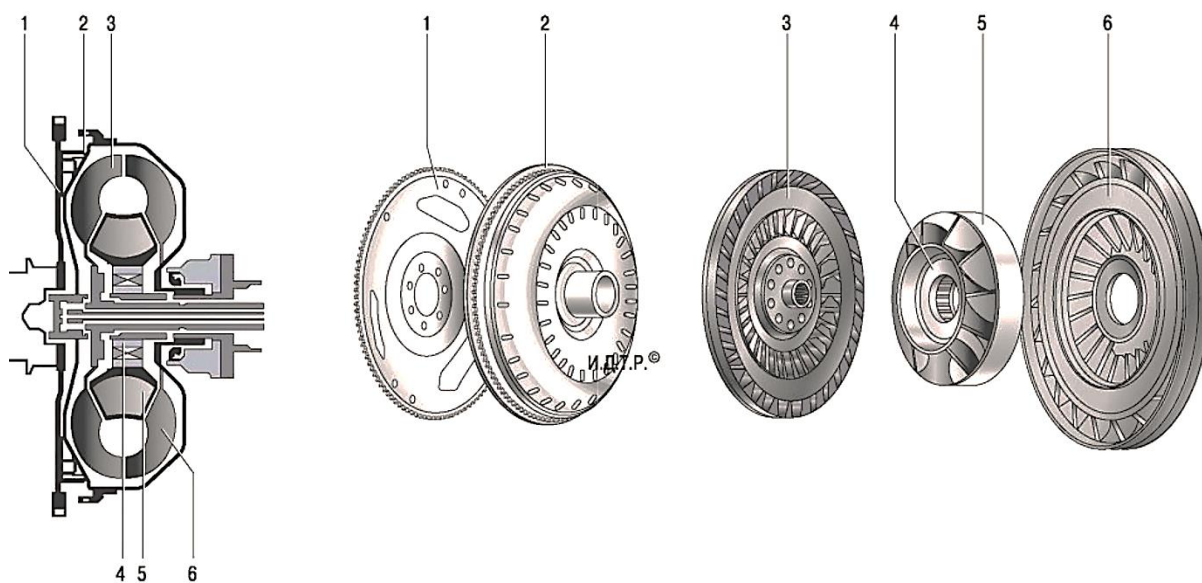
Аутоматски мењач чине:

1. спојница за повећање степена преноса,
2. спојница хода уназад,
3. задњи планетарни преносник,
4. кочница другог преноса,
5. предњи планетарни преносник,
6. кочница првог преноса и преноса хода уназад,
7. везна/прелазна спојница,
8. спојница за снижење степена преноса,
9. пумпа уља,

10. хидротрансформатор,
11. кочница спојнице хидротрансформатора,
12. међусовински диференцијални преносник,
13. погонски зупчаник, и
14. вратило погонског зупчаника.

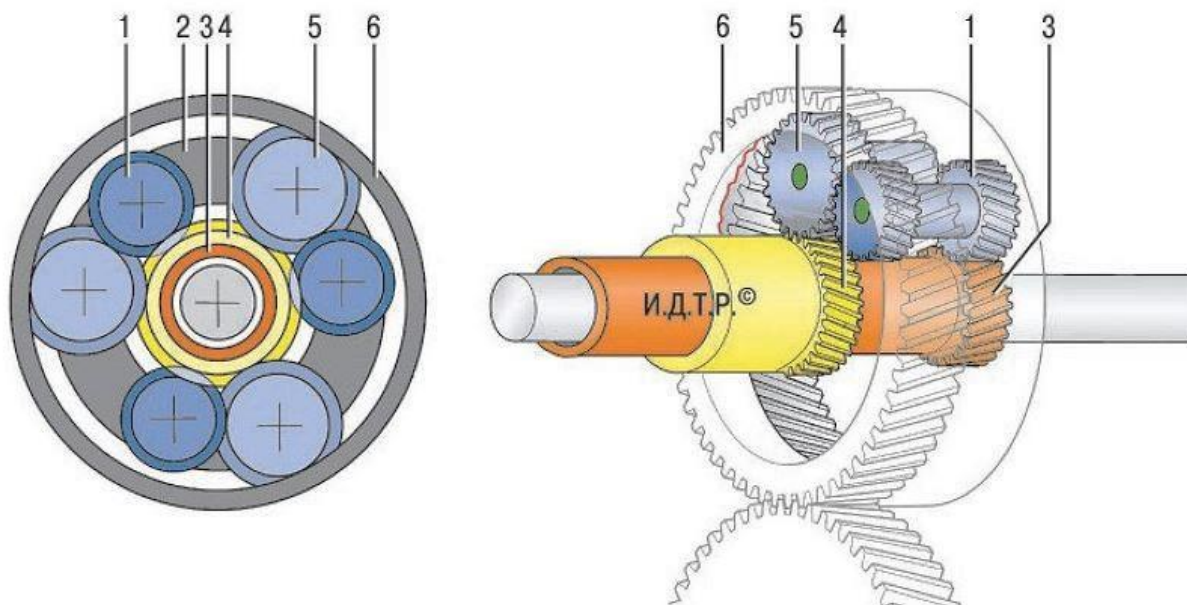
Аутоматски преносник је састављен по уобичајеној шеми фрикционе спојнице преноса кретања и снаге са коленастог вратила мотора преко хидротрансформатора. Аутоматски преносник се састоји од хидротрансформатора, уљне пумпе, планетарног редуктора, мулти-диск спојнице, мулти-диск кочнице и управљачких вентила.

Хидротрансформатор (слика 3.9.) има основну улогу да повеже мотор са механизмом преносника, повећавајући почетни обртни момент у почетку кретања аутомобила. Кућиште хидротрансформатора је спојено са коленастим вратилом мотора преко водећег диска (1) који се при раду мотора непрестано окреће. Унутрашњост хидротрансформатора је испуњена хидрауличним радним уљем за аутоматске преноснике. Мотор окреће хидротрансформатор и коло са лопатицама (6), што са своје стране доводи до кретања хидрауличног уља у правцу кретања лопатица. При већим брзинама кола са лопатицама хидраулично уље почиње да гони и остале елементе који су у њега потопљени. Међутим, уколико је разлика брзина окретања кола са лопатицама (6) и турбине (3) превелика, коло реактора (5) може променити смер кретања уља што ће довести до повећања обртног момента. Смањењем разлика брзина окретања кола са лопатицама и турбине смањује се и обртни момент до нивоа обртног момента празног хода.



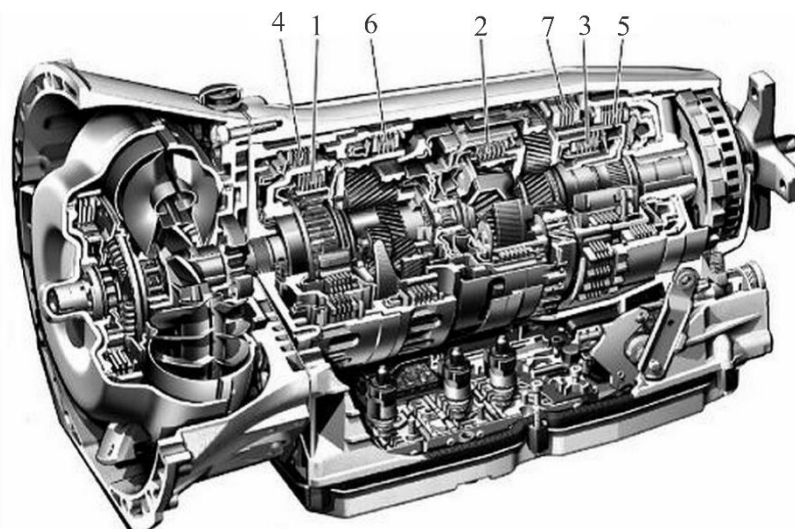
Слика 3.9 - Хидротрансформатор (1. водећи диск; 2. картер хидротрансформатора, 3. турбина; 4. везна/прелазна спојница; 5. реактор; 6. коло са лопатицама.) [15]

Равињонов планетарни преносник (слика 3.10) је зупчasti преносник са спољашњим и унутрашњим озубљењем, који за различите случајеве међусобног кретања елемената обезбеђује различите излазне бројеве обртаја и моменте обртања. [15]



Слика 3.10 - Равињонов планетарни преносник (1. двојни сателит; 2. носач сателита; 3. мали централни зупчаник; 4. велики централни зупчаник; 5. кратки сателит; 6. прстенасти зупчаник) [15]

Равињонов планетарни преносник нашао је примену и у оквиру мењача Мерцедес-Бенц (Mercedes-Benz) W7A 700. Изглед мењача приказан је на слици 3.11. [16]



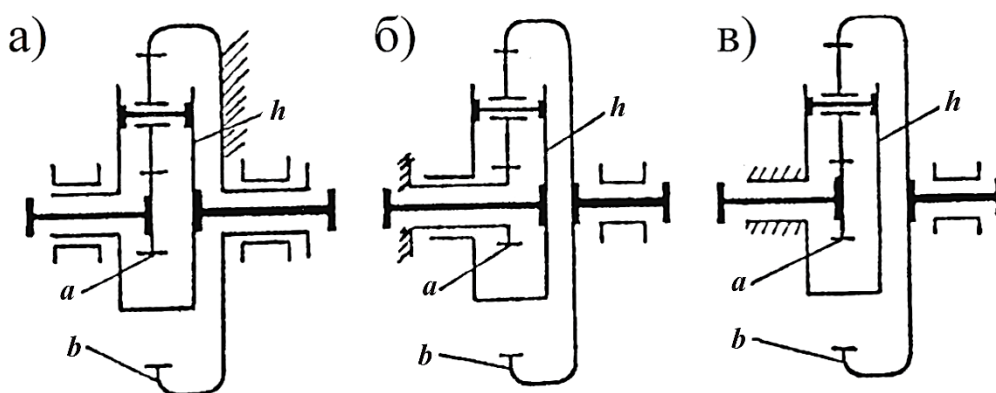
Слика 3.11. Седмостепени аутоматски мењач Мерцедес-Бенц W7A 700 (1÷3 спојнице, 4÷7 кочнице) [16]

Остали примери примене:

- Аутомобил Форд-О-Матик (Ford-O-Matic) са аутоматским мењачем MX, [15]
- Аутомобил Мерцедес-Бенц ЦЛК 500 кабриолет (Mercedes-Benz CLK 500 Cabriolet) са аутоматским мењачем GF27.50-P-5100, [17]
- Аутомобил Kia Sportage III, [18] и
- Аутомобил Ford Mondeo 4, [19].

3.4 Означавање планетарних преносника

Механизми показани на слици 3.12 састављени су од два члана (a и h) чије се осе обртања поклапају са основном осом и не могу се користити за пренос енергије. Додавањем централног зупчаника (b) са унутрашњим озубљењем, добија се планетарни механизам са три члана (a, b, h) чије се осе обртања поклапају са основном осом. Фиксирањем, на пример члана (b), у коме су погонски и гоњени елементи чланови (a) и (h) или (h) и (a) (слика 3.11.а)). Заустављањем члана (h) добијамо планетарни преносник у коме су осе свих зупчаника непокретне. Очигледно да је код планетарних механизма број чланова који се могу користити како за водеће тако и за вођене елементе већи него код класичних, планетарних механизма. Ова корисна специфичност планетарних механизма пружа значајну слободу конструкторима при коначном уобличавању конструкције. [7]



Слика 3.12 - Планетарни механизам са три члана: а) A_{ah}^b , б) A_{hb}^a , в) A_{ab}^h

Управо због особине планетарних преносника да је могуће врло лако променити преносни однос зависно од тога који је елемент закочен, тј. због примене планетарних преносника као мењача настаје потреба за системом означавања. Да би се отклониле недоумице око обележавања преносника и врсте концепције у овом раду пратиће се систем означавања из литературе [7] (слика 3.13).

Концепција $\begin{matrix} \text{фикс.члан} \\ \text{улаз_излаз} \end{matrix}$

Слика 3.13 - Означавање планетарних преносника

Дакле, Равињонов планетарни преносник биће обележен латиничним словом R, а одговарајуће концепције пратиће пример ознаке са слике 3.13.

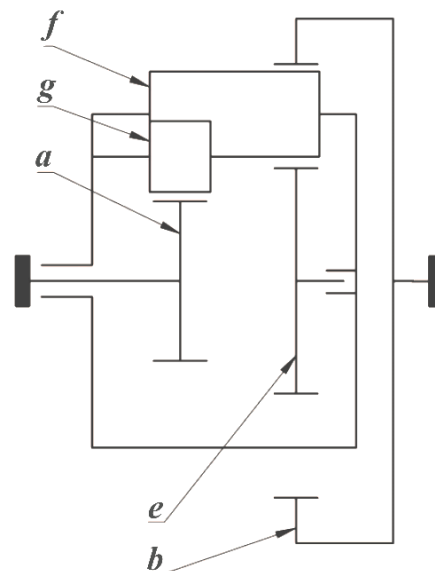
4. Кинематика Равињоновог планетарног преносника

На слици 4.1 приказана је шема Равињоновог преносника, са којих се могу видети ознаке коришћене у општим једначинама кретања:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} (n_e - n_h)$$

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} (n_b - n_h)$$

- n_a - број обртаја улазног централног зупчаника,
- n_b - број обртаја излазног централног зупчаника,
- n_e - број обртаја централног зупчаника (другог централног зупчаника),
- n_h - број обртаја носача сателита,
- m - број спољашњих спрега у преноснику од једног до другог централног зупчаника и
- i_{01}, i_{02} - кинематски преносни однос одговарајућег механичког преносника.



Слика 4.1 - Шема Равињоновог планетарног механизма

За одређивање сопствених бројева обртаја планетних зупчаника коришћена је следећа једнакост:

$$n_s = (-1)^m \cdot i_k \cdot (n_a - n_h)$$

У суштини, Равињонов планетарни преносник спада у групу $3\kappa^3$ преносника, и може се посматрати као комбинација класичног $2\kappa^4$ и обичног преносника. Пошто за спрегу зупчаника у класичним преносницима није потребан никакав специјалан услов сем истог модула, одређивање услова монтаже своди се на концепцију **A** варијанте (*више о A концепцији може се видети у литератури [7]*).

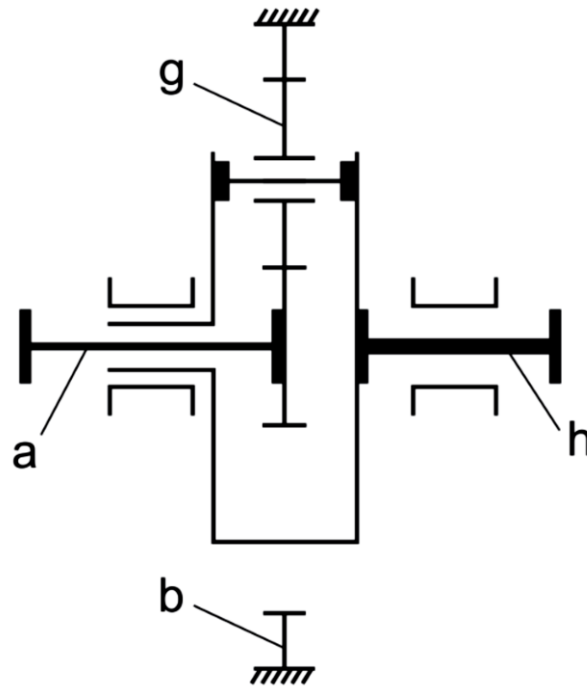
4.1 Услов монтаже и избор броја зуба зупчаника

Пројектовање планетарних преносника подразумева, као правило, и успешну примену параметарске оптимизације. Један од независно променљивих параметара је и број зуба зупчаника.

Правилан и исправан избор броја зуба зупчаника је веома значајан и не тако лак корак у пројектовању планетарних преносника. Неопходно је приметити да се исти или блиски преносни однос може постићи различитим бројевима зуба.

Да би се осигурало реално извођење било ког планетарног преносника потребно је обратити пажњу на услов суседства, услов саосности, услов спрезања и још неких допунских услова који могу бити наметнути захтевима конструкције. У претходном поглављу речено је да је избор броја зуба сведен на задовољавање потреба А концепције (слика 4.2). Очигледно је да је избор броја зуба зупчаника планетарних преносника резултат бројних компромиса уз уважавање бројних постављених захтева.

Најчешће избор броја зуба зупчаника планетарних преносника започиње успостављањем везе између броја зуба централног зупчаника и осталих зупчаника, коришћењем већ задатих или усвојених преносних односа.



Слика 4.2 - А концепција планетарног преносника

4.1.1 Избор броја зуба

Избор броја зуба започиње усвајањем броја зуба централног зупчаника a и у овом случају усвојено је:

$$z_a = 40$$

Полази се од општег обрасца:

$$D = \frac{i_1}{i_2}$$

$$i_1 = \frac{i_{pp}}{i_2}$$

где су: i_1, i_2 - парцијални преносни односи,

$i_{pp} = 3$ - укупни преносни однос.

Потом следи:

$$D = \frac{i_{pp}}{i_2} = \frac{i_{pp}}{i_2^2}$$

$$i_2^2 = \frac{i_{pp}}{D} \Rightarrow i_2 = \sqrt{\frac{i_{pp}}{D}} = \sqrt{\frac{3}{0,08}} = 6,12$$

Па се увођењем у претходну једначину добија:

$$i_1 = \frac{3}{6,12} = 0,49$$

$$i_1 = \frac{z_g}{z_a} \Rightarrow z_g = z_a \cdot i_1 = 40 \cdot 0,49 = 19,59$$

Усваја се $\boxed{z_g = z_f = 20}$.

4.1.2 Услов саосности

Услов саосности обезбеђује једнакост свих осних растојања у спрегнутим зупчастим паровима, односно поклапање оса централних зупчаника са основном осом. Услови саосности се углавном изражавају преко броја зуба.

Полази се од претпоставке да дужине одговарајућих подеоних пречника зупчаника треба да буду једнаке.

Први услов саосности гласи:

$$d_e = \frac{d_a}{2} + d_g$$

Да би зупчаници били у спрези потребно је да они имају исти модул тј:

$$m_e = m_a = m_g = m = \text{const.}$$

Из наведених претпоставки добија се:

$$m \cdot z_e = \frac{m \cdot z_a}{2} + m \cdot z_g / : m$$

$$z_e = \left(\frac{z_a}{2} + z_g \right) \cdot 2$$

$$z_e = \left(\frac{40}{2} + 20 \right) \cdot 2$$

$$\boxed{z_e = 80}$$

Други услов саосности гласи:

$$d_b = \frac{d_a}{2} + d_g + d_f$$

Да би зупчаници били у спрези потребно је да они имају исти модул тј:

$$m_a = m_g = m_f = m_b = m = \text{const.}$$

Из наведених претпоставки добија се:

$$m \cdot z_b = \frac{m \cdot z_a}{2} + m \cdot z_g + m \cdot z_f / : m$$

$$z_b = \left(\frac{z_a}{2} + z_g + z_f \right) \cdot 2$$

$$z_b = \left(\frac{40}{2} + 20 + 20 \right) \cdot 2$$

$$z_b = 120$$

Након што су задовољени сви услови, усвојени бројеви зуба су:

$$z_a = 40$$

$$z_g = z_f = 20$$

$$z_e = 80$$

$$z_b = 120.$$

4.2 Концепције Равињоновог планетарног преносника

Коришћењем различитих спојница и кочница могуће је закочити један од елемената преносника и на тај начин постићи одређен преносни однос, чак и променити смер обртања излазног зупчаника. Управо због ових могућности и релативно малих димензија, Равињонов преносник има огромну примену у аутомобилској индустрији. У табели 4.1 су приказане концепције Равињоновог планетарног преносника.

Табела 4.1: Концепције Равињоновог планетарног преносника

		Улаз	Излаз	Непокретан
I концепција	R_{ab}^h	a	b	h
II концепција	R_{eb}^a	e	b	a
III концепција	R_{ab}^e	a	b	e
IV концепција	R_{hb}^a	h	b	a
V концепција		b	b	цео планетарац
VI концепција	R_{hb}^e	h	b	e
VII концепција	R_{eb}^h	e	b	h

4.2.1 Концепција R_{ab}^h

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је закочен носач h . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_a, n_{izl} = n_b, n_{cz2} = n_e$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_e - n_h)$$

где су:

$$i_{01} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_e}{z_f} = \frac{z_e}{z_a}, \quad m_1 = 3, \quad n_h = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника e ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника e ,
- $n_h = 0$ - јер је носач h непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_a = (-1)^3 \cdot i_{01} \cdot n_e$$

$$n_a = -i_{01} \cdot n_e$$

$$n_a = -\frac{z_e}{z_a} \cdot n_e$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_e}, \quad m_2 = 1, \quad n_h = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника b ,
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника b ,
- $n_h = 0$ - јер је носач h непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_e = (-1)^1 \cdot i_{02} \cdot n_b$$

$$n_e = -i_{02} \cdot n_b$$

$$n_b = -\frac{z_e}{z_b} \cdot n_e$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_a}{n_n} = \frac{\frac{z_e}{z_a} \cdot n_e}{\frac{z_e}{z_b} \cdot n_e} = \frac{z_b}{z_a} = \frac{120}{40} = 3$$

4.2.2 Концепција R_{eb}^a

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је закочен централни зупчаник a . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_e$, $n_{izl} = n_b$, $n_{cz2} = n_a$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_a - n_h)$$

где су:

$$i_{01} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_g}{z_f} \cdot \frac{z_a}{z_f} = \frac{z_a}{z_e}, \quad m_1 = 3, \quad n_a = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника a ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника a ,
- $n_a = 0$ - јер је зупчаник a непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_e - n_h = -i_{01} \cdot (-n_h)$$

$$n_e = n_h \cdot (i_{01} + 1)$$

$$n_h = n_e \frac{1}{i_{01} + 1}$$

$$\boxed{n_h = \frac{z_e}{z_a + z_e} \cdot n_e}$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_a}, \quad m_2 = 2, \quad n_a = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника b , и
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника b ,
- $n_a = 0$ - јер је зупчаник a непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$-n_h = i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

$$i_{02} \cdot n_b = i_{02} \cdot n_h - n_h$$

$$n_b = \frac{i_{02} - 1}{i_{02}} \cdot n_h = \frac{\frac{z_b}{z_a} - 1}{\frac{z_b}{z_1}} \cdot n_e \cdot \frac{z_e}{z_a + z_4}$$

$$n_b = n_e \frac{z_e \cdot (z_b - z_a)}{z_b \cdot (z_a + z_e)}$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_e}{n_b} = \frac{n_e}{n_4 \cdot \frac{z_e \cdot (z_b - z_a)}{z_b \cdot (z_a + z_e)}} = \frac{z_b \cdot (z_a + z_e)}{z_e \cdot (z_b - z_a)} = \frac{120 \cdot (40 + 80)}{80 \cdot (120 - 40)} = 2,25$$

4.2.3 Концепција R_{ab}^e

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је заочен централни зупчаник e . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_a$, $n_{izl} = n_b$, $n_{cz2} = n_e$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_e - n_h)$$

где су:

$$i_{01} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_e}{z_f} = \frac{z_e}{z_a}, \quad m_1 = 3, \quad n_e = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника e ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника e ,
- $n_e = 0$ - јер је зупчаник e непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_a - n_h = (-1)^3 \cdot i_{01} \cdot (-n_h)$$

$$n_a - n_h = n_h \cdot i_{01}$$

$$n_a = n_h (1 + i_{01})$$

$$n_a = n_h \left(1 + \frac{z_e}{z_a} \right)$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_e}, \quad m_2 = 1, \quad n_e = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника b ,
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника b ,
- $n_e = 0$ - јер је зупчаник e непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$-n_h = (-1)^1 \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

$$-n_h = -i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

$$n_h = -i_{02} \cdot n_h + i_{02} \cdot n_b$$

$$n_b = \frac{i_{02} + 1}{i_{02}} \cdot n_h$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_a}{n_b} = \frac{1 + \frac{z_e}{z_a}}{\frac{z_b}{z_e} + 1} = \frac{1 + \frac{80}{40}}{\frac{120}{80} + 1} = \frac{3}{2,5} = 1,8$$

4.2.4 Концепција R_{hb}^a

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је заочен централни зупчаник a . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_a$, $n_{izl} = n_b$, $n_{cz2} = n_e$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_e - n_h)$$

где су:

$$i_{01} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_e}{z_f} = \frac{z_e}{z_a}, \quad m_1 = 3, \quad n_a = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника e ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника e ,
- $n_a = 0$ - јер је зупчаник a непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$-n_h = -i_{01} \cdot n_a + i_{01} \cdot n_h$$

$$i_{01} \cdot n_e = n_h \cdot (i_{01} + 1)$$

$$n_e = n_h \cdot \frac{i_{01} + 1}{i_{01}} = n_h \cdot \frac{\frac{z_e + z_a}{z_a} + 1}{\frac{z_e}{z_a}}$$

$$\boxed{n_e = n_h \cdot \frac{z_e + z_a}{z_e}}$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_e}, \quad m_2 = 1, \quad n_a = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника b ,
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника b ,
- $n_a = 0$ - јер је зупчаник a непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_h \cdot \frac{z_e + z_a}{z_e} - n_h = -i_{02} \cdot n_b + i_{02} \cdot n_h$$

$$n_h \left(\frac{z_e + z_a}{z_e} - 1 \right) = -i_{02} \cdot n_b + i_{02} \cdot n_h$$

$$i_{02} \cdot n_e = n_h \cdot \left(i_{02} - \frac{z_a}{z_e} \right)$$

$$n_b = n_h \cdot \frac{i_{02} - \frac{z_a}{z_e}}{i_{02}} = n_h \cdot \frac{\frac{z_b}{z_e} - \frac{z_a}{z_e}}{\frac{z_b}{z_e}} = n_h \cdot \frac{\frac{z_b - z_a}{z_e}}{\frac{z_b}{z_e}}$$

$$\boxed{n_b = \frac{z_b - z_a}{z_b} \cdot n_h}$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{n_b} = \frac{n_h}{\frac{z_b - z_a}{z_b} \cdot n_h} = \frac{z_b}{z_b - z_a} = \frac{120}{120 - 40} = 1,5$$

4.2.5 Концепција R_{hb}^e

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је закочен централни зупчаник e . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_a$, $n_{izl} = n_b$, $n_{cz2} = n_e$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_e - n_h)$$

где је:

$$i_{01} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_e}{z_f} = \frac{z_e}{z_a}, \quad m_1 = 3, \quad n_e = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника e ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника e ,
- $n_e = 0$ - јер је зупчаник e непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_a - n_h = (-1)^3 \cdot i_{01} \cdot (-n_h)$$

$$n_a - n_h = i_{01} \cdot n_h$$

$$n_a = n_h \left(1 + \frac{z_e}{z_a} \right)$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_e}, \quad m_2 = 1, \quad n_e = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника b ,
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника b ,
- $n_e = 0$ - јер је зупчаник e непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$\begin{aligned}
 -n_h &= -i_{02} \cdot (n_b - n_h) \\
 n_b \cdot i_{02} &= i_{02} \cdot n_h + n_h \\
 n_b &= n_h \cdot \frac{i_{02} + 1}{i_{02}} = n_h \cdot \frac{\frac{z_b}{z_e} + 1}{\frac{z_b}{z_e}}
 \end{aligned}$$

$$n_b = \frac{z_b + z_e}{z_b} \cdot n_h$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_h}{n_b} = \frac{n_h}{\frac{z_b + z_e}{z_b} \cdot n_h} = \frac{z_b}{z_b + z_e} = \frac{120}{120 + 80} = 0,6$$

4.2.6 Концепција R_{eb}^h

Ова концепција представља Равињонов преносник у случају кад је заочен носач h . Полази се од опште једначине при чему је $n_{ul} = n_e, n_{izl} = n_b, n_{cz2} = n_a$. Број потребних општих једначина кретања увек је за 1 мања од броја централних зупчаника, тако да их у овом случају има две.

Прва општа једначина гласи:

$$n_e - n_h = (-1)^m \cdot i_{01} \cdot (n_a - n_h)$$

где су:

$$i_{01} = \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z_g}{z_f} \cdot \frac{z_a}{z_g} = \frac{z_a}{z_e}, \quad m_1 = 3, \quad n_h = 0$$

- i_{01} - кинематски преносни однос од зупчаника e до зупчаника a ,
- m_1 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника e до зупчаника a ,
- $n_h = 0$ - јер је носач h непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_e = -i_{01} \cdot n_a$$

$$n_a = -\frac{z_e}{z_a} \cdot n_e$$

Друга општа једначина гласи:

$$n_a - n_h = (-1)^m \cdot i_{02} \cdot (n_b - n_h)$$

где су:

$$i_{02} = \frac{z_g}{z_a} \cdot \frac{z_f}{z_g} \cdot \frac{z_b}{z_f} = \frac{z_b}{z_a}, \quad m_2 = 2, \quad n_h = 0$$

- i_{02} - кинематски преносни однос од зупчаника a до зупчаника b ,
- m_2 - број спољашњих спрега у преноснику од зупчаника a до зупчаника b ,
- $n_h = 0$ - јер је носач h непокретан.

После замене датих вредности у претходни израз добија се:

$$n_a = i_{02} \cdot n_b$$

$$-n_e \cdot \frac{z_e}{z_a} = \frac{z_b}{z_a} \cdot n_b$$

$$n_b = -n_e \cdot \frac{z_e}{z_b}$$

Преносни однос планетарног преносника износи:

$$i_{pp} = \frac{n_e}{n_b} = \frac{n_e}{-n_e \cdot \frac{z_e}{z_b}} = -\frac{z_b}{z_e} = -\frac{120}{80} = -1,5$$

Вредности добијених преносних односа Равињоновог планетарног преносника за свих 7 концепција приказане су у табели 4.2.

Табела 4.2: Преносни односи Равињоновог планетарног преносника

		Улаз	Израз	Непокретан	i_{pp}
I концепција	R_{ab}^h	a	b	h	3
II концепција	R_{eb}^a	e	b	a	2,25
III концепција	R_{ab}^e	a	b	e	1,8
IV концепција	R_{hb}^a	h	b	a	1,5
V концепција		b	b	цео планетарац	1
VI концепција	R_{hb}^e	h	b	e	0,6
VII концепција	R_{eb}^h	e	b	h	-1,5

5. Прорачун и конструкција Равињоновог планетарног преносника

Прорачун и комплетно моделирање Равињоновог планетарног преносника урађени су у програмском пакету *Autodesk Inventor 2016*.

5.1 Прорачун зупчаника

Прорачун свих зупчаника планетарног преносника урађен је у програмском пакету *Autodesk Inventor 2016*. Унети су улазни подаци као што су бројеви зуба, модул, снага, број обртаја, материјал, као и жељена ширина зупчаника. Даље су на основу задатих података израчунати основни параметри зупчаника, као и степени сигурности. Такође, велика предност овог програмског пакета је што се добија и 3D модел прорачунатог зупчаника.

5.1.1 Прорачун зупчастог пара $a-g$

За материјал зупчаника a и g усвојен је легирани челик 16MnCr5 (Ћ4320). У табели 5.1 приказани су улазни параметри за прорачун зупчастог пара $a-g$.

Табела 5.1: Улазни параметри

Преносни однос	i	0,5000
Модул	m	1,500 mm
Угао нагиба бока зупца	β	0,0000°
Угао нагиба профила	α	20,0000°
Осно растојање	a_w	45,000 mm
Стварно осно растојање	a	75,000 mm
Подеони корак	p	4,712 mm
Основни подеони корак	p_{tb}	4,428 mm
Угао додирнице	α_w	20,0000°

На основу улазних података израчунати су параметри зупчаника који су приказани у табели 5.2.

Табела 5.2: Параметри зупчаника

		Зупчаник a	Зупчаник g
Број зуба	z	40	20
Пречник подеоног круга	d	60,000 mm	30,000 mm
Пречник теменог круга	d_a	63,000 mm	33,000 mm
Пречник подножног круга	d_f	56,250 mm	26,250 mm
Пречник основног круга	d_b	56,382 mm	28,191 mm
Ширина зупчаника	b	20,000 mm	20,000 mm
Однос ширине зупчаника	b_r	0,3333	0,6667
Темени зазор	c^*	0,2500	0,2500
Заобљење корена зуба	r_f^*	0,3500	0,3500
Дебљина зуба	s	2,356 mm	2,356 mm
Тангенцијална дебљина зуба	s_t	2,356 mm	2,356 mm

Након тога су унети снага, број обртаја, обртни момент и степен искоришћења на основу којих су израчуната оптерећења која се јављају у зупчастом пару *a-g*. То је приказано у табели 5.3.

Табела 5.3: Оптерећења која се јављају у зупчастом пару *a-g*

		Зупчаник <i>a</i>	Зупчаник <i>g</i>
Снага	P	2,300 kW	2,277 kW
Број обртаја	n	1200,00 min ⁻¹	2400,00 min ⁻¹
Обртни момент	T	18,303 Nm	9,060 Nm
Степен искоришћења	η	0,990	
Радијална сила	F _r	222,056 N	
Тангенцијална сила	F _t	610,094 N	
Аксијална сила	F _a	0,000 N	
Нормална сила	F _n	649,248 N	
Обимна брзина	v	3,770 m/s	
Резонантни број обртаја	n _{E1}	21622,584 min ⁻¹	

У табели 5.4 приказане су карактеристике изабраног материјала тј. легираног челика 16MnCr5.

Табела 5.4: Карактеристике изабраног материјала

		Зупчаник <i>a</i>	Зупчаник <i>g</i>
Затезна чврстоћа	S _u	785 MPa	785 MPa
Граница течења	S _y	588 MPa	588 MPa
Модул еластичности	E	206000 MPa	206000 MPa
Поасонов коефицијент	μ	0,300	0,300
Динамичка издржљивост подножја (зуба зупчаника)	σ _{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Динамичка издржљивост бока (зуба зупчаника)	σ _{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Тврдоћа у језгру зуба	JHV	210	210
Тврдоћа у језгру зуба	VHV	650	650

Прорачун чврстоће:

Дефинисањем основних параметара може се приступити прорачуну чврстоће зупчаника. У табелама 5.5, 5.6 и 5.7 дати су основни фактори који утичу на прорачун чврстоће.

Табела 5.5: Фактори додатног оптерећења

Фактор радних услова:	K _A	1,200	
Фактор унутрашњих динамичких сила	K _{Hv}	1,078	1,078
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	K _{Hβ}	1,384	1,263
Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца	K _{Hα}	1,000	1,000

Табела 5.6: Фактори контакта

Фактор еластичности материјала	Z _E	189,812
Фактор облика бока зупца	Z _H	2,495
Фактор степена спрезања бока зупца	Z _ε	0,888

Фактор радног века	Z_N	1,000	1,000
Фактор подмазивања	Z_L	0,967	
Фактор храпавости	Z_R	1,000	
Фактор обимне брзине	Z_v	0,976	
Фактор облика бока зупца	Z_β	1,000	
Фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова	Z_W	1,000	

Табела 5.7: Фактори код савијања

Фактор облика зупца	Y_{Fa}	2,416	2,824
Фактор концентрације напона	Y_{Sa}	1,687	1,564
Фактор напона косих зубаца	Y_β	1,000	
Фактор степена спрезања	Y_ε	0,709	
Фактор промене оптерећења	Y_A	1,000	1,000
Фактор радног бока	Y_T	1,000	1,000
Фактор радног века	Y_N	1,000	1,000
Фактор величине	Y_X	1,000	1,000

На основу ових фактора као и улазних података израчунати су степени сигурности који су приказани у табели 5.8.

Табела 5.8: Резултати прорачуна чврстоће

Степен сигурности против разарања бока зубаца	S_H	1,725	1,624
Степен сигурности подножја зубаца	S_F	9,843	8,976
Статички степен сигурности против разарања бока зубаца	S_{Hst}	3,744	3,524
Статички степен сигурности подножја зубаца	S_{Fst}	18,236	16,831
Провера прорачуна	Задовољава		

На основу табеле 5.8 може се закључити да је степен сигурности зупчастог пара $a-g$ у дозвољеним границама.

5.1.2 Прорачун зупчастог пара $b-f$

За материјал зупчаника b и f усвојен је легирани челик 16MnCr5 (Ћ4320). У табели 5.9 приказани су улазни параметри за прорачун зупчастог пара $b-f$.

Табела 5.9: Улазни параметри

Преносни однос	i	0,1667
Модул	m	1,500 mm
Угао нагиба бока зупца	β	0,0000°
Угао нагиба профила	α	20,0000°
Осно растојање	a_w	75,000 mm
Стварно осно растојање	a	75,000 mm
Подеони корак	p	4,712 mm
Основни подеони корак	p_{tb}	4,428 mm
Угао додирнице	α_w	20,0000°

На основу улазних података израчунати су параметри зупчаника који су приказани у табели 5.10.

Табела 5.10: Параметри зупчаника

		Зупчаник <i>b</i>	Зупчаник <i>f</i>
Број зуба	<i>z</i>	120	20
Пречник подеоног круга	<i>d</i>	180,000 mm	30,000 mm
Пречник теменог круга	<i>d_a</i>	177,000 mm	33,000 mm
Пречник подножног круга	<i>d_f</i>	183,750 mm	26,250 mm
Пречник основног круга	<i>d_b</i>	169,145 mm	28,191 mm
Ширина зупчаника	<i>b</i>	50,000 mm	50,000 mm
Однос ширине зупчаника	<i>b_r</i>	0,2778	1,6667
Темени зазор	<i>c*</i>	0,2500	0,2500
Заобљење корена зуба	<i>r_f*</i>	0,3500	0,3500
Дебљина зуба	<i>s</i>	2,356 mm	2,356 mm
Висина зуба	<i>a_c</i>	1,121 mm	1,121 mm

Након тога су унети снага, број обртаја, обртни момент и степен искоришћења на основу којих су израчуната оптерећења која се јављају у зупчастом пару *b-f*. То је приказано у табели 5.11.

Табела 5.11: Оптерећења која се јављају у зупчастом пару *b-f*

		Зупчаник <i>b</i>	Зупчаник <i>f</i>
Снага	<i>P</i>	2,277 kW	2,254 kW
Број обртаја	<i>n</i>	400,00 min ⁻¹	2400,00 min ⁻¹
Обртни момент	<i>T</i>	54,359 Nm	8,969 Nm
Степен искоришћења	<i>η</i>	0,990	
Радијална сила	<i>F_r</i>	219,835 N	
Тангенцијална сила	<i>F_t</i>	603,993 N	
Аксијална сила	<i>F_a</i>	0,000 N	
Нормална сила	<i>F_n</i>	642,756 N	
Обимна брзина	<i>v</i>	3,770 m/s	
Резонантни број обртаја	<i>n_{E1}</i>	6870,155 min ⁻¹	

У табели 5.12 приказане су карактеристике изабраног материјала тј. легираног челика 16MnCr5.

Табела 5.12: Карактеристике изабраног материјала

		Зупчаник <i>b</i>	Зупчаник <i>f</i>
Затезна чврстоћа	<i>S_u</i>	785 MPa	785 MPa
Граница течења	<i>S_y</i>	588 MPa	588 MPa
Модул еластичности	<i>E</i>	206000 MPa	206000 MPa
Поасонов коефицијент	<i>μ</i>	0,300	0,300
Динамичка издржљивост подножја (зуба зупчаника)	<i>σ_{Flim}</i>	700,0 MPa	700,0 MPa
Динамичка издржљивост бока (зуба зупчаника)	<i>σ_{Hlim}</i>	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Тврдоћа у језгру зуба	<i>JHV</i>	210	210
Тврдоћа у језгру зуба	<i>VHV</i>	650	650

Прорачун чврстоће:

Дефинисањем основних параметара може се приступити прорачуну чврстоће зупчаника. У табелама 5.13, 5.14 и 5.15 дати су основни фактори који утичу на прорачун чврстоће.

Табела 5.13: Фактори додатног оптерећења

Фактор радних услова:	K_A	1,200	
Фактор унутрашњих динамичких сила	K_{Hv}	1,086	1,084
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	$K_{H\beta}$	2,616	1,320
Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца	$K_{H\alpha}$	1,032	1,023

Табела 5.14: Фактори контакта

Фактор еластичности материјала	Z_E	189,812	
Фактор облика бока зупца	Z_H	2,495	
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ε	0,848	
Фактор радног века	Z_N	1,000	1,000
Фактор подмазивања	Z_L	0,967	
Фактор храпавости	Z_R	1,000	
Фактор обимне брзине	Z_v	0,976	
Фактор облика бока зупца	Z_β	1,000	
Фактор утицаја разлике тврдоћа спрегнутих бокова	Z_W	1,000	

Табела 5.15: Фактори код савијања

Фактор облика зупца	Y_{Fa}	2,062	2,824
Фактор концентрације напона	Y_{Sa}	2,529	1,564
Фактор напона косих зубаца	Y_β	1,000	
Фактор степена спрезања	Y_ε	0,657	
Фактор промене оптерећења	Y_A	1,000	1,000
Фактор радног бока	Y_T	1,000	1,000
Фактор радног века	Y_N	1,000	1,000
Фактор величине	Y_X	1,000	1,000

На основу ових фактора као и улазних података израчунати су степени сигурности који су приказани у табели 5.16.

Табела 5.16: Резултати прорачуна чврстоће

Степен сигурности против разарања бока зубаца	S_H	2,729	1,692
Степен сигурности подножја зубаца	S_F	13,160	9,906
Статички степен сигурности против разарања бока зубаца	S_{Hst}	5,959	3,671
Статички степен сигурности подножја зубаца	S_{Fst}	20,201	18,575
Провера прорачуна	Задовољава		

На основу табеле 5.16 може се закључити да је степен сигурности зупчастог пара b - f у дозвољеним границама.

5.1.3 Прорачун зупчастог пара $e-f$

За материјал зупчаника e и f усвојен је легирани челик 16MnCr5 (Š4320). У табели 5.17 приказани су улазни параметри за прорачун зупчастог пара $e-f$.

Табела 5.17: Улазни параметри

Преносни однос	i	0,2500
Модул	m	1,500 mm
Угао нагиба бока зупца	β	0,0000°
Угао нагиба профила	α	20,0000°
Осно растојање	a_w	75,000 mm
Стварно осно растојање	a	75,000 mm
Подеони корак	p	4,712 mm
Основни подеони корак	p_{tb}	4,428 mm
Угао додирнице	α_w	20,0000°

На основу улазних података израчунати су параметри зупчаника који су приказани у табели 5.18.

Табела 5.18: Параметри зупчаника

		Зупчаник e	Зупчаник f
Број зуба	z	80	20
Пречник подеоног круга	d	120,000 mm	30,000 mm
Пречник теменог круга	d_a	123,000 mm	33,000 mm
Пречник подножног круга	d_f	116,250 mm	26,250 mm
Пречник основног круга	d_b	112,763 mm	28,191 mm
Ширина зупчаника	b	20,000 mm	50,000 mm
Однос ширине зупчаника	b_r	0,1667	0,6667
Темени зазор	c^*	0,2500	0,2500
Заобљење корена зуба	r_f^*	0,3500	0,3500
Дебљина зуба	s	2,356 mm	2,356 mm
Висина зуба	a_c	1,121 mm	1,121 mm

Након тога су унети снага, број обртаја, обртни момент и степен искоришћења на основу којих су израчуната оптерећења која се јављају у зупчастом пару $e-f$. То је приказано у табели 5.19.

Табела 5.19: Оптерећења која се јављају у зупчастом пару $e-f$

		Зупчаник e	Зупчаник f
Снага	P	2,277 kW	2,254 kW
Број обртаја	n	600,00 min ⁻¹	2400,00 min ⁻¹
Обртни момент	T	36,240 Nm	8,969 Nm
Степен искоришћења	η	0,990 ul	
Радијална сила	F_r	219,835 N	
Тангенцијална сила	F_t	603,993 N	
Аксијална сила	F_a	0,000 N	
Нормална сила	F_n	642,756 N	
Обимна брзина	v	3,770 m/s	
Резонантни број обртаја	n_{E1}	10108,567 min ⁻¹	

У табели 5.20 приказане су карактеристике изабраног материјала тј. легираног челика 16MnCr5.

Табела 5.20: Карактеристике изабраног материјала

		Зупчаник e	Зупчаник f
Затезна чврстоћа	S_u	785 MPa	785 MPa
Граница течења	S_y	588 MPa	588 MPa
Модул еластичности	E	206000 MPa	206000 MPa
Поасонов коефицијент	μ	0,300	0,300
Динамичка издржљивост подножја (зуба зупчаника)	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Динамичка издржљивост бока (зуба зупчаника)	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Тврдоћа у језгру зуба	JHV	210	210
Тврдоћа у језгру зуба	VHV	650	650

Прорачун чврстоће:

Дефинисањем основних параметара може се приступити прорачуну чврстоће зупчаника. У табелама 5.21, 5.22 и 5.23 дати су основни фактори који утичу на прорачун чврстоће.

Табела 5.21: Фактори додатног оптерећења

Фактор радних услова:	K_A	1,200	
Фактор унутрашњих динамичких сила	K_{Hv}	1,084	1,084
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије	$K_{H\beta}$	1,471	1,320
Фактор расподеле оптерећења на парове зубаца	$K_{H\alpha}$	1,023	1,023

Табела 5.22: Фактори контакта

Фактор еластичности материјала	Z_E	189,812	
Фактор облика бока зупца	Z_H	2,495	
Фактор степена спрезања бока зупца	Z_ϵ	0,877	
Фактор радног века	Z_B	1,000	1,086
Фактор подмазивања	Z_L	0,967	
Фактор храпавости	Z_v	0,976	
Фактор обимне брзине	Z_β	1,000	
Фактор величине зубаца	Z_W	1,000	

Табела 5.23: Фактори код савијања

Фактор облика зупца	Y_{Fa}	2,234	2,824
Фактор концентрације напона	Y_{Sa}	1,794	1,564
Фактор напона косих зубаца	Y_β	1,000	
Фактор степена спрезања	Y_ϵ	0,693	
Фактор промене оптерећења	Y_A	1,000	1,000
Фактор радног бока	Y_T	1,000	1,000
Фактор радног века	Y_N	1,000	1,000
Фактор величине	Y_X	1,000	1,000

На основу ових фактора као и улазних података израчунати су степени сигурности који су приказани у табели 5.24.

Табела 5.24: Резултати прорачуна чврстоће

Степен сигурности против разарања бока зубаца	S_H	1,838	1,692
Степен сигурности подножја зубаца	S_F	9,756	9,906
Статички степен сигурности против разарања бока зубаца	S_{Hst}	3,988	3,671
Статички степен сигурности подножја зубаца	S_{Fst}	17,796	18,575
Провера прорачуна		Задовољава	

На основу табеле 5.24 може се закључити да је степен сигурности зупчастог пара $e-f$ у дозвољеним границама.

5.2 Прорачун вратила

Прорачун свих вратила планетарног преносника урађен је у програмском пакету *Autodesk Inventor 2016*. Унете су силе, радијална и тангенцијална, на месту где делују, као и њихове вредности. У овом случају нема аксијалне силе, јер се ради о цилиндричним зупчаницима са правим зубима. Задат је материјал вратила, као и растојање на ком се налазе ослонци. Даље су на основу задатих података израчунати основни параметри вратила. Добијене су вредности максималног напона савијања, максималног напона смицања, као и идеални пречници сваког сегмента вратила. И у овом случају, као и код зупчаника, добија се комплетан 3D модел вратила.

5.2.1 Улазно вратило

За прво улазно вратило изабран је конструкциони челик E295 (Č0545). У табелама 5.25 и 5.26 дате су основне карактеристике материјала потребне за прорачун првог улазног вратила.

Табела 5.25: Карактеристике материјала

Модул еластичности	E	206000 МПа
Модул клизања	G	80000 МПа
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 5.26: Карактеристике прорачуна

Урачунати			
Да	Густина	ρ	7860 kg/m ³
Да	Коефицијент расподеле смицања	β	1,188
	Број подела		1000
	Начин расподеле напона		НМН

У табелама 5.27 и 5.28 дате су вредности оптерећења и реакција у ослонцу на првом улазном вратилу.

Табела 5.27: Оптерећења која се јављају на вратилу

Индекс	Место	Радијална сила			
		Y	X	Интензитет	Правац
1	0 mm				
2	142,5 mm	-219,835 N		-219,835 N	
3	142,5 mm	0,000 N	603,993 N	603,993 N	90,00°
4	142,5 mm				

Табела 5.28: Реакције у ослонцу

Индекс	Тип	Место	Реакције у ослонцу			
			Y	X	Интензитет	Правац
1	Слободан	44,5 mm	677,548 N	-1862,312 N	1981,736 N	289,99°
2	Фиксиран	68,5 mm	-895,166 N	2466,305 N	2623,734 N	109,95°

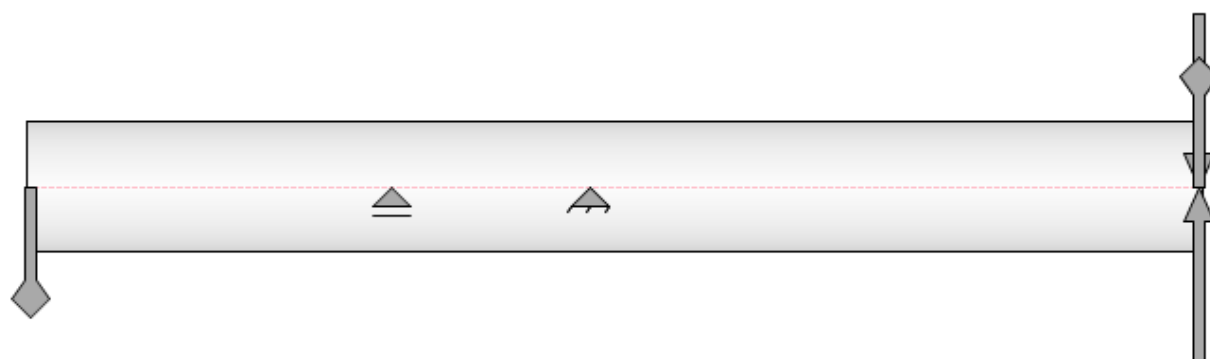
На основу унетих података добијени су резултати прорачуна вратила који су приказани у табели 5.29.

Табела 5.29: Резултати прорачуна вратила

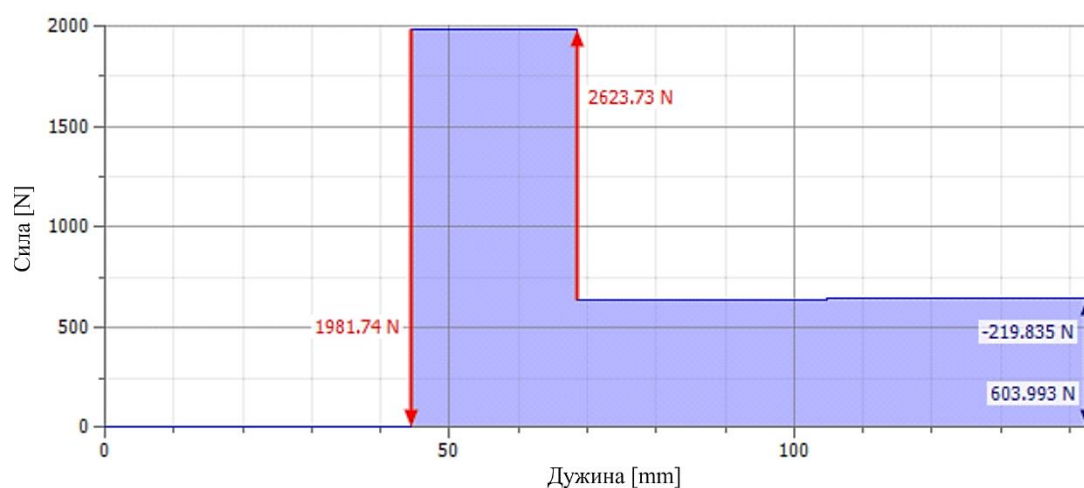
Дужина	L	143,000 mm
Маса	M	0,226 kg
Максимални напон савијања	σ_{max}	118,245 MPa
Максимални напон смицања	τ_{max}	9,855 MPa
Максимални торзиони напон	τ_{tmax}	45,061 MPa
Максимални напон	σ_{max}	142,705 MPa
Максимално извијање	f_{max}	189,482 μm
Угао заокретања	φ	-0,57°

Преглед резултата

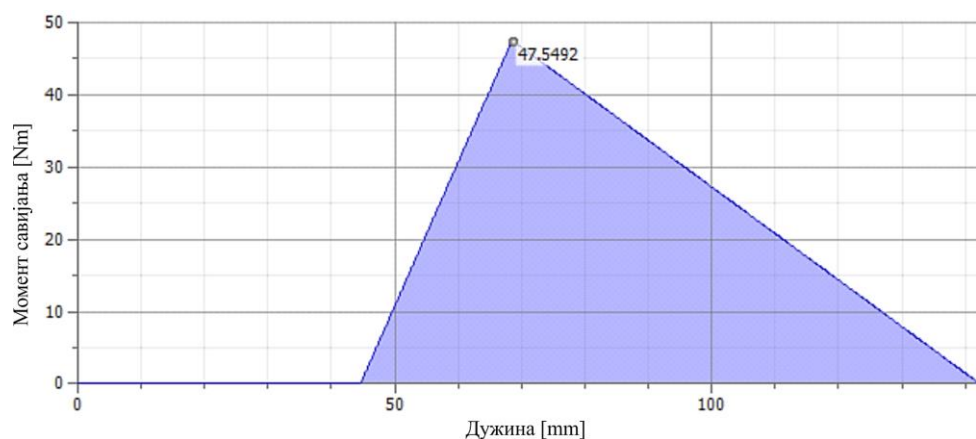
На слици 5.1 је приказана шема оптерећења вратила.

**Слика 5.1** - Шема оптерећења I улазног вратила

На дијаграму 5.1 приказане су силе смицања које се јављају на вратилу.

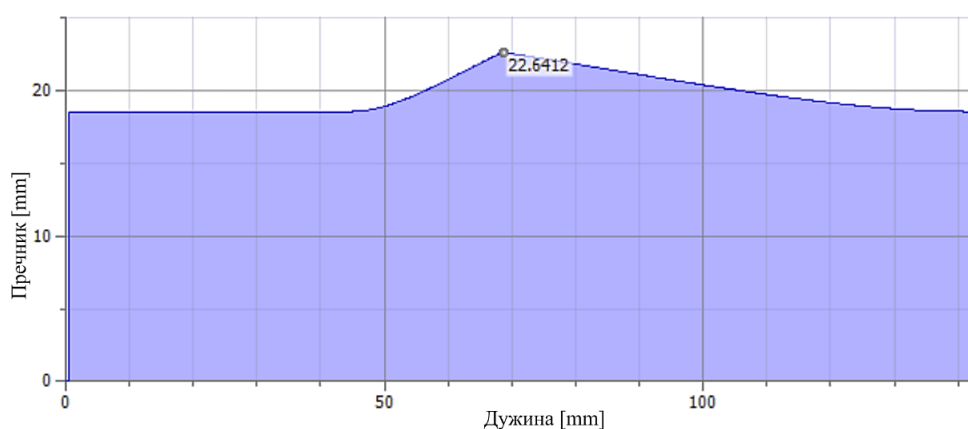
**Дијаграм 5.1** - Силе смицања на I улазном вратилу

На дијаграму 5.2 приказани су моменти савијања који делују на вратило.



Дијаграм 5.2 - Момент савијања на I улазном вратилу

На дијаграму 5.3 приказане су вредности идеалног пречника вратила.



Дијаграм 5.3 - Вредности идеалног пречника на I улазном вратилу

На основу прорачуна вратила може се закључити да изабрани челик задовољава, као и да се вредности идеалног пречника добијеног прорачуном поклапају са усвојеним пречником.

5.2.2 II улазно вратило

За друго улазно вратило изабран је конструкциони челик E295 (Č0545). У табелама 5.30 и 5.31 дате су основне карактеристике материјала потребне за прорачун другог улазног вратила.

Табела 5.30: Карактеристике материјала

Модул еластичности	E	206000 MPa
Модул клизања	G	80000 MPa
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 5.31: Карактеристике прорачуна

Урачунати			
Да	Густина	ρ	7860 kg/m ³
Да	Коефицијент расподеле смицања	β	1,188
	Број подела		1000
	Начин расподеле напона		НМН

У табелама 5.32 и 5.33 дате су вредности оптерећења и реакција у ослонцу на другом улазном вратилу.

Табела 5.32: Оптерећења која се јављају на вратилу

Индекс	Место	Радијална сила			
		Y	X	Интензитет	Правац
1	0 mm				
2	100 mm	-0,000 N	-610,094 N	-610,094 N	90,00°
3	100 mm	222,056 N		222,056 N	
4	100 mm				

Табела 5.33: Реакције у ослонцу

Индекс	Тип	Место	Реакције у ослонцу			
			Y	X	Интензитет	Правац
1	Слободан	31 mm	-415,629 N	1143,926 N	1217,093 N	109,97°
2	Фиксиран	55 mm	641,172 N	-1754,020 N	1867,535 N	290,08°

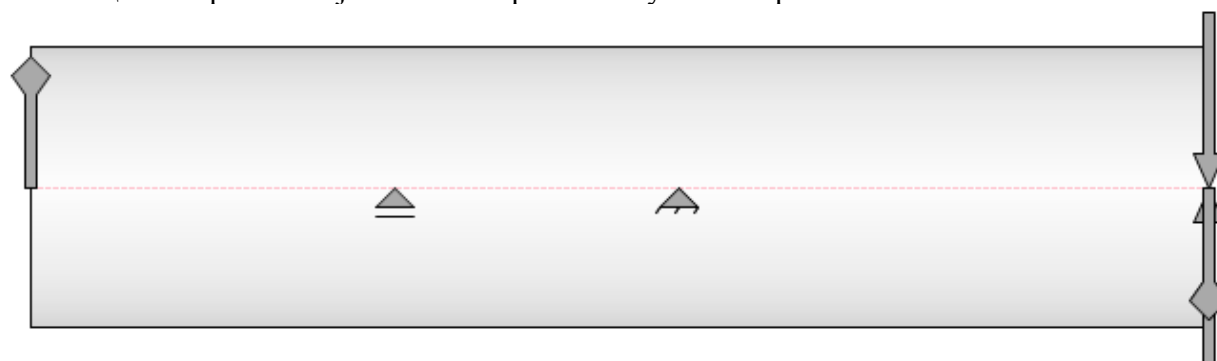
На основу унетих података добијени су резултати прорачуна вратила који су приказани у табели 5.34.

Табела 5.34: Резултати прорачуна

Дужина	L	100,000 mm
Маса	M	0,356 kg
Максимални напон савијања	σ_{smax}	21,536 MPa
Максимални напон смицања	τ_{smax}	2,692 MPa
Максимални торзиони напон	τ_{tmax}	6,743 MPa
Максимални напон	σ_{max}	24,939 MPa
Максимално извијање	f_{max}	11,775 μm
Угао заокретања	φ	0,04°

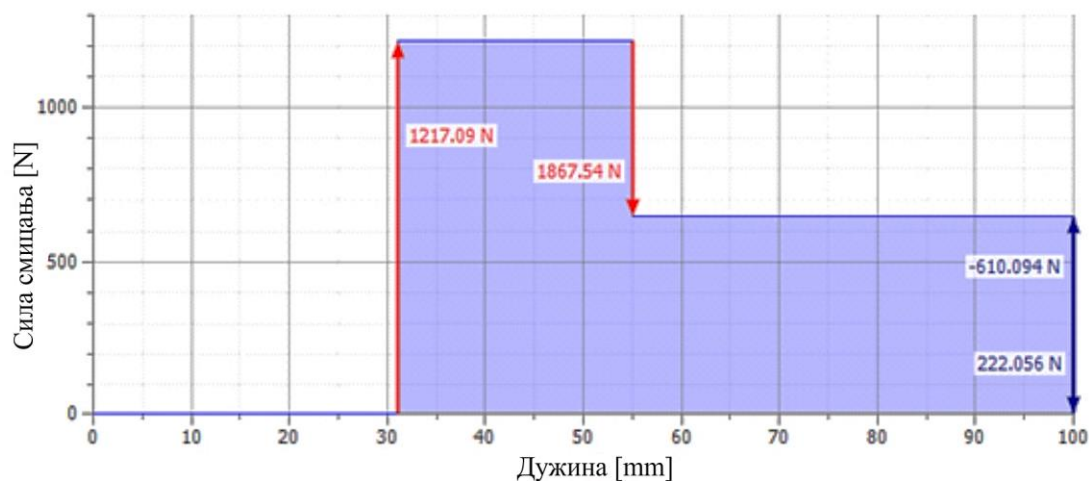
Преглед резултата

На слици 5.2 приказана је шема оптерећења II улазног вратила.



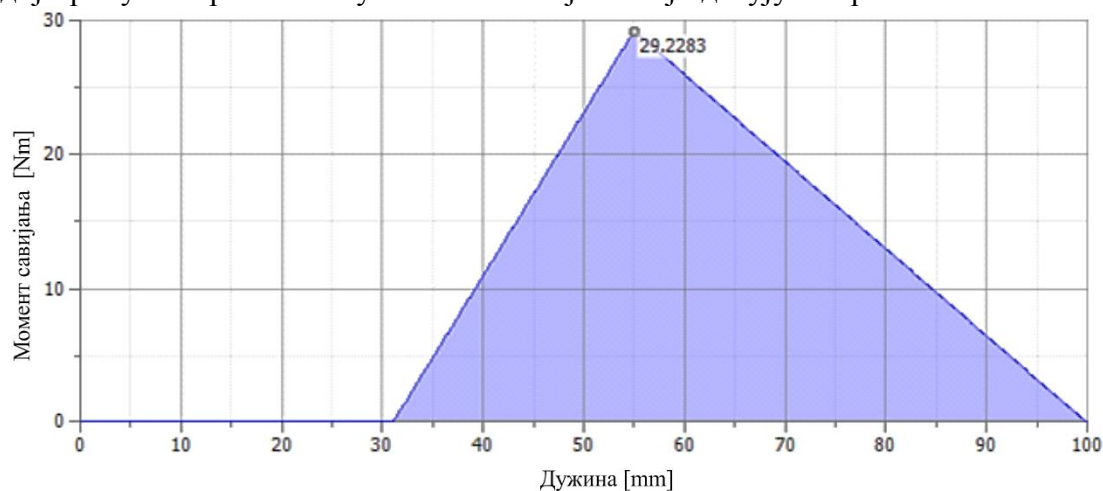
Слика 5.2 - Шема оптерећења II улазног вратила

На дијаграму 5.4 приказане су силе смицања које се јављају на вратилу.



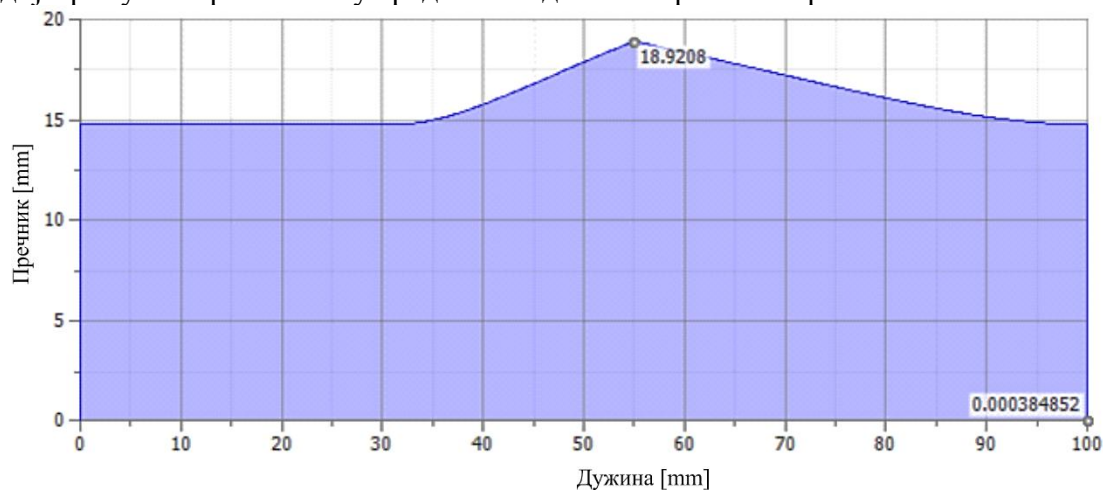
Дијаграм 5.4 - Силе смицања на II улазном вратилу

На дијаграму 5.5 приказани су моменти савијања који делују на вратило.



Дијаграм 5.5 - Момент савијања на II улазном вратилу

На дијаграму 5.6 приказане су вредности идеалног пречника вратила.



Дијаграм 5.6 - Вредности идеалног пречника на II улазном вратилу

На основу прорачуна вратила може се закључити да изабрани челик задовољава, као и да се вредности идеалног пречника добијеног прорачуном поклапају са усвојеним пречником.

5.2.3 III улазно вратило

За треће улазно вратило изабран је конструкциони челик E295 (Č0545). У табелама 5.35 и 5.36 дате су основне карактеристике материјала потребне за прорачун трећег улазног вратила.

Табела 5.35: Карактеристике материјала

Модул еластичности	E	206000 МПа
Модул клизања	G	80000 МПа
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 5.36: Карактеристике прорачуна

Урачунати			
Да	Густина	ρ	7860 kg/m ³
Да	Коефицијент расподеле смицања	β	1,188
	Број подела		1000
	Начин расподеле напона		НМН

У табелама 5.37 и 5.38 дате су вредности оптерећења и реакција у ослонцу на трећем улазном вратилу.

Табела 5.37: Оптерећења која се јављају на вратилу

Индекс	Место	Радијална сила			
		Y	X	Интензитет	Правец
1	0 mm				
2	70 mm	0,000 N	615,200 N	615,200 N	90,00°
3	70 mm	-264,190 N		-264,190 N	
4	70 mm				

Табела 5.38: Реакције у ослонцу

Индекс	Тип	Место	Реакције у ослонцу			
			Y	X	Интензитет	Правец
1	Слободан	38,5 mm	231,598 N	-524,729 N	573,567 N	293,82°
2	Фиксиран	55,5 mm	-490,597 N	1139,929 N	1241,018 N	113,29°

На основу унетих података добијени су резултати прорачуна вратила који су приказани у табели 5.34.

Табела 5.39: Резултати прорачуна

Дужина	L	70,000 mm
Маса	M	0,529 kg
Максимални напон савијања	σ_{max}	2,306 МПа
Максимални напон смицања	τ_{max}	0,696 МПа
Максимални торзиони напон	τ_{tmax}	3,820 МПа
Максимални напон	σ_{max}	7,110 МПа
Максимално извијање	f_{max}	0,375 μm
Угао заокретања	ϕ	-0,01°

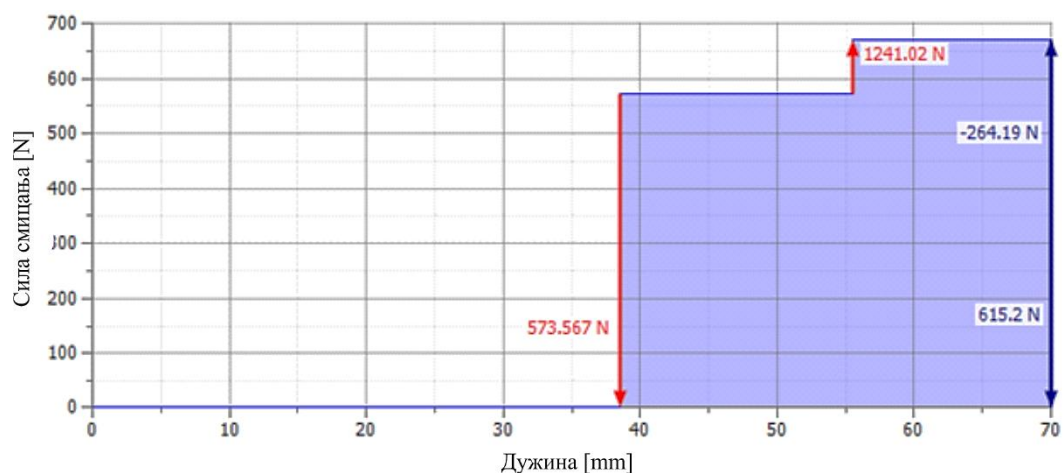
Преглед резултата

На слици 5.3 приказана је шема оптерећења III улазног вратила.



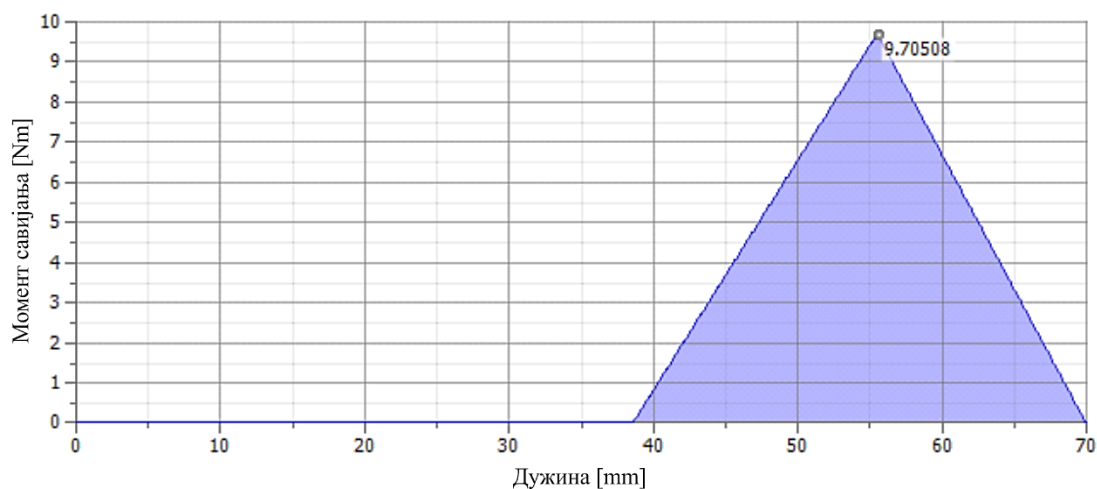
Слика 5.3 - Шема оптерећења III улазног вратила

На дијаграму 5.7 приказане су силе смицања које се јављају на вратилу.



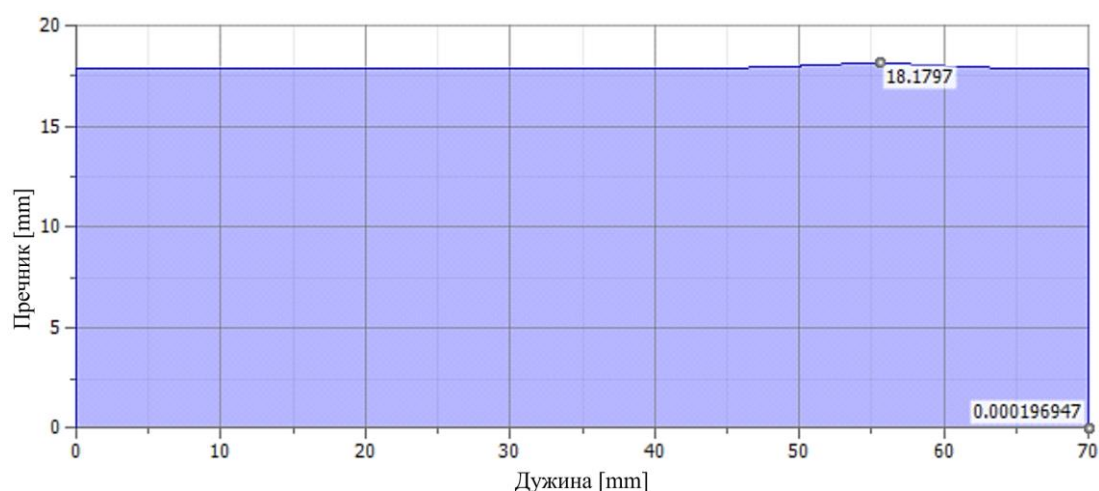
Дијаграм 5.7 - Силе смицања на III улазном вратилу

На дијаграму 5.8 приказани су моменти савијања који делују на вратило.



Дијаграм 5.8 - Момент савијања на III улазном вратилу

На дијаграму 5.9 приказане су вредности идеалног пречника вратила.



Дијаграм 5.9 - Вредности идеалног пречника на III улазном вратилу

На основу прорачуна вратила може се закључити да изабрани челик задовољава, као и да се вредности идеалног пречника добијеног прорачуном поклапају са усвојеним пречником.

5.2.4 Излазно вратило

За излазно вратило изабран је конструкциони челик E295 (Č0545). У табелама 5.40 и 5.41 дате су основне карактеристике материјала потребне за прорачун излазног вратила.

Табела 5.40: Карактеристике материјала

Модул еластичности	E	206000 МПа
Модул клизања	G	80000 МПа
Густина	ρ	7860 kg/m ³

Табела 5.41: Карактеристике прорачуна

Урачунати			
Да	Густина	ρ	7860 kg/m ³
Да	Коефицијент расподеле смицања	β	1,188
	Број подела		1000
	Начин расподеле напона		НМН

У табелама 5.42 и 5.43 дате су вредности оптерећења и реакција у ослонцу на излазном вратилу.

Табела 5.42: Оптерећења која се јављају на вратилу

Индекс	Место	Радијална сила			
		Y	X	Интензитет	Правоц
1	0 mm				
2	90 mm	-0,000 N	-591,791 N	-591,791 N	90,00°
3	90 mm				
4	90 mm	215,394 N		215,394 N	

Табела 5.43: Реакције у ослонцу

Индекс	Тип	Место	Реакције у ослонцу			
			Y	X	Интензитет	Правац
1	Слободан	15 mm	-432,123 N	1183,582 N	1259,999 N	110,06°
2	Фиксиран	40 mm	654,191 N	-1775,373 N	189,066 N	290,23°

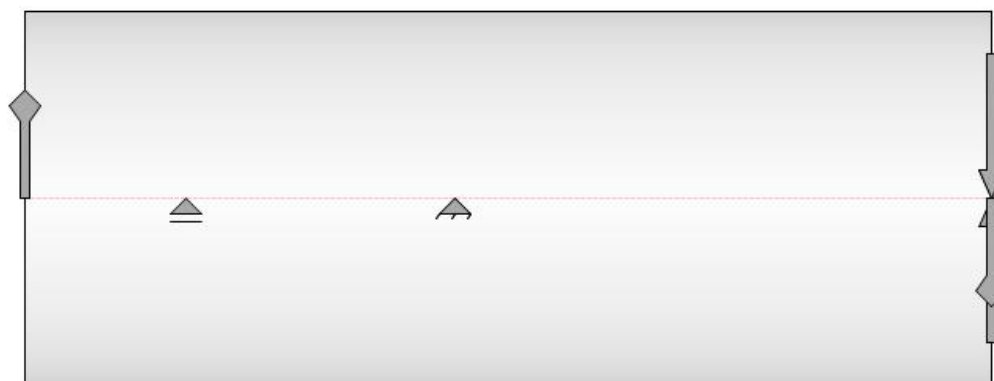
На основу унетих података добијени су резултати прорачуна вратила који су приказани у табели 5.44.

Табела 5.44: Резултати прорачуна

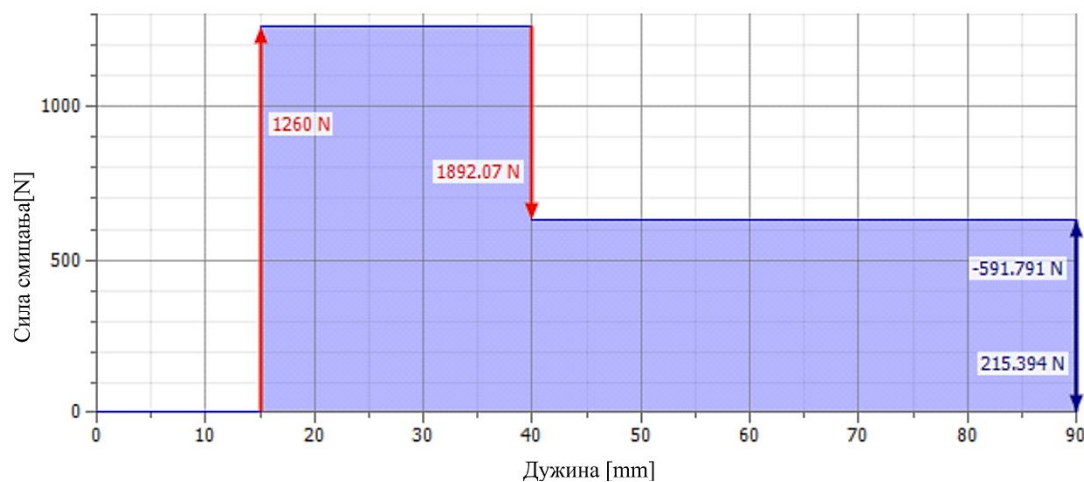
Дужина	L	90,000 mm
Маса	M	0,681 kg
Максимални напон савијања	σ_{max}	7,488 MPa
Максимални напон смицања	τ_{max}	1,311 MPa
Максимални торзиони напон	τ_{max}	6,522 MPa
Максимални напон	σ_{max}	13,742 MPa
Максимално извијање	f_{max}	4,056 μm
Угао заокретања	φ	0,02°

Преглед резултата

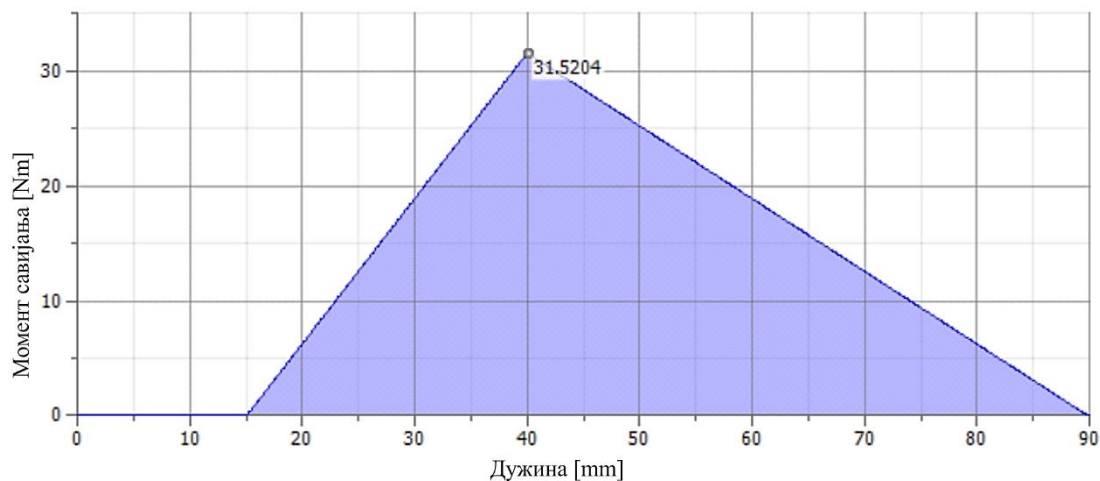
На слици 5.4 приказана је шема оптерећења излазног вратила.

**Слика 5.4 - Шема оптерећења излазног вратила**

На дијаграму 5.10 приказане су силе смицања које се јављају на вратилу.

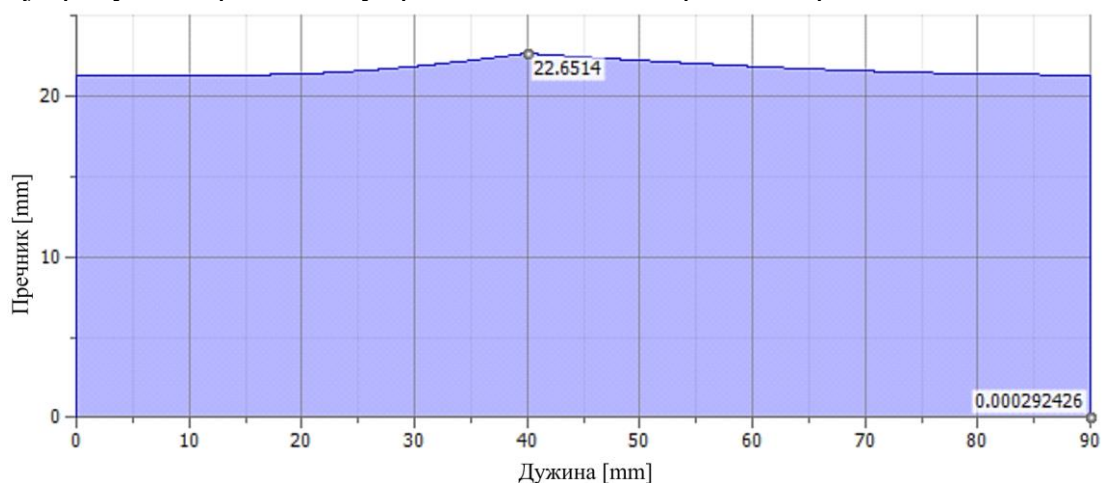
**Дијаграм 5.10 - Силе смицања на излазном вратилу**

На дијаграму 5.11 приказани су моменти савијања који делују на вратило.



Дијаграм 5.11 - Момент савијања на излазном вратилу

На дијаграму 5.12 приказане су вредности идеалног пречника вратила.



Дијаграм 5.12 - Вредности идеалног пречника на излазном вратилу

На основу прорачуна вратила може се закључити да изабрани челик задовољава, као и да се вредности идеалног пречника добијеног прорачуном поклапају са усвојеним пречником.

5.3 Прорачун лежаја

Прорачун лежаја је урађен у софтверском пакету *Autodesk Inventor 2016*. Лежај је изабран на основу пречника вратила, док се такође водило рачуна о ширини лежаја ради што мањих габарита планетарног преносника. Унете су вредности радијалне и аксијалне силе, број обртаја вратила, као и захтевани радни век лежаја. На основу тога су израчунати степени сигурности, губици снаге и радни век лежаја. Такође, и у овом случају програм даје 3D модел лежаја.

5.3.1 Прорачун лежаја на улазном вратилу

На улазном вратилу изабран је куглични лежај ознаке DIN SKF 625. У табели 5.45 приказане су вредности оптерећења која се јављају у лежају.

Табела 5.45: Оптерећења која делују на лежај

Радијална сила	F_r	222 N
Аксијална сила	F_a	0 N
Број обртаја	n	1500 min^{-1}
Захтевани степен сигурности	s_0	2,0

Карактеристике лежаја као што су унутрашњи и спољашњи пречник, ширина лежаја и динамичка моћ ношења дате су у табели 5.46.

Табела 5.46: Карактеристике лежаја

Унутрашњи пречник лежаја	d	30,000 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	47,000 mm
Ширина лежаја	B	9,000 mm
Номинални контактни угао лежаја	α	5°
Динамичка моћ ношења	C	4550 N
Статичка моћ ношења	C_0	4550 N
Фактор динамичког радијалног оптерећења	X	1,00 / 0,56
Фактор динамичког аксијалног оптерећења	Y	0,00 / 0,00
Гранична вредност F_a/F_r	e	0,40
Фактор статичког радијалног оптерећења	X_0	0,60
Фактор статичког аксијалног оптерећења	Y_0	0,60
Ограничење броја обртаја при подмазивању мастима	n_{Lim1}	19000 min^{-1}
Ограничење броја обртаја при подмазивању уљем	n_{Lim2}	30000 min^{-1}

Захтевани радни век лежаја, радна температура, као и начин подмазивања приказани су у табелама 5.47 и 5.48.

Табела 5.47: Прорачун радног века

Метода прорачуна		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Захтевани радни век	L_{req}	10000
Захтевана поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_2	1,00
Радна температура	T	100°C
Фактор додатног оптерећења	f_d	1,00

Табела 5.48: Подмазивање лежаја

Коефицијент трења	μ	0,0015
Подмазивање		Уље

На основу оптерећења и карактеристика лежаја добијени су резултати прорачуна који су приказани у табели 5.49.

Табела 5.49: Резултати прорачуна

Основни радни век	L_{10}	95588
Прилагођен радни век	L_{na}	95588
Прорачунати степен сигурности	s_{0c}	20,49033
Губици снаге услед трења	P_z	0,78481 W
Неопходно минимално оптерећење	F_{min}	46 N
Статичко еквивалентно оптерећење	P_0	222 N
Динамично еквивалентно оптерећење	P	222 N
Прекорачујући фактор	k_n	12,667
Фактор радног века за поузданост	a_1	1,00
Фактор температуре	f_t	1,00
Еквивалентни број обртаја	n_e	1500 min ⁻¹
Минимални број обртаја	n_{min}	1500 min ⁻¹
Максимални број обртаја	n_{max}	1500 min ⁻¹
Провера прорачуна	Задовољава	

На основу прорачуна може се закључити да изабрани лежај задовољава захтевани радни век.

5.3.2 Прорачун лежаја на носачу сателита

На носачу сателита изабран је игличасти лежај ознаке DIN 618 - T1. У табели 5.50 приказане су вредности оптерећења која се јављају у лежају.

Табела 5.50: Оптерећења која делују на лежај

Радијална сила	F_r	264 N
Аксијална сила	F_a	0 N
Број обртаја	n	1600 min ⁻¹
Захтевани степен сигурности	s_0	2,0

Карактеристике лежаја као што су унутрашњи и спољашњи пречник, ширина лежаја и динамичка моћ ношења дате су у табели 5.51.

Табела 5.51: Карактеристике лежаја

Унутрашњи пречник лежаја	d	10,000 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	14,000 mm
Ширина лежаја	B	10,000 mm
Номинални контактни угао лежаја	α	0°
Динамичка моћ ношења	C	4550 N
Статичка моћ ношења	C_0	5700 N
Фактор динамичког радијалног оптерећења	X	0,60 / 0,60
Фактор динамичког аксијалног оптерећења	Y	0,50 / 0,50

Гранична вредност F_a/F_r	e	0,40
Фактор статичког радијалног оптерећења	X_0	0,60
Фактор статичког аксијалног оптерећења	Y_0	0,50
Ограничење броја обртаја при подмазивању мастима	n_{Lim1}	0 min^{-1}
Ограничење броја обртаја при подмазивању уљем	n_{Lim2}	0 min^{-1}

Захтевани радни век лежаја, радна температура, као и начин подмазивања приказани су у табелама 5.52 и 5.53.

Табела 5.52: Прорачун радног века

Метода прорачуна		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Захтевани радни век	L_{req}	12000
Захтевана поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_2	1,00
Радна температура	T	$100 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Фактор додатног оптерећења	f_d	1.00

Табела 5.53: Подмазивање лежаја

Коефицијент трења	μ	0,0045
Подмазивање		Уље

На основу оптерећења и карактеристика лежаја добијени су резултати прорачуна који су приказани у табели 5.54.

Табела 5.54: Резултати прорачуна

Основни радни век	L_{10}	137418
Прилагођен радни век	L_{na}	137418
Прорачунати степен сигурности	S_{0c}	21,57538
Губици снаге услед трења	P_z	0,99597 W
Неопходно минимално оптерећење	F_{min}	114 N
Статичко еквивалентно оптерећење	P_0	264 N
Динамичко еквивалентно оптерећење	P	264 N
Прекорачујући фактор	k_n	0,000
Фактор радног века за поузданост	a_1	1,00
Фактор температуре	f_t	1,00
Еквивалентни број обртаја	n_e	1600 min^{-1}
Минимални број обртаја	n_{min}	1600 min^{-1}
Максимални број обртаја	n_{max}	1600 min^{-1}
Провера прорачуна	Задовољава	

На основу прорачуна може се закључити да изабрани лежај задовољава захтевани радни век.

5.3.4 Прорачун лежаја на излазном вратилу

На излазном вратилу изабран је куглични лежај ознаке DIN SKF 625. У табели 5.55 приказане су вредности оптерећења која се јављају у лежају.

Табела 5.55: Оптерећења која делују на лежај

Радијална сила	F_r	215 N
Аксијална сила	F_a	0 N
Број обртаја	n	1500 min ⁻¹
Захтевани степен сигурности	s_0	2,0

Карактеристике лежаја као што су унутрашњи и спољашњи пречник, ширина лежаја и динамичка моћ ношења дате су у табели 5.56.

Табела 5.56: Карактеристике лежаја

Унутрашњи пречник лежаја	d	35,000 mm
Спољашњи пречник лежаја	D	55,000 mm
Ширина лежаја	B	10,000 mm
Номинални контактни угао лежаја	α	5°
Динамичка моћ ношења	C	7000 N
Статичка моћ ношења	C_0	7800 N
Фактор динамичког радијалног оптерећења	X	1,00 / 0,56
Фактор динамичког аксијалног оптерећења	Y	0,00 / 0,00
Гранична вредност F_a/F_r	e	0,40
Фактор статичког радијалног оптерећења	X_0	0,60
Фактор статичког аксијалног оптерећења	Y_0	0,60
Ограничење броја обртаја при подмазивању мастима	n_{Lim1}	16000 min ⁻¹
Ограничење броја обртаја при подмазивању уљем	n_{Lim2}	26000 min ⁻¹

Захтевани радни век лежаја, радна температура, као и начин подмазивања приказани су у табелама 5.57 и 5.58.

Табела 5.57: Прорачун радног века

Метода прорачуна		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Захтевани радни век	L_{req}	10000
Захтевана поузданост	R_{req}	90
Фактор радног века	a_2	1,00
Радна температура	T	100 °C
Фактор додатног оптерећења	f_d	1,00

Табела 5.58: Подмазивање лежаја

Коефицијент трења	μ	0,0015
Подмазивање		Уље

На основу оптерећења и карактеристика лежаја добијени су резултати прорачуна који су приказани у табели 5.59.

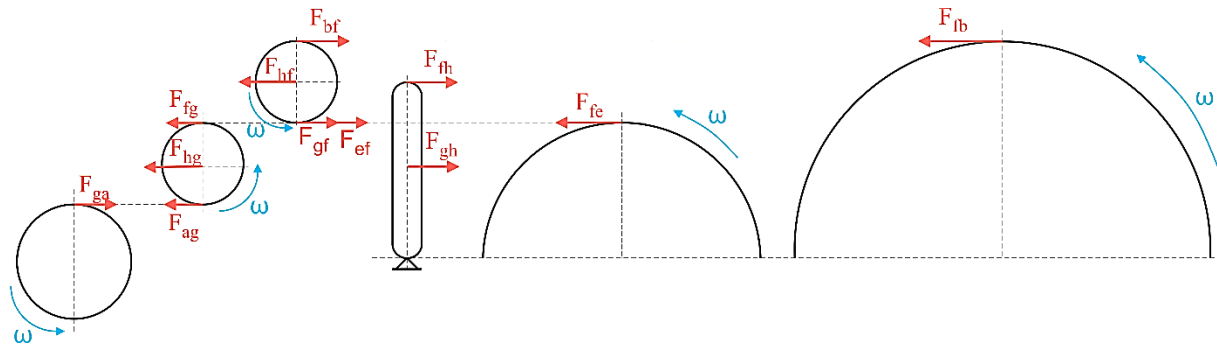
Табела 5.59: Резултати прорачуна

Основни радни век	L_{10}	381374
Прилагођен радни век	L_{pa}	381374
Прорачунати степен сигурности	s_{0c}	36,21271
Губици снаге услед трења	P_z	0,88814 W
Неопходно минимално оптерећење	F_{min}	78 N
Статичко еквивалентно оптерећење	P_0	215 N
Динамичко еквивалентно оптерећење	P	215 N
Прекорачујући фактор	k_n	10,667
Фактор радног века за поузданост	a_1	1,00
Фактор температуре	f_t	1,00
Еквивалентни број обртаја	n_e	1500 min^{-1}
Минимални број обртаја	n_{min}	1500 min^{-1}
Максимални број обртаја	n_{max}	1500 min^{-1}
Провера прорачуна	Задовољава	

На основу прорачуна може се закључити да изабрани лежај задовољава захтевани радни век.

5.4 Анализа сила

На слици 5.5. приказане су силе које оптерећују Равињонов планетарни преносник. Силе које делују су радијална и тангенцијална. Радијална сила, усмерена је од тачке додира према осовини преносника, док тангенцијална сила делује супротно од смера обртања зупчаника. Пошто се ради о цилиндричним зупчаницима са правим зубима, онда се не јавља аксијална сила. [20]



Слика 5.5 - Силе Равињоновог планетарног преносника

У табели 5.60 приказане су вредности добијених сила.

Табела 5.60: Вредности сила

Силе	Радијалне силе	Тангенцијалне силе
F_{ga}	222,056 N	610,094 N
F_{gf}	329,753 N	905,990 N
F_{ef}	219,835 N	603,993 N
F_{bf}	215,394 N	591,791 N
F_{gh}	264,192 N	615,286 N
F_{fh}	252,185 N	623,576 N

Вредности ових сила су добијене из извештаја прорачуна зупчаника у софтверском пакету *Autodesk Inventor 2016* и коришћене су за прорачун вратила и лежаја.

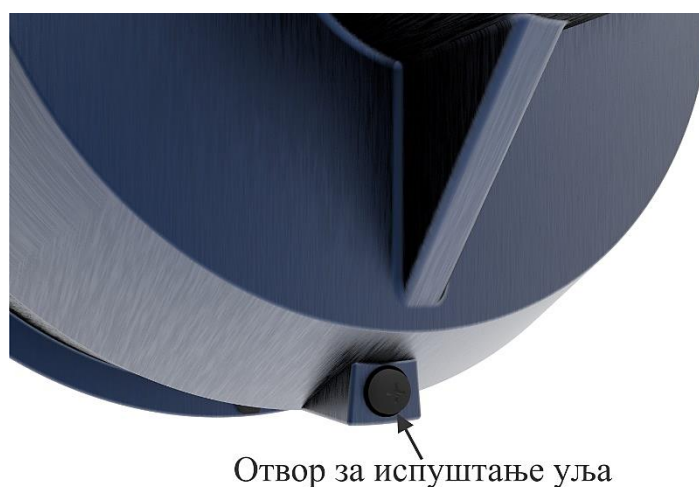
5.5 Моделирање Равињоновог планетарног преносника

Сви елементи планетарног преносника, као и кућиште су моделирани у софтверском пакету *Autodesk Inventor 2016*. На слици 5.6 приказан је коначан изглед Равињоновог планетарног преносника. Кућиште је израђено из два дела, који су спојени помоћу 8 завртњева М5. Између два дела кућишта се налази заптивка. На кућишту се налази отвор за посматрање, отвор за испуштање ваздуха, као и завртањ за могућност фиксирања зупчаника b . На кућишту такође постоји и отвор за испуштање уља.



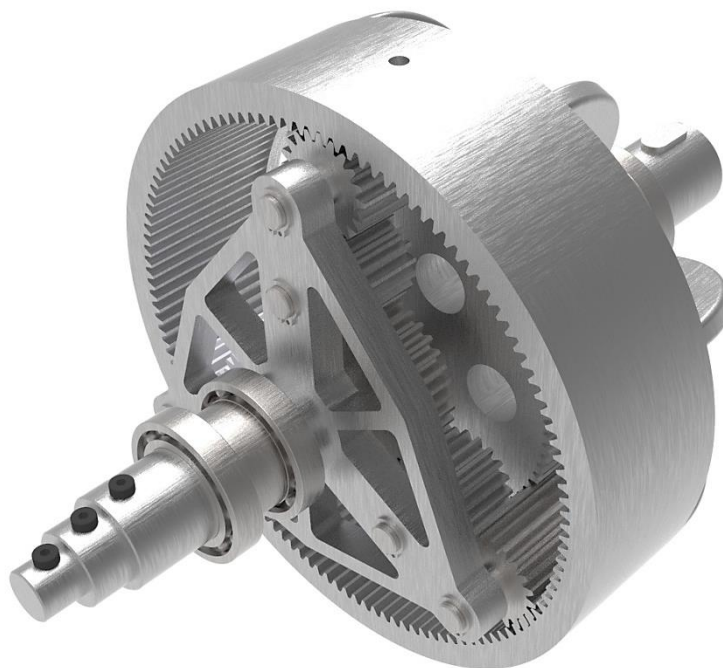
Слика 5.6 - Изглед кућишта

На слици 5.7 је приказан отвор за испуштање уља. Он се налази на најнижем делу кућишта. Дно кућишта има мали нагиб ради лакшег истицања уља.



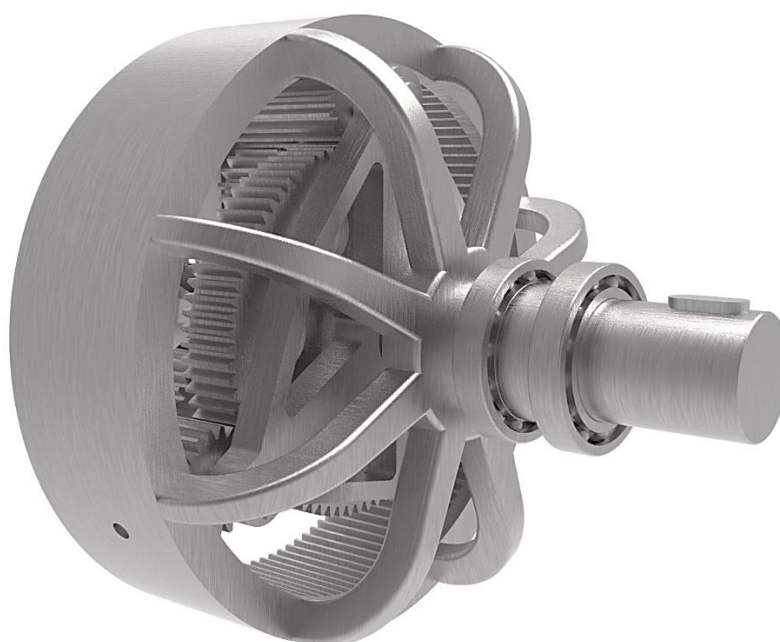
Слика 5.7 - Приказ отвора за испуштање уља

На слици 5.8 је приказана унутрашњост кућишта са свим елементима. Равињонов планетарни преносник чине 3 централна зупчаника, од којих су два са спољашњим озубљењем (зупчаници a и e), док је зупчаник b са унутрашњим озубљењем, као и два сателита d и f који су повезани носачем h . На улазу се налазе 3 вратила од којих су два телескопска. На вратилима су стављени завртњи који нуде могућност фиксирања неког вратила, самим тим и промену улаза планетарног преносника и добијања више различитих преносних односа. Равињонов преносник има 6 брзина и једну додатну брзину (рикверц). То је постигнуто променом улаза планетарног преносника и фиксирањем различитих зупчаника, као и носача.



Слика 5.8 - Приказ склопа без кућишта

На слици 5.9 је приказано конструкционо решење излазног вратила спојеног са зупчаником b .



Слика 5.9 - Приказ излазног вратила

При конструисању планетарног преносника водило се рачуна да он буде што једноставније израде, мале масе, као и малих габаритних мера. Маса планетарног преносника износи 17 kg, док се габаритне мере налазе у техничкој документацији на крају рада.

6. Анализа резултата

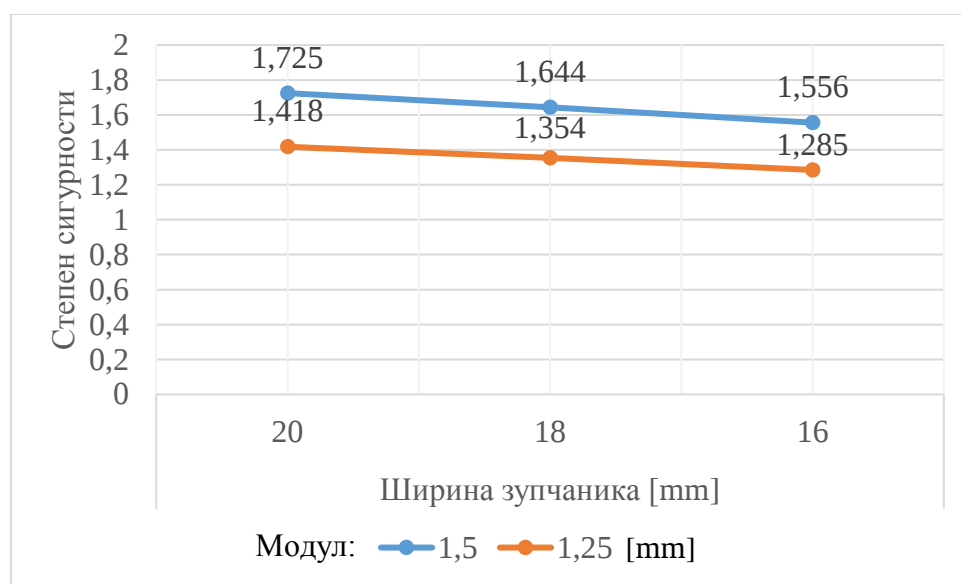
Како би се смањиле димензије планетарног преносника и степени сигурности смањили приближно до дозвољене вредности, урађено је смањење модула са 1,5 mm на 1,25 mm. Ради оптимизације планетарног преносника и са циљем смањења масе, вршила се варијација ширине зупчаника. Смањењем модула и ширине зупчаника, смањују се и димензије зупчаника, што доводи до смањења масе целог склопа.

У табели 6.1 дате су вредности степена сигурности код зупчаника *a*, након смањења модула и ширине зупчаника.

Табела 6.1: Вредности степена сигурности зупчаника *a*

Модул [mm]	Ширина зупчаника [mm]		
	20	18	16
1,5	1,725	1,644	1,556
1,25	1,418	1,354	1,285

Добијене вредности степена сигурности након смањења модула и ширине зупчаника приказане су на дијаграму 6.1.



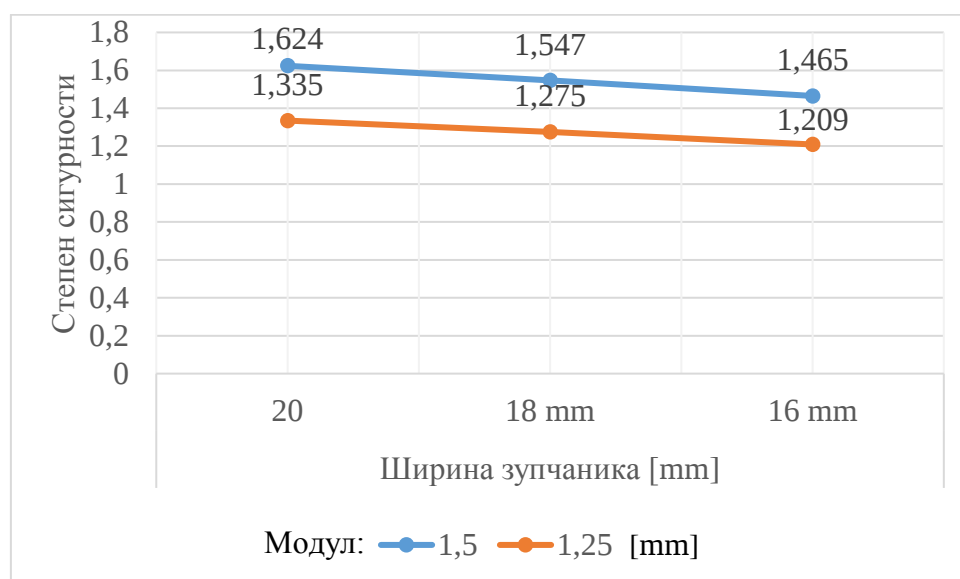
Дијаграм 6.1 - Промена степена сигурности у зависности од модула и ширине зупчаника

У табели 6.2 дате су вредности степена сигурности код зупчаника *g*, након смањења модула и ширине зупчаника.

Табела 6.2: Вредности степена сигурности зупчаника *g*

Модул [mm]	Ширина зупчаника [mm]		
	20	18	16
1,5	1,624	1,547	1,465
1,25	1,335	1,275	1,209

Добијене вредности степена сигурности након смањења модула и ширине зупчаника приказане су на дијаграму 6.2.



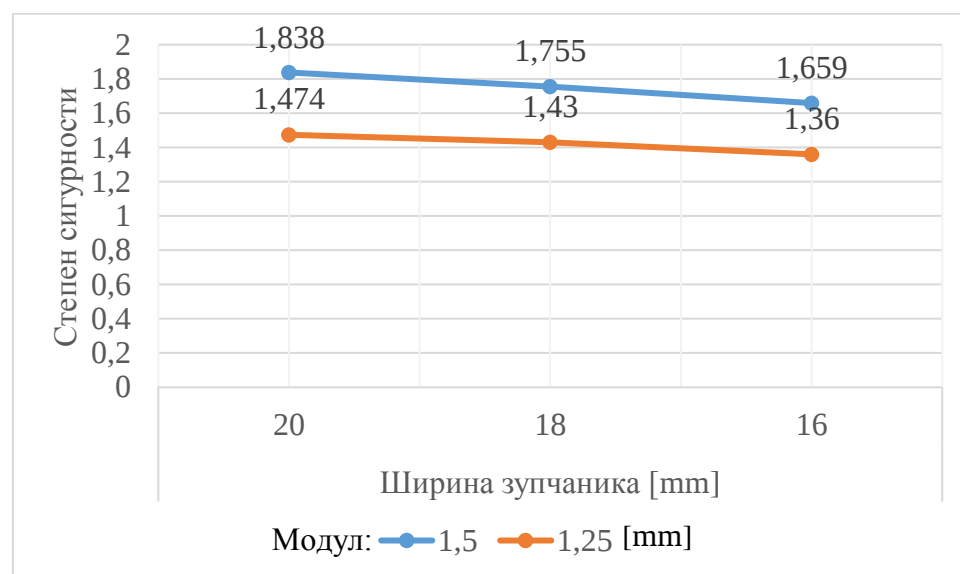
Дијаграм 6.2 - Промена степена сигурности у зависности од модула и ширине зупчаника

У табели 6.3 дате су вредности степена сигурности код зупчаника *e*, након смањења модула и ширине зупчаника.

Табела 6.3: Вредности степена сигурности зупчаника *e*

Модул [mm]	Ширина зупчаника [mm]		
	20	18	16
1,5	1,838	1,755	1,659
1,25	1,474	1,43	1,36

Добијене вредности степена сигурности након смањења модула и ширине зупчаника приказане су на дијаграму 6.3.



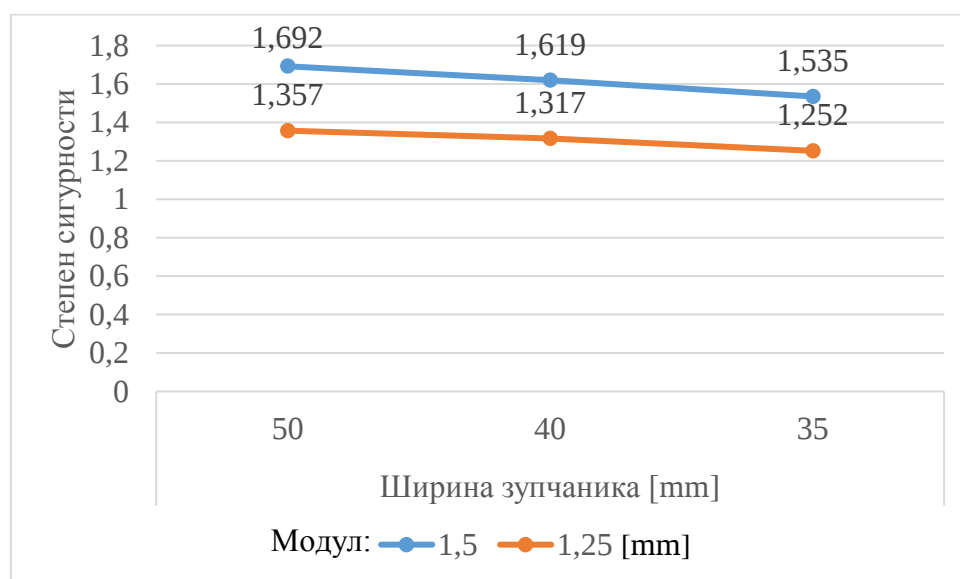
Дијаграм 6.3 - Промена степена сигурности у зависности од модула и ширине зупчаника

У табели 6.4 дате су вредности степена сигурности код зупчаника f , након смањења модула и ширине зупчаника.

Табела 6.4: Вредности степена сигурности зупчаника f

Модул [mm]	Ширина зупчаника [mm]		
	50	40	35
1,5	1,692	1,619	1,535
1,25	1,357	1,317	1,252

Добијене вредности степена сигурности након смањења модула и ширине зупчаника приказане су на дијаграму 6.4.



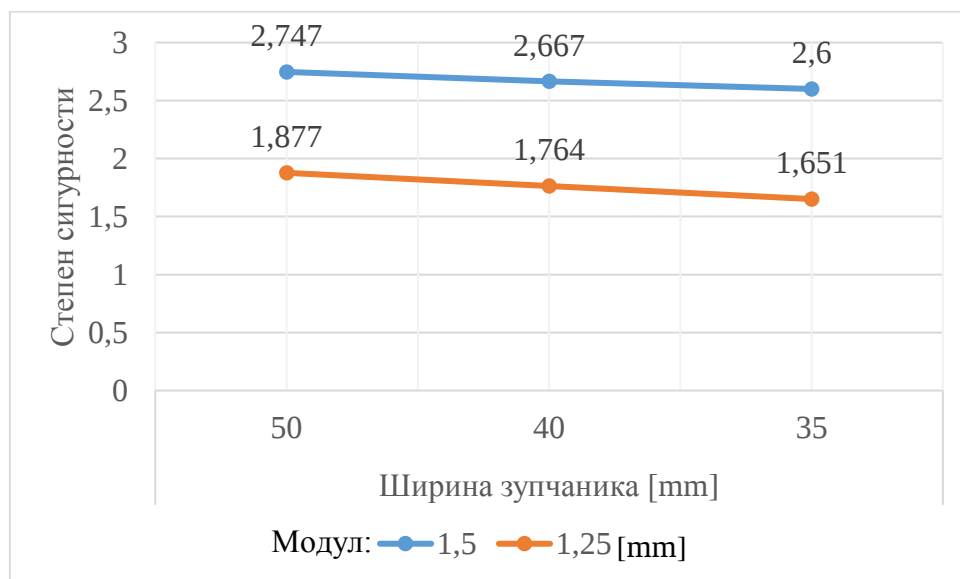
Дијаграм 6.4 - Промена степена сигурности у зависности од модула и ширине зупчаника

У табели 6.5 дате су вредности степена сигурности код зупчаника b , након смањења модула и ширине зупчаника.

Табела 6.5: Вредности степена сигурности зупчаника b

Модул [mm]	Ширина зупчаника [mm]		
	50	40	35
1,5	2,747	2,667	2,6
1,25	1,877	1,764	1,651

Добијене вредности степена сигурности након смањења модула и ширине зупчаника приказане су на дијаграму 6.5.



Дијаграм 6.5 - Промена степена сигурности у зависности од модула и ширине зупчаника

На основу добијених резултата закључује се да се коришћењем мањег модула и мањих ширина зупчаника, вредност степена сигурности драстично смањује, и остаје у дозвољеним границама. Смањење модула испод 1,25 mm и ширине испод 16 mm односно 35 mm није могуће јер у том случају не би био задовољен степен сигурности. Мањи модул и ширина зупчаника доводе до доста мањих димензија зупчаника, а самим тим и целог склопа. Такође, доводе до уштеде материјала, као и до мање масе планетарног преносника.

7. Закључак

Преко историјског развоја планетарних преносника до данашње употребе види се да употреба преносника снаге временом све више расте и због тога је потребно разумети на који начин они функционишу. Кроз комплентан прорачун и конструкцију појединачних елемената, овај рад објашњава принцип рада механичких преносника снаге са освртом на Равињонов преносник који је настао као последица унапређивања претходних планетарних механизма.

Сама чињеница да ова врста преносника поседује могућност од седам различитих преносних односа, несумњиво упућује на величину његове употребне вредности. Потребно је напоменути да се правилним избором броја зуба постиже не само уравнотежење оптерећења већ и разноликост преносних односа што показује табела 4.1. За усвојене вредности бројева зуба које су: $z_a = 40$, $z_g = 20$, $z_f = 20$, $z_e = 80$, $z_b = 120$ $z_a = 40$, $z_g = 20$, $z_f = 20$, $z_e = 80$, $z_b = 120$, важи следећа табела:

Табела 4.2: Вредности преносних односа Равињоновог планетарног преносника

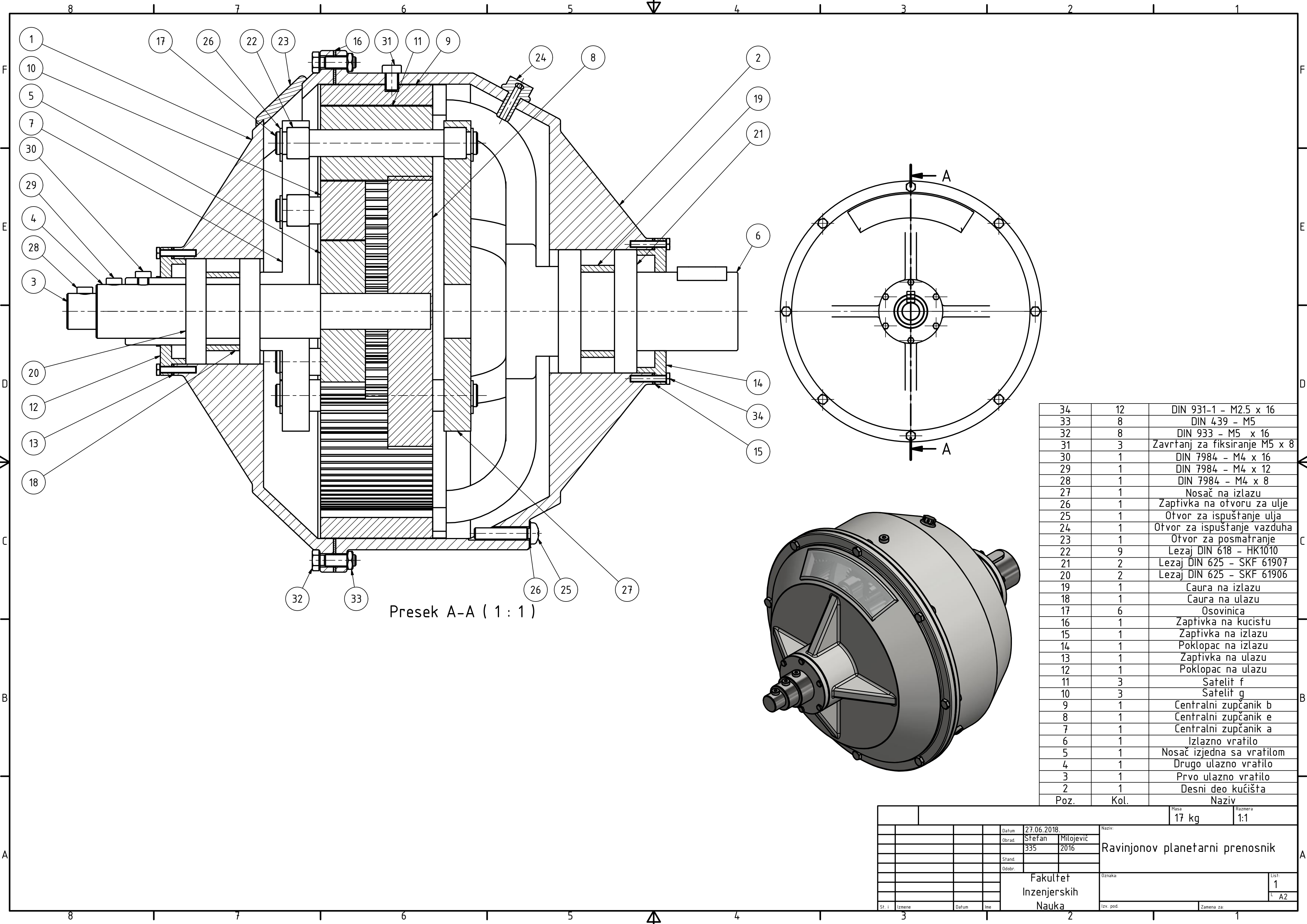
		Улаз	Изаз	Непокретан	i_{pp}
I концепција	R_{ab}^h	a	b	h	3
II концепција	R_{eb}^a	e	b	a	2,25
III концепција	R_{ab}^e	a	b	e	1,8
IV концепција	R_{hb}^a	h	b	a	1,5
V концепција		b	b	цео планетарац	1
VI концепција	R_{hb}^e	h	b	e	0,6
VII концепција	R_{eb}^h	e	b	h	-1,5

У оквиру анализе, где је вршена промена модула и ширине зупчаника показано је да је то потпуно оправдано јер степен сигурности остаје у дозвољеним границама, док се знатно доприноси уштеди простора (мање димензије планетарног преносника), материјала, као и саме масе. Смањењем модула и ширине зупчаника, смањена је маса планетарног преносника са 17 kg на 12 kg, што је скоро 30% мања маса од првобитне.

Будућност овог преносника лежи у томе да уколико се открије начин за мењање излазног елемента снаге, биће могуће добити још већи број брзина. Тиме се отварају поља за нова истраживања која могу допринети индустрији, а моделом који је дат у раду могу се и приказати ове могућности.

8. Литература

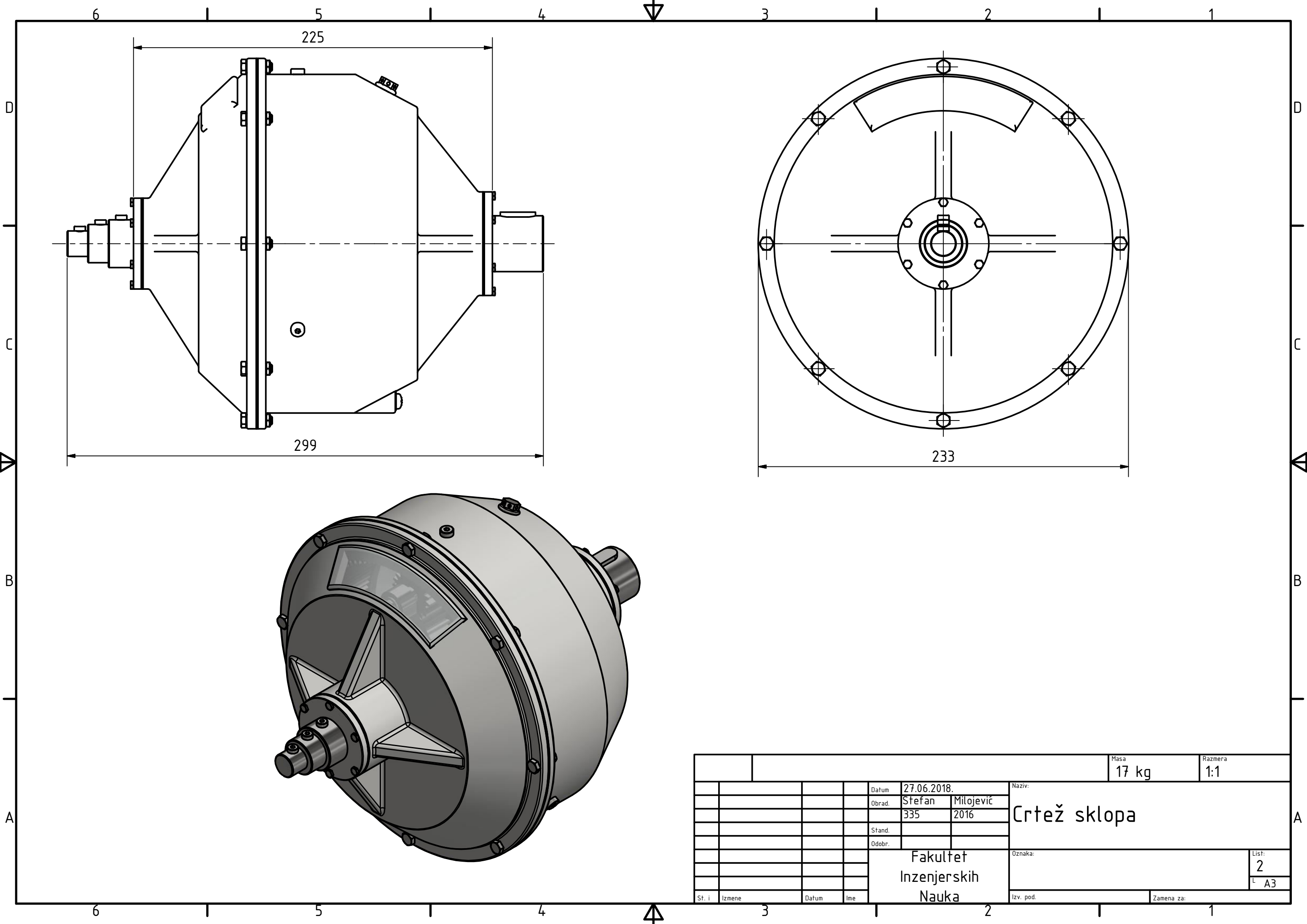
- [1] Б. Стојановић, М. Благојевић: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.
- [2] Р. Митровић: *Машински елементи 2* - скрипта у припреми, Машински факултет универзитета у Београду, 2015.
- [3] В. Николић: *Машински елементи*, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.
- [4]<http://www.rgf.rs/predmet/RO/V%20semestar/masine%20i%20uredjaji%20za%20eksploataciju%20nafte%20i%20gasa/Predavanja/10%20-%20Prenosnici%20snage.pdf>, приступљено 25.05.2018.
- [5] Р. Глигорић: *Машински елементи* [Електронски извор], Пољопривредни факултет, Нови сад, 2015.
- [6]<http://omk.mas.bg.ac.rs/files/elementi2/smena3/2-Uvod-zupcasti%20prenosnici.pdf>, приступљено 25.05.2018.
- [7] С. Танасијевић, А. Вулић: *Механички преносници - планетарни преносници и варијатори*, Машински факултет у Крагујевцу, 2006.
- [8]<http://virtualtravelog.net/2011/01/virtual-reconstruction-of-the-antikythera-mechanism/>, приступљено 25.05.2018
- [9]https://en.wikipedia.org/wiki/Antikythera_mechanism, приступљено 31.05.2018
- [10]<https://www.theatlantic.com/technology/archive/2013/02/behold-the-kindle-of-the-16th-century/273577/>, приступљено 25.05.2018
- [11]<https://www.scribd.com/document/226151416/Planetarni-mjenjac>, приступљено 31.05.2018.
- [12]<https://patents.google.com/patent/US2518824A/>, приступљено 31.05.2018.
- [13]<https://patents.google.com/patent/US2631476A/en>, приступљено 31.05.2018.
- [14]<http://carpedia.club/view/5855>, приступљено 31.05.2018.
- [15]http://www.wikiwand.com/en/Ravigneaux_planetary_gearset, приступљено 31.05.2018.
- [16]<https://www.scribd.com/doc/100685077/722-9-Mercedes-Benz-7-G-Tronic>, приступљено 31.05.2018.
- [17] Mercedes Benz Workshop Manuals, 2006.
- [18]http://sinref.ru/avtomobili/Kia/008_Kia_Sportage_3_vipuska_2010_remont_bez_problem/156.htm, приступљено 31.05.2018.
- [19]http://zinref.ru/avtomobili/Ford/003_00_Ford_Mondeo_4_2007_goda_remont_bez_problema_kopia/157.htm, приступљено 31.05.2018.
- [20] Милан Д. Трбојевић: *Редуктори*, Научна књига, Београд, 1984.



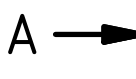
Presek A-A (1 : 1)

34	12	DIN 931-1 - M2.5 x 16
33	8	DIN 439 - M5
32	8	DIN 933 - M5 x 16
31	3	Zavrtnanj za fiksiranje M5 x 8
30	1	DIN 7984 - M4 x 16
29	1	DIN 7984 - M4 x 12
28	1	DIN 7984 - M4 x 8
27	1	Nosač na izlazu
26	1	Zaptivka na otvoru za ulje
25	1	Otvor za ispuštanje ulja
24	1	Otvor za ispuštanje vazduha
23	1	Otvor za posmatranje
22	9	Lezaj DIN 618 - HK1010
21	2	Lezaj DIN 625 - SKF 61907
20	2	Lezaj DIN 625 - SKF 61906
19	1	Čaura na izlazu
18	1	Čaura na ulazu
17	6	Osovinica
16	1	Zaptivka na kucistu
15	1	Zaptivka na izlazu
14	1	Poklopac na izlazu
13	1	Zaptivka na ulazu
12	1	Poklopac na ulazu
11	3	Satelit f
10	3	Satelit g
9	1	Centralni zupčanik b
8	1	Centralni zupčanik e
7	1	Centralni zupčanik a
6	1	Izlazno vratilo
5	1	Nosač izjedna sa vratilom
4	1	Drugo ulazno vratilo
3	1	Prvo ulazno vratilo
2	1	Desni deo kućišta
Poz.	Kol.	Naziv

				Masa	17 kg	Razmera	1:1
				Datum	27.06.2018.	Naziv:	
				Obrad.	Stefan Milojević	Ravinjonov planetarni prenosnik	
				Stand.	335 2016		
				Odobr.			
				Fakultet Inženjerskih Nauka			Lish: 1
							L A2
St. i	Izmene	Datum	Ime	Izv. pod.			Zamena za:



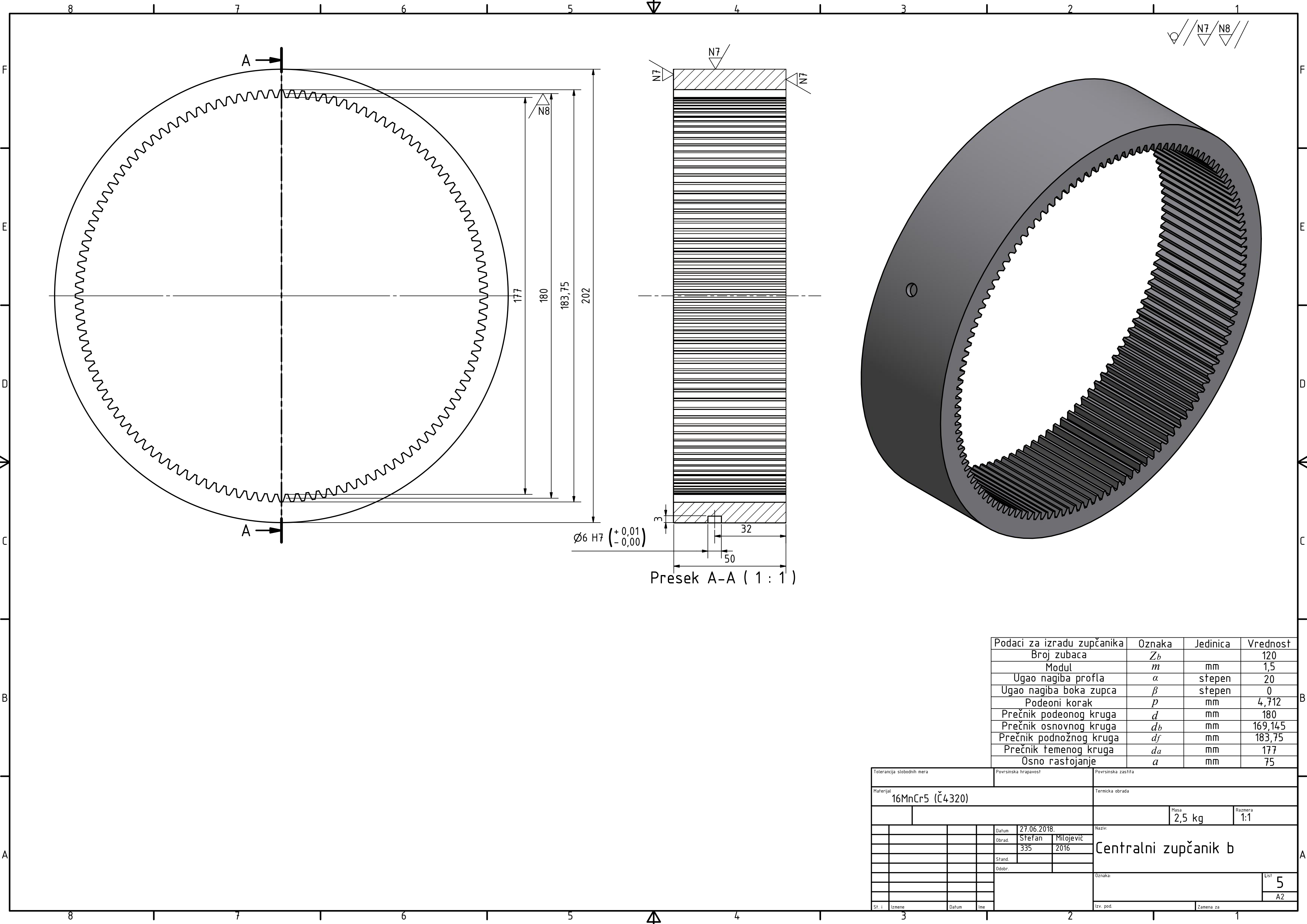
				Masa		Razmera	
				17 kg		1:1	
			Datum	27.06.2018.		Naziv:	
			Obrad.	Stefan	Milojević		
				335	2016		
			Stand.			Crtež sklopa	
			Odobr.				
			Fakultet Inženjerskih Nauka			Oznaka:	
						List: 2 A3	
St. i	Izmene	Datum	Ime	Izv. pod.		Zamena za:	

A

Napomena: Nekotirani radijusi su R1

A

1



Podaci za izradu zupčanika	Oznaka	Jedinica	Vrednost
Broj zubaca	Z_b		120
Modul	m	mm	1,5
Ugao nagiba profila	α	stepen	20
Ugao nagiba boka zupca	β	stepen	0
Podeoni korak	p	mm	4,712
Prečnik podeonog kruga	d	mm	180
Prečnik osnovnog kruga	d_b	mm	169,145
Prečnik podnožnog kruga	d_f	mm	183,75
Prečnik temenog kruga	d_a	mm	177
Oсно растојanje	a	mm	75

Tolerancija slobodnih mera				Povrsinska hrapavost				Povrsinska zaštita			
Materijal 16MnCr5 (Č4320)								Termicka obrada			
								Masa 2,5 kg		Razmera 1:1	
				Datum 27.06.2018.		Naziv: Centralni zupčanik b					
				Obrad. Stefan Mitojević							
				335 2016							
				Stand.							
				Odobr.							
						Oznaka: 					

Centralni zupčanik b

5
A2

